Institut für Maschinen und Fahrzeugtechnik – Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München

Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder

Andreas Grossl

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr. mont. habil. Ewald Werner

Prüfer der Dissertation:

- 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn
- 2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kirsten Bobzin, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Die Dissertation wurde am 16.11.2006 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 23.01.2007 angenommen. Dissertation an der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München

© 2007 by Andreas Grossl

Alle Rechte vorbehalten!

ISBN 978-3-89791-365-8

Als Typoskript gedruckt

Das Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, des Vortrags, der Entnahme von Abbildungen und Tabellen, der Funksendung, der Mikroverfilmung oder Vervielfältigung auf anderen Wegen und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwendung, vorbehalten. Eine Vervielfältigung dieses Werkes oder von Teilen dieses Werkes ist auch im Einzelfall nur in den Grenzen der Bestimmungen des Urheberrechtsgesetzes der Bundesrepublik Deutschland vom 9. September 1965 in der jeweils geltenden Fassung zulässig. Sie ist grundsätzlich vergütungspflichtig. Zuwiderhandlungen unterliegen den Strafbestimmungen des Urheberrechtsgesetzes. Sollten in diesem Werk Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. ohne besondere Kennzeichnung wiedergegeben sein, so berechtigt dies nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- oder Markenschutzgesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

> Herstellung: Herbert Hieronymus • Druck und Verlag • München Printed in Germany

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), der Technischen Universität München. Die Arbeit basiert im Wesentlichen auf den Ergebnissen zweier Forschungsvorhaben, welche im Auftrag der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA) durchgeführt wurden. Den Mitgliedern des Arbeitskreises "Schmierstoffe und Tribologie" unter der Leitung von Dr.-Ing. Franz Joachim (ZF Friedrichshafen AG) gilt der Dank für das Interesse und die intensive Beteiligung an den Vorhaben. Teile der Arbeit beruhen auf Ergebnissen des von der EU geförderten Forschungsvorhabens "Oil-free Powertrain" und auf weiteren eigenen Untersuchungen.

Mein Dank gilt allen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, insbesondere

meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn, der die Thematik der Arbeit stets unterstützte und mir die Möglichkeit gab, die Forschungsvorhaben an seinem Institut durchzuführen und erfolgreich abzuschließen.

Frau Prof. Dr.-Ing. Kirsten Bobzin für die Übernahme des Koreferates und Herrn Prof. Dr. mont. Ewald Werner für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

meinem Forschungsgruppenleiter, Dr.-Ing. Klaus Michaelis, der mir mit seiner fachlichen Kompetenz, Erfahrung und Zuversicht immer hilfreich zur Seite stand und mir bei der Durchführung meiner Aufgaben einen großen Freiraum und das notwendige Vertrauen gewährte. Dankend hebe ich die sehr angenehme und freundschaftliche Arbeitsatmosphäre hervor.

allen Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls für deren Hilfsbereitschaft und gute Zusammenarbeit. Besonders danke ich den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Prüffeldes, der Werkstatt und des Laborbereiches, ohne die die erfolgreiche Bearbeitung der experimentellen Vorhaben nicht möglich gewesen wäre.

den zahlreichen Studenten und Diplomanden für deren wertvolle Mithilfe. Namentlich zu erwähnen sind die Herren Dipl.-Ing. Christian Cattalini, Dipl.-Ing. David Lörinci und Dipl.-Ing. Thomas Fuchs.

meinen Eltern, die mich stets gefördert und mir diesen Weg ermöglicht haben.

und nicht zuletzt meiner Frau Lydia für ihr Verständnis und den unverzichtbaren Rückhalt. Mir und meiner Familie werden die Jahre an der FZG in bester Erinnerung bleiben.

Ismaning, im November 2006

Andrew from

0	Forn	nelzeicl	nen, Benennungen und Abkürzungen	V
1	Einle	eitung .		1
	1.1	Proble	mstellung	1
	1.2	Zielset	zung und Lösungsweg	2
2	Stan	d des V	Vissens	4
-	2.1	Anwer	ndungsmöglichkeiten und Charakterisierung von PVD-Schichten	4
	2.2	Unters	uchungsergebnisse von PVD-Schichten in Modellversuchen	9
	2.3	Unters	uchungsergebnisse von PVD-Schichten bei Getrieben	. 13
		2.3.1	Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit	. 14
		2.3.2	Einfluss auf die Zahnfußtragfähigkeit	. 16
		2.3.3	Einfluss auf die Graufleckentragfähigkeit	. 17
		2.3.4	Einfluss auf das Verschleißverhalten	. 18
		2.3.5	Einfluss auf die Fresstragfähigkeit	. 19
		2.3.6	Einfluss auf das Reibungsverhalten	. 21
3	Vers	uchsm	aterialien und Prüfeinrichtungen	. 22
Ŭ	3.1	Prüfkö	rper	22
	0.1	3.1.1	Prüfverzahnungen	. 22
		3.1.2	Prüfscheiben	. 26
	3.2	Schich	itsysteme	. 27
	3.3	Schmi	erstoffe und Schmierfilmdickenrechnung	. 29
		3.3.1	Schmierstoffe	. 29
		3.3.2	Schmierfilmdickenrechnung	. 30
	3.4	Prüfeir	nrichtungen für Zahnrad- und Scheibenversuche	. 32
		3.4.1	FZG-Verspannungsprüfstand	. 32
		3.4.2	Pulsatorprüfstand	. 33
		3.4.3	Zwei-Scheiben-Prüfstand	. 34
4	Entv	vicklund	n notwendiger Rahmenbedingungen für die Anwendung	
•	besc	chichtet	er Zahnräder	. 36
	4.1	Versu	chsprogramm	. 36
	4.2	Versu	chsergebnisse	. 37
		4.2.1	Beschichten beider Reibpartner – Einfluss der Schichtart	. 37
		4.2.2	Beschichten eines Reibpartners – Einfluss unterschiedlicher	
			Oberflächenstrukturen	. 38
		4.2.3	Einfluss der Oberflächenrauheit bei geschliffenen Oberflächen	. 44
		4.2.4	Einfluss des Mikrostrahlens	. 44
		4.2.5	Einfluss der Schichtdicke	. 45
	4.3	Ergänz	zende metallographische Untersuchungen	. 46

	4.4	Ableitu Zahnrä	ng notwendiger Bedingungen für die Anwendung beschichteter ider	47
5	Einfl	uss vor	n PVD-Schichten auf die Grübchentragfähigkeit	48
	5.1	Unters	uchungen zur Grübchentragfähigkeit (Wöhlerlinien)	48
		5.1.1	Versuchsergebnisse	48
		5.1.2	Begleitende REM-Untersuchungen und ergänzende metallo-	
			graphische Untersuchungen	50
	5.2	Grübch	nenuntersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffes	54
	5.3	Grübch	nenuntersuchungen mit einer Schrägverzahnung	56
		5.3.1	Versuchsergebnisse	56
		5.3.2	Ergänzende metallographische Untersuchungen	57
	5.4	Grübch	nenuntersuchungen zum Einfluss der Baugröße	58
		5.4.1	Versuchsergebnisse	58
		5.4.2	Ergänzende metallographische Untersuchungen	60
	5.5	Auswe	rtung und Einordnung der Ergebnisse in die DIN 3990	61
	5.6	Theore	etische Untersuchungen zur Berechnung beschichteter Zahn-	
		flanker	۱	62
6	Einfl	uss vor	n PVD-Schichten auf die Zahnfußtragfähigkeit	68
	6.1	Versuc	hsergebnisse zur Zahnfußtragfähigkeit (Wöhlerlinien)	68
	6.2	Ergänz	zende metallographische Untersuchungen	70
	6.3	Auswe	rtung und Einordnung der Ergebnisse in die DIN 3990	71
	6.4	Theore	etische Untersuchungen zur Berechnung der Zahnfußbe-	
		anspru	chung beschichteter Zahnräder	72
7	Einfl	uss vor	n PVD-Schichten auf die Graufleckentragfähigkeit	76
	7.1	Graufle	eckenuntersuchungen zum Einfluss der Verzahnungskorrekturen.	77
	7.2	Graufle	eckenuntersuchungen zum Einfluss der Schichtart	78
	7.3	Graufle	eckenuntersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffes	80
	7.4	Graufle	eckenuntersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher	
		Oberflä	achenstrukturen bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet	81
	7.5	Ergänz	zende metallographische Untersuchungen	84
	7.6	Zusam	menfassung der Ergebnisse zur Graufleckentragfähigkeit	85
	7.7	Auswe	rtung und Einführung der Ergebnisse in die Graufleckenrechnung	.86
8	Einfl	uss vor	n PVD-Schichten auf das Verschleißverhalten	89
	8.1	Versch	leißuntersuchungen zum Einfluss der Schichtart	90
	8.2	Versch	leißuntersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher	
		Oberflä	achenstrukturen bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet	93
	8.3	Auswe	rtung und Einführung der Ergebnisse in die Verschleißrechnung	95

9	Einfl	uss vor	n PVD-Schichten auf die Fresstragfähigkeit	97
	9.1	Fressu	ntersuchungen zum Einfluss der Schichtart mit einem un-	
		legierte	en Mineralöl	98
	9.2	Fressu	ntersuchungen zum Einfluss der Schichtart mit einem legierten	
		Minera	löl	100
	9.3	Fressu	ntersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Oberflächen-	
		struktu	ren bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet	101
	9.4	Ergänz	ende metallographische Untersuchungen	104
	9.5	Zusam	menfassung der Ergebnisse zur Fresstragfähigkeit	105
	9.6	Auswe	rtung und Einordnung der Ergebnisse in die DIN 3990	107
10	Einfl	uss vor	n PVD-Schichten auf das Reibungsverhalten	109
	10.1	Unters	uchungen zum Reibungsverhalten an Zahnrädern	109
		10.1.1	Ergebnisse zum Einfluss der Schichtart	111
		10.1.2	Ergebnisse zum Einfluss der Öltemperatur	112
		10.1.3	Ergebnisse zum Einfluss der Paarung beschichtet – unbe-	
			schichtet	113
		10.1.4	Ergebnisse zur Massentemperatur	114
	10.2	Unters	uchungen zum Reibungsverhalten an Scheiben	115
		10.2.1	Ergebnisse zum Einfluss der Schichtart	117
		10.2.2	Ergebnisse zum Einfluss der Paarung beschichtet – unbe-	
			schichtet	120
	10.3	Unters	uchungen zum Trockenlaufverhalten an Zahnrädern	121
11	Zusa	mmenf	assung und Ausblick	123
12	Liter	atur		127
40	Anho			
13	AIII.		rzahnungan und Drüfeshaiban	AI
	13.1			A2
		13.1.1		AZ
		13.1.2		AJ
		13.1.5	A-verzahlnung	74 Δ5
		13.1.4	Verzahnung mit Achsabstand $a = 200 \text{ mm}$	Δ6
		13.1.5	Verlustontimierte Verzahnung (Low-loss gears)	Δ7
		13.1.0	Prüfscheihen	Δ8
	13.2	Schlifft	nilder der unterschiedlichen Zahnradvarianten	Δ9
	10.2	13.2.1	Cmod-Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 1. Reschichtungs	
		10.2.1	charge 1)	ΔQ
		1322	C _{mod} -Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 1 Reschichtungs	
			charge 2)	A10

	13.2.3	C _{mod} -Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 2, Beschichtungs-	-
		charge 3)	A11
	13.2.4	C-GF-Verzahnung	A12
	13.2.5	A-Verzahnung	A13
	13.2.6	Schräg-Hochverzahnung	A14
	13.2.7	Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm	A15
	13.2.8	Ungeschliffene C-Räder (Pulsatorversuche)	A16
13.3	Tragbil	der der C _{mod} -Verzahnung	A17
13.4	Faktore	en zur Berechnung der Zahnflankenspannung für die C _{mod} -Ver-	
	zahnun	g	A18
13.5	Faktore	en zur Berechnung der Zahnfußspannung für ungeschliffene	
	C-Räde	er (Pulsatorversuche)	A18
13.6	Öltemp	eraturen und Faktoren zur Berechnung der Fress-Integral-	
	temper	atur für die A-Verzahnung	A19
13.7	Reibun	gsverhalten bei Scheiben (Öl FVA 2 + 4 % A 99)	A20
13.8	Reibun	gsverhalten bei Scheiben (Öl CLP 220)	A22

0 Formelzeichen, Benennungen und Abkürzungen

Zeichen	Benennung	Einheit
а	Achsabstand	mm
b	Zahnbreite	mm
b _H	Halbe Hertz'sche Abplattungsbreite	mm
C _{IT}	linearer Verschleißkoeffizient	mm/U
d ₁	Teilkreisdurchmesser Ritzel	mm
d _{a1}	Kopfkreisdurchmesser Ritzel	mm
d _{a2}	Kopfkreisdurchmesser Rad	mm
d _{Na}	Nutzkreisdurchmesser am Kopf	mm
d _{Nf}	Nutzkreisdurchmesser am Fuß	mm
d _w	Wälzkreisdurchmesser	mm
f	Umrechnungsfaktor für die Verschleißkoeffizienten des DGM	/IK-
	Verschleißtests auf die Bedingungen nach Plewe	
f _{fm}	mittlere Profilformabweichung	µm
f _{fmGFT}	mittlere Profilformabweichung im Graufleckentest	µm
f _{FxD1%}	Umrechnungsfaktor für die Zahnfußdauerfestigkeit von 50 %	, D
	Ausfallwahrscheinlichkeit auf 1 % Ausfallwahrscheinlichkeit.	
f _{HxD1%}	Umrechnungsfaktor für die Grübchendauerfestigkeit von 50	%
	Ausfallwahrscheinlichkeit auf 1 % Ausfallwahrscheinlichkeit.	
h	Balkenhöhe	mm
h _{Fn}	Biegehebelarm für Zahnfußbeanspruchung	mm
h _{min}	minimale Schmierfilmdicke	µm
k	Achsverhältnis der elliptischen Kontaktfläche	
I	Balkenlänge	mm
l _{eff}	effektive Berührlinienlänge	mm
m	Verschleißabtrag	mg
m _n	Normalmodul	mm
n _{Ri}	Ritzeldrehzahl	1/min
р	Pressung im Kontakt	N/mm ²
p _C	Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt	N/mm ²
р _н	Hertz'sche Pressung im Kontakt	N/mm ²
r ₁	Krümmungsradius Wälzkörper 1	mm
r ₂	Krümmungsradius Wälzkörper 2	mm
S _{Fn}	Zahnfußsehne im Berechnungsquerschnitt	mm
t	Schichtdicke	mm
u	Zähnezahlverhältnis (u = z ₁ /z ₂)	
V ₁	Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkörper 1	m/s

V ₂	Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkörper 2	m/s
v _t	Nenn-Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis	m/s
V_{Σ}	Summengeschwindigkeit	m/s
х	Koordinatenrichtung parallel zur Oberfläche (Hertz'scher Kont	akt).mm
х	Koordinatenrichtung in Balkenlängsrichtung (Fußbeanspruchu	ing).mm
X ₁	Profilverschiebungsfaktor Ritzel	
X ₂	Profilverschiebungsfaktor Rad	
у	Koordinatenrichtung normal zur Oberfläche (Hertz'scher Konta	akt) .mm
у	Koordinatenrichtung in Balkenhöhenrichtung (Fußbeanspruch	ung)mm
z	Zähnezahl	
Z ₁	Zähnezahl Ritzel	
Z ₂	Zähnezahl Rad	
C ₁	Gewichtungsfaktor zur Berechnung der Fresstragfähigkeit (au	S
	Versuchen abgeleitet)	
C ₂	Gewichtungsfaktor zur Berechnung der Fresstragfähigkeit (au	S
	Versuchen abgeleitet)	
C _{a1}	Kopfrücknahme Ritzel	µm
C _{a2}	Kopfrücknahme Rad	µm
C _{b1}	Breitenballigkeit Ritzel	µm
C _{b2}	Breitenballigkeit Rad	µm
E'	reduzierter Elastizitätsmodul	N/mm^2
E1	Elastizitätsmodul Wälzkörper 1	N/mm ²
E ₂	Elastizitätsmodul Wälzkörper 2	N/mm ²
E _{Schicht}	Elastizitätsmodul der Schicht	N/mm ²
E _{Stahl}	Elastizitätsmodul von Stahl (E _{Stahl} = 206000 N/mm ²)	N/mm ²
Eht	Einsatzhärtungstiefe	mm
F	Kraft im Kontakt	N
F _N	Normalkraft im Kontakt	N
Fn	Normalkraft im Pulsator	N
F _R	Reibkraft im Kontakt	N
Ft	Nenn-Umfangskraft am Teilkreis	N
G	Elastizitätsparameter	
HRC	Rockwellhärte	
HV XX	Vickershärte ermittelt mit der Prüflast XX	
K _A	Anwendungsfaktor	
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor für Zahnfußbeanspruchung	
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor für Zahnfußbeanspruchung	
· K _{Hα}	Stirnfaktor für Flankenpressung	
	· •	

Κ _{Ηαβ} '	Pressungsüberhöhungsfaktor nach Stahl [148]	
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor für Flankenpressung	
K _v	Dynamikfaktor	
M _{Ri}	Ritzeldrehmoment	Nm
Ν	Anzahl der Lastwechsel	
N_{GFT}	Anzahl der Lastwechsel im Graufleckentest	
Pv	Gesamtverlustleistung	W
P _{VL0}	lastunabhängige Lagerverlustleistung	W
P_{VLP}	lastabhängige Lagerverlustleistung	W
P _{VX0}	Sonstige Verlustleistung	W
P _{VZ0}	lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung	W
P_{VZP}	lastabhängige Verzahnungsverlustleistung	W
R _a	arithmetischer Mittenrauwert	µm
RI	Ersatzkrümmungsradius in Rollrichtung	mm
R _{II}	Ersatzkrümmungsradius quer zur Rollrichtung	mm
R _{pk}	reduzierte Spitzenhöhe	µm
Rz	gemittelte Rautiefe	µm
S	Gleitfaktor	
S_{GF}	Sicherheit gegen Graufleckenbildung	
$S_{\text{S}\ min}$	Fresssicherheit	
T_λ	Testbeiwert beim Graufleckentest	
U	Geschwindigkeitsparameter	
VI	Viskositätsindex	
W	Lastparameter	
WI	linearer Verschleißabtrag	mm
X _S	Schmierungsfaktor	
Xε	Überdeckungsfaktor	
Y _F	Formfaktor für Zahnfußbeanspruchung	
Y _{RrelT}	Relativer Oberflächenfaktor für Zahnfußbeanspruchung	
Ys	Spannungskorrekturfaktor für Zahnfußbeanspruchung	
Y _{ST}	Spannungskorrekturfaktor für Zahnfußbeanspruchung	
Y _X	Größenfaktor für Zahnfußbeanspruchung	
Y_{β}	Schrägenfaktor für Zahnfußbeanspruchung	
$Y_{\delta relT}$	Relative Stützziffer für Zahnfußbeanspruchung	
Z _B	Ritzel-Einzeleingriffsfaktor	
Z _B '	Ritzel-Einzeleingriffsfaktor nach Stahl [148]	
Z _E	Elastizitätsfaktor für Flankenpressung	2,0,5 (mm ²)
– Z _H	Zonenfaktor für Flankenpressung	,
ZL	Schmierstofffaktor für Flankenpressung	
-		

Z _R	Rauheitsfaktor für Flankenpressung	
Z _S '	Statistischer Faktor nach Stahl [148]	
Z _{S0} '	Statistischer Faktor für die abweichungsfreie Verzahnung nach Stahl [148]	
Zv	Geschwindigkeitsfaktor für Flankenpressung	
Zw	Werkstoffpaarungsfaktor für Flankenpressung	
Z _X	Größenfaktor für Flankenpressung	
Z _β	Schrägenfaktor für Flankenpressung	
Z _β '	Schrägenfaktor für Flankenpressung nach Stahl [148]	
Zε	Überdeckungsfaktor für Flankenpressung	
Zε'	Überdeckungsfaktor für Flankenpressung nach Stahl [148]	
α_{Fn}	Winkel der angreifenden Pulsatorkraft	۰
α_{M}	Druck-Viskositätskoeffizient bei Massentemperatur und einem Druck von 2000 bar	m²/N
α _n	Normaleingriffswinkel	°
α_{ϑ}	Druck-Viskositätskoeffizient bei Gesamttemperatur (= Massen-	
	temperatur + Blitztemperatur)	m²/N
β	Schrägungswinkel	°
εα	Profilüberdeckung	
η_M	dynamische Viskosität bei Massentemperaturr	nPas
η ₉	dynamische Viskosität bei Gesamttemperatur (= Massen-	
	temperatur + Blitztemperatur)r	nPas
ϑ_{flaE}	Blitztemperatur im Kopfeingriffspunkt E des Ritzels für ϵ_{α} = 1,0	°C
$artheta_{fla int}$	mittlere Blitztemperatur über dem Eingriff	°C
ϑ_{int}	Integraltemperatur	°C
ϑ_{intP}	zulässige Integraltemperatur	°C
ϑ_{intS}	Fress-Integraltemperatur	°C
ϑ_{M}	Massentemperatur	°C
θ _{Öl}	Öltemperatur	°C
θ _{Öl Start}	Öltemperatur bei Versuchsbeginn	°C
λ	relative Schmierfilmdicke	
λ_{GF}	minimale relative Schmierfilmdicke im Praxisgetriebe	
λ_{GFP}	minimal erforderliche relative Schmierfilmdicke	
λ_{GFT}	minimale relative Schmierfilmdicke im Graufleckentest (im	
	Punkt A der C-GF-Verzahnung)	
μ	Reibungszahl	
v_1	Querkontraktionsziffer (Poisson-Zahl) Wälzkörper 1	

ν ₂	Querkontraktionsziffer (Poisson-Zahl) Wälzkörper 2	
VSchicht	Querkontraktionsziffer (Poisson-Zahl) der Schicht	
ρ	Dichte	kg/dm ³
ρς	Ersatzkrümmungsradius im Wälzpunkt	mm
Рст	Ersatzkrümmungsradius im Wälzpunkt für die Testverzahnur	ng
	nach Plewe	mm
ρ _F	Zahnfußrundungsradius im Berechnungsquerschnitt	mm
σ _F	Zahnfußspannung nach DIN 3990 [2]	N/mm ²
$\sigma_{\sf F}$ Pulsator	Zahnfußspannung im Pulsator	N/mm ²
σ _{F0}	Zahnfuß-Nennspannung nach DIN 3990 [2]	N/mm ²
σ _{F0} Pulsator	Zahnfuß-Nennspannung im Pulsator	N/mm ²
σ_{FE}	Zahnfuß-Grundfestigkeit	N/mm ²
σ_{Flim}	Zahnfußdauerfestigkeit	N/mm ²
σ _{F∞,Lauf,1%}	auf den Laufversuch umgerechnete dauerfest ertragene	
	Zahnfußspannung für 1 % Ausfallwahrscheinlichkeit	N/mm ²
σ _{F∞,} Pulsator,50%	im Pulsatorversuch dauerfest ertragene Zahnfußspannung	
	für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit	N/mm ²
σ_{H}	Flankenpressung nach DIN 3990 [2]	N/mm ²
σ_{H0}	nominelle Flankenpressung nach DIN 3990 [2]	N/mm ²
σ_{H0} Plewe	nominelle Flankenpressung nach DIN 3990 [2] für die Be-	
	dingungen nach Plewe	N/mm ²
σ _{нот}	nominelle Flankenpressung nach DIN 3990 [2] für die Be-	
	dingungen nach Plewe	N/mm ²
σ _{H0 Test}	nominelle Flankenpressung nach DIN 3990 [2] für die Be-	
	dingungen des DGMK-Verschleißtests	N/mm ²
σ_{Hlim}	Grübchendauerfestigkeit	N/mm ²
σ _{H∞,X%}	im Versuch dauerfest ertragene Zahnflankenspannung für	
	X % Ausfallwahrscheinlichkeit	N/mm ²
σχ	Spannung parallel zur Oberfläche an der Oberfläche	
	(Hertz'scher Kontakt)	N/mm ²
σχ	Spannung in Balkenlängsrichtung	N/mm ²
$\sigma_{x \max}$	maximale Spannung in Balkenlängsrichtung	N/mm ²
σ_y	Spannung normal zur Oberfläche (Hertz'scher Kontakt)	N/mm ²
σ _v (GEH)	Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergie-	
	hypothese (von Mises Spannung)	N/mm ²
τ_{xy}	Schubspannung in Balkenhöhenrichtung	N/mm ²
$ au_{xymax}$	maximale Schubspannung in Balkenhöhenrichtung	N/mm ²
ζgft	spezifisches Gleiten der C-GF-Verzahnung	

ζw	verschleißwirksames spezifisches Gleiten
ζwτ	verschleißwirksames spezifisches Gleiten für die Testver-
	zahnung nach Plewe

Abkürzungen

Innerer Einzeleingriffspunkt
amorphe Kohlenstoffschicht
wasserstoffhaltige amorphe Kohlenstoffschicht
Automatic Transmission Fluid (Automatikgetriebeöl)
Anti Wear
Coordinating European Council
Industriegetriebeöl
Chemical Vapour Deposition
Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle
e. V. (Hamburg)
Diamond Like Carbon
Äußerer Einzeleingriffspunkt
Elasto-Hydrodynamik
Extreme Pressure
Europäische Union
Finite Elemente
Finite Elemente Methode
Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (Frankfurt)
Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (TU München)
Gestaltänderungsenergiehypothese
Grauflecken
Graufleckentest
High Speed Steel (Schnellarbeitsstahl)
Viskositätsklasse nach ISO
Institut für Werkstofftechnik (Bremen)
Kraftstufe
wasserstoffhaltige metallhaltige amorphe Kohlenstoffschicht
wasserstoffhaltige metallhaltige amorphe Kohlenstoffschicht
Momentenstufe
Plasma Assisted Chemical Vapour Deposition
Physical Vapour Deposition
Rasterelektronenmikroskop
Sonderforschungsbereich
tetraedrische Kohlenstoffschicht

VI	Viskositätsindex
WC/C	wasserstoffhaltige metallhaltige (Wolfram) amorphe Kohlenstoff- schicht
WC:H	wasserstoffhaltige metallhaltige (Wolfram) amorphe Kohlenstoff- schicht
XPS	X-ray Photoelectron Spectroscopy (Photoelektronenspektroskopie)

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Zahnräder sind Bauteile, die die Leistungsfähigkeit und Zuverlässigkeit vieler Maschinen bestimmen. Zahnradgetriebe werden überall dort eingesetzt, wo Drehmomente und Drehzahlen auf ein anderes Niveau gebracht werden sollen. Durch Optimierung von Werkstoffen, Wärmebehandlung, Schmierstoffen, der Verzahnungsgeometrie und der Lastverteilung konnte in den letzten Jahren die Leistungsdichte zunehmend gesteigert werden. Für hoch beanspruchte Zahnräder werden heute überwiegend einsatzgehärtete Stähle verwendet, wobei die Optimierung hinsichtlich Werkstoff und Wärmebehandlung weit fortgeschritten ist. Aufgrund der immer strengeren Umweltvorschriften und des wachsenden Umweltbewusstseins in der Gesellschaft können Mineralöle und deren Additive und die Weiterentwicklung derselben für eine Leistungssteigerung oft nur begrenzt eingesetzt werden. Eine weitere Steigerung der Leistungsdichte kann durch die Anwendung von Beschichtungen erzielt werden. Bereits seit langem werden weiche, nichtmetallische Schichten, hergestellt mit Verfahren wie Phosphatieren und Brünieren, mit dem Ziel einer Verbesserung von Schmierung und Einlauf verwendet. Ebenso werden galvanisch aufgebrachte Schichten weicher Metalle, wie Kupfer, Silber oder Zinn, zur Erhöhung der Fresstragfähigkeit eingesetzt. Härtere Schichten, wie etwa TiN, haben sich in der Werkzeugbeschichtung seit Jahren bewährt. Allerdings werden diese Schichten mit CVD-Beschichtungsverfahren (Chemical vapour deposition) aufgebracht, welche aufgrund der hohen Beschichtungstemperaturen für einsatzgehärtete Stähle nicht anwendbar sind. Die hohen Temperaturen würden bei Einsatzstählen zu Anlasseffekten führen. Beschichtungen für die Anwendung an Zahnrädern, welche mittels eines PVD-Beschichtungsverfahrens (Physical vapour deposition) aufgebracht werden, sind am Markt in Serienproduktion erhältlich. PVD-Beschichtungsverfahren können bei Temperaturen unterhalb der Anlasstemperatur arbeiten und sind somit universell einsetzbar. Ein wirtschaftlicher Einsatz von Beschichtungen bei Zahnrädern ist vor allem dann zu erwarten, wenn bei guter Haft- und Standfähigkeit der Schichten und bei adäquater Oberflächenvorbereitung des zu beschichtenden Zahnrades eine Tragfähigkeitssteigerung gegenüber der unbeschichteten Verzahnung vorliegt. Für einen optimalen Einsatz ist es des Weiteren nötig, die Leistungsfähigkeit beschichteter Zahnräder quantitativ genau zu kennen und somit für die Konstruktion vorherseh- und berechenbar zu machen. Stichversuche zu unterschiedlichen Schadensformen am Zahnrad im Zeitfestigkeitsgebiet sind bekannt, systematische Versuche vor allem zum Langzeitverhalten fehlen jedoch.

1.2 Zielsetzung und Lösungsweg

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung der möglichen Verbesserung der Leistungsdichte an Zahnrädern durch moderne PVD-Beschichtungen. Wirtschaftlich und technisch optimierte Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder werden erarbeitet. Zur Verbesserung der Zahnradtragfähigkeit hinsichtlich der Schadensformen Grübchen, Zahnbruch, Grauflecken, Verschleiß und Fressen im Vergleich zu unbeschichteten Zahnrädern werden quantitative Aussagen getroffen. Ebenso werden zahlenmäßige Aussagen zum Trockenlaufverhalten, zu Reibungsverlusten und Wirkungsgrad im Zahnradkontakt von beschichteten Zahnrädern im Vergleich zu unbeschichteten Zahnrädern und vergleichende Aussagen zum Reibungsverhalten der Schichten im Scheibenkontakt gemacht. Um die Ergebnisse der Berechnung zugänglich zu machen, werden diese in die bestehenden standardisierten Berechnungsverfahren und Normen zur Tragfähigkeitsberechnung eingeordnet.

Um die genannten Ziele zu erreichen, wird im Rahmen einer umfangreichen Literaturrecherche der Stand des Wissens hinsichtlich Beschichtungen, deren Charakterisierung und deren Einfluss auf das Schadensverhalten in Wälzkontakten ausführlich dokumentiert.

In den experimentellen Untersuchungen der Arbeit wird das Hauptaugenmerk auf die Steigerung der Grübchentragfähigkeit gelegt, wobei zwei metallhaltige wasserstoffhaltige amorphe Kohlenstoffschichten zum Einsatz kommen. In einem ersten experimentellen Teil werden notwendige Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder in Form von Grübchentests erarbeitet. Dazu werden Untersuchungen zur nötigen Vorbereitung der Zahnflankenoberfläche, Versuche zum Einfluss der optimalen Paarung, zum Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen und zum Einfluss der Schichtdicke durchgeführt.

Im zweiten experimentellen Teil der Arbeit werden systematische Versuche zur Ermittlung des Steigerungspotenzials der Festigkeit für beide Schichtvarianten durchgeführt. Sämtliche Schadensarten am Zahnrad, wie Grübchen, Zahnbruch, Grauflecken, Verschleiß und Fressen werden bei beschichteten Verzahnungen im Vergleich zu unbeschichteten Verzahnungen in standardisierten Prüfverfahren untersucht. Dabei wird neben dem Verhalten im Zeitfestigkeitsgebiet auch die Dauerfestigkeit bestimmt. Das Reibungsverhalten beschichteter Oberflächen wird an Zahnrädern und an Scheiben im Rahmen von Wirkungsgraduntersuchungen, Reibungszahlmessungen und Trockenlaufversuchen untersucht. Die Schichten werden vor dem Einsatz charakterisiert und die Veränderungen während bzw. nach ausgewählten Versuchsläufen dokumentiert.

In theoretischen Untersuchungen werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur Zahnradtragfähigkeit unter Einbeziehung der Lebensdauerstatistik derart aufbereitet, dass sie als Faktoren oder Festigkeitswerte in bekannte Berechnungsverfahren sowie in gültige Normen zur Tragfähigkeitsberechnung nach ISO 6336 [9] und DIN 3990 [2] eingeführt werden können. Mit der Berechenbarkeit werden die gefundenen Tragfähigkeitssteigerungen anerkannt nachweisbar. In weiteren theoretischen Betrachtungen wird der Einfluss einer Schicht auf den Beanspruchungs- und Spannungszustand von beschichteten Oberflächen im Rahmen von Finite Elemente Analysen (FE-Analysen) untersucht.

2 Stand des Wissens

2.1 Anwendungsmöglichkeiten und Charakterisierung von PVD-Schichten

Beschichtungen bei Werkzeugen zählen heute zum Stand der Technik und werden zu einem hohen Prozentsatz angewandt. Erste Versuche, Beschichtungen auch an Zahnrädern und Maschinenelementen anzuwenden, bestanden darin, Beschichtungen, welche für die Werkzeuge entwickelt wurden, direkt auf die Zahnräder abzuscheiden. Solche harten Beschichtungen, wie etwa TiN, führten bei der Anwendung an Zahnrädern zu Problemen, wie etwa abrasivem Verschleiß ([141], [150], [153]). Des Weiteren konnten diese Schichten aufgrund hoher Beschichtungstemperaturen nur für Vergütungsstähle eingesetzt werden [98]. Für die Anwendung an Zahnrädern eignen sich vor allem Kohlenstoffschichten, wobei der Kohlenstoff zum Teil in Form von Diamantbindungen vorliegt. Solche Schichten werden auch als DLC-Beschichtungen (diamond like carbon) bezeichnet. Die Kohlenstoffschichten liegen meist in amorpher Form vor, oft sind auch noch Metalle, wie Wolfram, als Dotierungsbestandteile enthalten.

Nach Stott [150] liegt eine weitere Ursache, warum Beschichtungen an Zahnrädern noch nicht weiter verbreitet sind, auch darin, dass sehr wenig Wissen über die Erfahrungen an Zahnrädern zugänglich ist. Es gibt zur Zeit kaum einen bedeutenden Getriebehersteller, welcher nicht schon selbst Versuche mit diversen Schichten durchgeführt hat. Um jedoch bei einem positiven Effekt einen gewonnenen Wettbewerbsvorteil nicht zu verlieren, werden Ergebnisse oft nicht veröffentlicht. Fehlendes Wissen führt auch dazu, dass bereits konstruierte Teile beschichtet werden. Wesentlich ist jedoch, dass der mögliche Beschichtungsprozess schon in die Teilegestaltung integriert werden sollte. Der zusätzliche Kostenfaktor spielt eine weitere wichtige Rolle, weshalb Beschichtungen häufig nur als "Problemlöser" eingesetzt werden. Güttler zum Beispiel spricht von Beschichtungsraten von 8 µm/h für eine Wolframkarbid / Kohlenstoffschicht ([67], [68]), Eleöd von etwa 3 µm/h [52]. Kacsich et al. [89] und Bloyce [31] sprechen von Beschichtungsdauern inklusive Evakuieren und Aufheizen der Beschichtungskammer von 4 bis 7 Stunden. Allgemein hängen die Beschichtungskosten stark von der Schichtdicke ab, wobei die Beschichtungskosten bei PVD-Verfahren im Wesentlichen durch den Beschichtungsprozess selbst verursacht werden [65]. Mit den notwendigen Vor- und Nachbereitungszeiten bei einer Beschichtung sind die Kosten für einen Serieneinsatz in der Automobilindustrie derzeit noch zu hoch. FAG gibt in einer technischen Information für ein mit WC:H beschichtetes Lager den 7-fachen Preis verglichen mit einem unbeschichteten Lager an [166]. *Enke* [57] berichtet von Beschichtungskosten zwischen 500,- \notin /m² und 1000,- \notin /m² bei kleinen Stückzahlen und zwischen 100,- \notin /m² und 250,- \notin /m² bei sehr großen Stückzahlen.

Die Wichtigkeit der Zusammenarbeit zwischen Konstrukteuren, Oberflächentechnikern und Beschichtern schon in der Konstruktionsphase eines Bauteiles wird auch von *Michler* ([123], [124]) und anderen ([42], [118]) bekräftigt. Außerdem stellen komplexe Bauteile, wie Zahnräder, stets eine große Herausforderung an die Beschichtungstechnik dar und erfordern ein hohes prozesstechnisches Know-how [109].

Brand et al. ([34], [36]) geben einen Überblick über die verschiedenen verwendeten Kohlenstoffschichten und deren Charakterisierung [18], siehe **Bild 1**. Ein Überblick über die Kohlenstoffschichten ist auch in dem Entwurf zur VDI-Richtlinie VDI 2840 gegeben [11]. Die Richtlinie hat das Ziel, eine einheitliche Einteilung und Nomenklatur der Kohlenstoffschichten zu schaffen.



Bild 1: Einteilung der Kohlenstoffschichten (Brand et al. [36])

Prinzipiell unterteilt *Brand* die Schichten in "soft coatings" and "hard coatings", wobei die Grenze bei etwa 1000 HV liegt. Die Kohlenstoffschichten mit Anteil an Diamantbindungen gehören somit gänzlich zu den "hard coatings". Die Verteilung von Graphitbindungen und Diamantbindungen in einer Schicht definiert die Härte, durch einen zusätzlichen Anteil von Wasserstoff kann ein polymerähnliches Verhalten erreicht werden. Der Wasserstoff stammt aus den im Beschichtungs-

prozess eingesetzten Kohlenwasserstoffgasen, wie zum Beispiel Acetylen. Der Wasserstoffanteil liegt üblicherweise in der Größenordnung zwischen 10 und 30 Atomprozent [57]. Für ein günstiges Reibungs- und Verschleißverhalten werden häufig Metalldotierungen, besonders mit Elementen der 4. bis 6. Nebengruppe des Periodensystems, verwendet. Die günstigsten Eigenschaften weist dabei das Metall Wolfram auf und ist derzeit am weitesten verbreitet. Die Konzentration des metallischen Anteils in der Schicht soll zwischen 10 und 25 Atomprozent betragen [152]. Um eine gute Haftfestigkeit der Schicht auf dem Substrat zu gewährleisten, werden metallische oder siliziumhaltige Zwischenschichten aufgebracht. *Reimann et al.* [133] und *Lugscheider et al.* [110] fanden in Untersuchungen, dass sich etwa Chrom aufgrund seiner kubisch flächenzentrierten Struktur und seiner geringen Eigenspannungen als günstiger Haftvermittler erweist.

Brand zeigt auch Probleme auf, die beim Einsatz von Beschichtungen auftreten können. Zum einen sollte die harte Schicht stets auf einem harten Substrat aufgebracht werden, da es ansonsten zu einem Durchbrechen der Schicht, einer Art "Eierschaleneffekt", kommen kann. Zum anderen kann es bei hohen Rauheiten und einem Härteunterschied zu einem Mikrofeileffekt kommen, da der härtere Partner den weicheren Gegenpartner verschleißt.

In [15] sind die beiden Beschichtungsprozesse CVD-Beschichtung und PVD-Beschichtung beschrieben. CVD-Verfahren werden schon seit Jahren für die Hartmetallbeschichtung von Werkzeugen eingesetzt. Es handelt sich dabei um die Abscheidung von Feststoffen aus der Gasphase, wobei die Gasphase im Gegensatz zu den PVD-Verfahren, auf chemischem Weg erzeugt wird. Man macht sich dabei zunutze, dass flüchtige Verbindungen unter Zuführung von Wärme chemisch reagieren und als Schicht kondensieren. Typisch für dieses Beschichtungsverfahren sind die relativ hohen Beschichtungstemperaturen von 800 °C bis zu 1050 °C [12], weshalb diese Verfahren für einsatzgehärtete Stähle nicht verwendet werden können. Vorteil der CVD-Verfahren ist die sehr gute Schichthaftung, da das Schichtmaterial aufgrund der hohen Temperaturen in den zu beschichtenden Grundwerkstoff (Substrat) diffundiert ([13], [69]). PVD-Verfahren können bei Temperaturen bis unter 200 °C arbeiten und können somit universell eingesetzt werden. Bei den PVD-Verfahren werden das Kathodenzerstäuben (Sputtern) und das lonenplattieren am häufigsten eingesetzt. Beim lonenplattieren wird der Schichtwerkstoff (Target) verdampft, und durch eine Diodenanordnung vom zu beschichtenden Werkstück (Substrat) und Target werden die Schichtpartikel in einer Inertgasentladung ionisiert und auf das Substrat geschleudert. Beim Kathodenzerstäuben bzw. Sputtern wird das Target mit Ionen beschossen. Die durch den Beschuss freigesetzten Targetteilchen werden über eine Diodenspannung wiederum ionisiert und auf das Substrat geschleudert. Großer Vorteil des Sputterprozesses ist, dass das Beschichtungsmaterial direkt vom festen in den gasförmigen Zustand übergeht und nicht vorher geschmolzen wird [132]. Das vorherige Schmelzen führt nämlich häufig zur Bildung von Tröpfchen ("Droplets"), welche Fehlstellen in der Schicht darstellen. Die in der Arbeit untersuchten Schichten wurden mittels eines Sputterprozesses abgeschieden. Neben dem Beschichtungswerkstoff befindet sich in der Beschichtungskammer auch noch ein Reaktivgas, welches den nichtmetallischen Anteil der Beschichtung darstellt. Bei den in der Arbeit untersuchten metallhaltigen wasserstoffhaltigen amorphen Kohlenstoffschichten enthält das Reaktivgas somit Kohlenstoff und Wasserstoff [165]. *Berger* ([24], [29]) und andere [118] erläutern, dass durch Metall- und Metallkarbideinlagerungen die Feuchtigkeitsempfindlichkeit sinkt und die Temperaturbeständigkeit steigt. Bei den in der Arbeit untersuchten Schichten besteht der metallische Anteil aus dem Hartmetall Wolframkarbid ([123], [167]).

Für das Abscheiden einer metallfreien Kohlenstoffschicht bei niedrigen Temperaturen wird meistens ein plasmaunterstützter PACVD-Prozess (Plasma assisted chemical vapour deposition) verwendet. Dieser Prozess ist einem Sputterprozess sehr ähnlich. Nach dem Abscheiden einer Haftvermittlungsschicht, wird im Unterschied zum Sputterprozess, welcher bei Gleichspannung abläuft, eine hochfrequente Wechselspannung angelegt. Nach Einführung des Reaktivgases, mit den üblichen Bestandteilen Kohlenstoff und Wasserstoff, kommt es in der Beschichtungskammer zu einer Gasentladung, bei welcher sich die Kohlenstoff- und Wasserstoffatome auf den Bauteilen als Schicht niederschlagen [165].

Michler beschreibt die notwendigen Randbedingungen für eine WC/C-Beschichtung [123]. Einerseits muss der Grundwerkstoff eine ausreichende Festigkeit aufweisen, um ein Einbrechen der Schicht ("Eierschaleneffekt") zu verhindern. Der Grundwerkstoff muss also die auftretenden Flächenpressungen ertragen können. Andererseits ist auch die Oberflächenrauheit ein wichtiger Parameter. Die Rauheit R_z sollte höchstens in der Größenordnung der Schichtdicke liegen. Generell sollte R_z < 6 µm sein, da ansonsten der Traganteil der beschichteten Oberfläche zu gering wird. Des Weiteren sollte die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk}, welche durch das Fertigungsverfahren stark beeinflusst wird, so klein wie möglich sein. Nach *Loos* ist bei beschichteten Wälzlagern die Zunahme der Spitzenhöhe eine Kenngröße des Beschichtungsprozesses im Hinblick auf Fehlstellenwachstum und Dropletbildung [107].

Ein weiterer wichtiger Einflussparameter ist die Schichtdicke im Verhältnis zur Hertz'schen Kontaktbreite. Nach *Elsharkawy et al.* [53] und *Mao et al.* [115] werden die Hertz'schen Kontaktbedingungen bei einem Verhältnis der halben Hertz'schen Kontaktbreite zur Schichtdicke von größer 10 fast ausschließlich durch die Substrateigenschaften bestimmt. Bei einem Verhältnis von kleiner 0,1 werden die Hertz'schen Kontaktbedingungen durch die Schichteigenschaften bestimmt. Optimal sind Schichten mit kleinem E-Modul und hoher Härte, da sich dann Hertz'sche Mikrokontakte mit großer Kontaktfläche und niedrigen Kontaktspannungen sowie geringen plastischen Verformungen ausbilden. Die in der Arbeit untersuchten Schichten weisen diese Charakteristik auf.

Lugscheider et al. beschäftigten sich mit der Schichtzusammensetzung an sich ([110], [114]). Optimierte Schichten besitzen oft einen gradierten Verlauf der Härte und des Kohlenstoffgehaltes. Zum einen steigt der Kohlenstoffanteil von der Haftvermittlungsschicht bis zur Decklage kontinuierlich an, was eine weichere Deckschicht mit gutem Einlaufverhalten ergibt. Die höchste Härte der Schicht sollte in der Schicht selber auftreten. Dadurch ist es möglich, dass sich die oberen Schichtebenen abtragen bis die notwendige Härte erreicht wird. Die Schicht kann sich so automatisch an die gegebenen Rahmenbedingungen anpassen. In zusätzlichen Untersuchungen zum Benetzungsverhalten beschichteter Oberflächen fanden *Lugscheider et al.*, dass beschichtete Oberflächen besser benetzt werden als unbeschichtete [112].

Repenning berichtet von so genannten Kompositschichten, bei denen nanodispergierte Chromschichten mit Metallcarbid / Kohlenstoffschichten kombiniert werden ([134], [135]). Dabei wird die Metallkarbid / Kohlenstoffschicht auf die nanodispergierte Chromschicht, welche auf dem Substrat aufgebracht wird, aufgebracht. Ziel einer solchen Kompositbeschichtung ist, dass die Metallkarbid / Kohlenstoffschicht für ein gutes Reibungsverhalten sorgt, die nanodispergierte Chromschicht vor allem die hohen Belastungen aufnimmt.

Für die Schichtcharakterisierung und Qualitätssicherung eines Beschichtungsprozesses werden vor allem folgende einfache Prüfverfahren angewandt (z. B.: [3], [4], [5], [6], [7], [12], [13], [19], [113], [157]):

- Härteprüfung mittels Mikrohärtemessung oder Last-Eindringverfahren
- Schichtdickenbestimmung mittels Kalottenschliff
- Ermittlung der Haftfestigkeit mittels Scratchtest oder Rockwell-C-Test
- Ermittlung der Ermüdungsfestigkeit mittels eines zyklischen Kugeldruckversuches (Impact-test)

Im Gegensatz zur Mikrohärteprüfung, bei der lediglich die bleibende plastische Verformung für die Härtebestimmung herangezogen wird, berücksichtigt das Last-Eindringverfahren auch die elastische Verformung. Neben der Bestimmung der Universalhärte und der plastischen Härte einer Schicht kann aus einer Last-Eindringtiefenkurve auch der elastische Eindringmodul, welcher eine enge Korrelation zum Elastizitätsmodul aufweist, bestimmt werden. Beim Scratchtest wird mit einer Diamantspitze eine Ritzspur mit kontinuierlich steigender Last auf einer beschichteten Oberfläche aufgebracht. Der Test gilt als beendet, sobald kohäsiver bzw. adhäsiver Schichtverschleiß auftritt. Unter kohäsivem Verschleiß ist der Verschleiß innerhalb der Schicht zu verstehen, unter adhäsivem Verschleiß der Verschleiß zwischen Schicht und Substrat. Mit Hilfe von akustischen Messungen, Reibkraftmessungen und optischer Begutachtung der Ritzspur können kritische Lasten für den kohäsiven und adhäsiven Verschleiß bestimmt werden. Beim Rockwell-C-Test wird eine Diamantpyramide in das Schicht-Substrat-System gedrückt. Anhand der Versagensmuster wird die Schicht einer bestimmten Haftklasse (Haftklasse 1 bis 6) zugeordnet.

Die Lebensdauer eines Schicht-Substrat-Systems wird meist mittels eines Impacttests ermittelt, bei dem eine Kugel zyklisch auf die beschichtete Oberfläche gedrückt wird. Ausfallkriterium ist wiederum das Schichtversagen. Durch Variation der Belastung kann eine Wöhlerlinie für das Schicht-Substrat-System ermittelt werden ([95], [100]).

Nachteil der Prüfverfahren für die Haftfestigkeit und die Ermüdungsfestigkeit ist, dass es bei allen Verfahren zu einer plastischen Verformung des Substrates kommt [73]. Eine direkte Übertragung der Ergebnisse auf ein elastisch beanspruchtes Bauteil ist daher nicht möglich. Des Weiteren wird die Oberfläche beim Impact-test durch eine reine Normalkraft beansprucht, Ermüdungsfestigkeiten für ein wälzbeanspruchtes Bauteil, wie etwa einem Zahnrad, können deshalb nicht abgeleitet werden.

Theoretische Arbeiten simulieren anhand von Finite Elemente Berechnungen (FEM-Berechnungen) die unterschiedlichen Prüfmethoden. *Holmberg et al.* ([75], [76]) entwickelten ein Modell mit dem der Scratchtest und *Bouzakis et al.* ([32], [33]) ein Modell mit dem der Impact-test abgebildet wird.

2.2 Untersuchungsergebnisse von PVD-Schichten in Modellversuchen

Versuche zur Grübchentragfähigkeit WC/C beschichteter Scheiben wurden auf einem Drei-Scheiben-Prüfstand von *Joachim et al.* durchgeführt [85]. Durch die Beschichtung wurde eine Steigerung der Grübchenlebensdauer um den Faktor 2 bis 3 erreicht. Neben dem Einfluss einer Beschichtung wurde der zusätzliche Einfluss des Gleitschleifens untersucht. Wurden gleitgeschliffene Scheiben mit einer sehr guten Oberflächenqualität beschichtet, so betrug der Faktor der Steigerung der Grübchenlebensdauer verglichen mit unbeschichteten geschliffenen Scheiben sogar 10 bis 15.

Zwei-Scheiben-Versuche mit beschichteten Scheiben führten auch Hurasky-Schönwerth [81] und Bugiel et al. [40] im Rahmen des SFB 442 durch. Eine der beiden Scheiben war dabei ballig ausgeführt, um mögliche Kantenträger zu vermeiden. Beide Scheiben waren mit einer metallhaltigen DLC-Schicht beschichtet, die Pressung lag bei 2000 N/mm², der Schlupf bei 24 %. Als Schmierstoff wurde ein biologisch leicht abbaubarer Ester verwendet. Bei den Versuchen wurde der Einfluss der Oberflächenrauheit untersucht. Die Scheiben mit der geringsten Rauheit zeigten den kleinsten kohäsiven und adhäsiven Verschleiß. Bei hohen Rauheiten kam es vor allem an den Rauheitsbergen zu adhäsivem Verschleiß, welcher jedoch während des Versuches abnahm. Dass der Schaden einer Schicht meist von Rauheitsbergen ausgeht, wurde auch von *Svahn et al.* [151] im Rahmen von Zwei-Scheiben-Versuchen und von *Jiang et al.* [83] im Rahmen von Stift-Scheibe-Tests bestätigt.

Bei Untersuchungen zum Einfluss der Paarung mit einer gradierten ZrC-Schicht erreichte man das günstigste Verschleißverhalten, falls beide Reibpartner beschichtet waren [38]. Wurde nur eine Scheibe beschichtet, kam es an der unbeschichteten Scheibe aufgrund des Härteunterschiedes zwischen Substrat und Schicht zu abrasivem Verschleiß [81]. Auch *Lugscheider et al.* ([110], [111]) stellten bei Versuchen in Rotationstribometern mit reinem Gleiten fest, dass es bei einer Paarung beschichtet – unbeschichtet zu einem starken Verschleiß des unbeschichteten Partners bis zum Versagen des Tribosystems kommt.

Teilweise lagen bei Tragfähigkeitsuntersuchungen die Lebensdauern beschichteter Rollen in Verbindung mit einem biologisch leicht abbaubaren Ester über denen unbeschichteter Rollen in Verbindung mit additivierten Ölen [38].

Bei Untersuchungen zum Einfluss der Schichtart erhielt man mit einer WC/C-Schicht die besten Ergebnisse [162]. Mit anderen Schichtsystemen, wie etwa CrAIN oder TiAIN, gab es teilweise Probleme mit der Schichthaftung zwischen Schicht und Substrat und mit abrasivem Verschleiß.

Beschichtungen können vor allem auch bei Anwendungen Potenzial besitzen, wo eine Ölschmierung nicht möglich ist. *Römhild* führte Versuche mit verschiedenen Schichtsystemen bei Trockenlauf bzw. Mangelschmierung durch [136]. Neben Gleitlacken und Schichten mit Festschmierstoffen wurden auch diamantähnliche Schichten sehr hoher Härte und amorphe Kohlenwasserstoffschichten untersucht. In einem Kugel-Scheibe-Test wurden die Reibungszahlen bei Trockenlauf bestimmt, wobei sowohl die Kugeln als auch die Scheiben beschichtet waren. Bei den beschichteten Kugeln gab es nach kurzer Laufzeit Probleme mit Schichtablösungen. Als verschleißbeständigste Schichten erwiesen sich die amorphen Kohlenwasserstoffschichten, wie WC/C.

Um Aufschluss über das Fressverhalten von Beschichtungen zu bekommen, führten unter anderem *Laakmann* ([97], [98]) und *Fuchs* [62] Stift-Scheibe-Tests mit der WC/C-Schicht im Trockenlauf durch. Die unbeschichtete Paarung fiel, wie erwartet,

schon nach kurzen Laufzeiten durch Fressschäden aus. Bei der beschichteten Variante, bei der die Scheibe beschichtet und die Kugel unbeschichtet war, kam es zu keinen Fressschäden. Allerdings betrug die Versuchsdauer nur etwa 15 Minuten. Die Hertz'sche Pressung lag bei 2600 N/mm², die Gleitgeschwindigkeit bei 0,3 m/s. Versuche mit langen Laufzeiten auf einem Zwei-Scheiben-Prüfstand im Trockenlauf führte *Berger* durch ([23], [26]). Die Scheiben waren einsatzgehärtet und wahlweise waren eine Scheibe bzw. beide Scheiben mit WC/C beschichtet. Während die unbeschichteten Scheiben innerhalb weniger Minuten aufgrund von Fressschäden ausfielen, kam es bei Anwendung beschichteter Scheiben zur einer Lebensdauererhöhung. Bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet betrug die Lebensdauer etwa 80 Stunden, bei der Paarung beschichtet – beschichtet sogar 1000 Stunden. Zu erwähnen ist allerdings, dass die Belastung mit einer Hertz'schen Pressung von 60 N/mm² relativ gering war, die Gleitgeschwindigkeit lag bei 3 m/s.

Die Fresstragfähigkeit beschichteter Scheiben im Vergleich zu unbeschichteten untersuchten Alanou et al. [14]. Als Schichtsysteme kamen eine WC/C-Schicht und eine Borkarbid-Schicht (B4C) zur Anwendung. Um möglichst praxisnahe Testbedingungen zu erhalten, wurden die Scheiben quergeschliffen, das heißt die Schleifrichtung war normal zur Umfangs- bzw. Gleitgeschwindigkeit. Wesentliches Kriterium zur Vermeidung eines Fressschadens bei den beschichteten Scheiben war die Schichthaftung, was auch in früheren Untersuchungen bereits von Terauchi et al. [153] in Verbindung mit TiC-Schichten gefunden wurde. Sobald die Schicht an einer Stelle abgetragen war, kam es dort zum Kontakt Metall – Metall und in der Folge zum Fressschaden. In Verbindung mit der WC/C-Schicht kam es bei den Untersuchungen von Alanou et al. unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit bei einer Hertz'schen Pressung von 1300 N/mm² zur Schichtablösung und zum Fressschaden. Ein Grund für dieses Verhalten könnte eine Art "Eierschaleneffekt" sein, da durch das Beschichten der Grundwerkstoff angelassen und damit die Härte des Grundwerkstoffes reduziert wurde. Bei Anwendung der Borkarbid-Beschichtung konnte die Fresstragfähigkeit von $p_{H} = 1300 \text{ N/mm}^2$ (unbeschichtet) auf $p_{H} = 1600 \text{ N/mm}^2$ (beschichtet) gesteigert werden. Eine ähnliche Tragfähigkeitssteigerung wurde allerdings auch mit gleitgeschliffenen unbeschichteten Scheiben erreicht.

Klaffke at al. [94], Skopp et al. [146] und Dimigen [45] führten Reibungs- und Verschleißmessungen mit einem Stift-Scheibe-Tribometer mit verschiedenen Schichten in verschiedenen Umgebungsbedingungen durch. TiN-Schichten zeigten bei oszillierenden Bewegungen keine Vorteile gegenüber unbeschichteten Probekörpern. Bei Kohlenstoffschichten spielt die relative Luftfeuchtigkeit eine Rolle für das Reibungsverhalten. Bei wasserstoffhaltigen Kohlenstoffschichten steigt die Reibungszahl mit steigender Luftfeuchtigkeit, bei Kohlenstoffschichten ohne Wasserstoffanteil sinkt diese mit steigender Luftfeuchtigkeit. Generell korrelieren Reibungsund Verschleißverhalten dergestalt, dass bei einer niedrigen Reibungszahl auch günstiges Verschleißverhalten festzustellen ist ([58], [59], [60]).

Der Einfluss der Topographie unterschiedlicher amorpher Kohlenstoffschichten auf das Reibungsverhalten und die Lebensdauer wurde von *Spaltmann et al.* [147] in Zwei-Scheiben-Versuchen untersucht. Die Ergebnisse zeigten, dass die Topographie der Schicht selbst keinen wesentlichen Einfluss auf das Reibungsverhalten und die Lebensdauer hat. Diese werden durch andere Parameter, wie die Rauheit der Proben, die Schichthärte oder die Schichthaftung, beeinflusst.

Reibungszahlmessungen von *Löhr et al.* [106] auf einem Zwei-Scheiben-Prüfstand mit polierten beschichteten und unbeschichteten Scheiben zeigten im Bereich der Mischreibung bei Verwendung eines Paraffinöles keinen wesentlichen Unterschied in den gemessenen Reibungszahlen. Als Schichten wurden amorphe Kohlenwasserstoffschichten verwendet. Ähnliche Ergebnisse fanden auch *Seßler et al.* [145] in Stift-Scheibe-Untersuchungen.

Brecher et al. [37] hingegen berichten bei Reibungszahlmessungen auf einem Zwei-Scheiben-Prüfstand mit umfangsgeschliffenen Scheiben über eine Reduktion der Reibungszahl in Verbindung mit beschichteten Scheiben. Als Schichten wurden wasserstofffreie und wasserstoffhaltige amorphe Kohlenstoffschichten untersucht. Die Hertz'schen Pressungen im Kontakt lagen zwischen 1000 N/mm² und 2000 N/mm² und wurden so gewählt, dass sich ein Mischreibungszustand einstellte. Als Schmierstoff wurde ein biologisch schnell abbaubarer Ester verwendet. Die Reduktion der Reibungskraft betrug etwa 30 % bei den höheren Pressungen und etwa 50 % bei der niedrigen Pressung von 1000 N/mm².

Podgornik et al. untersuchten das Verhalten unterschiedlich additivierter Öle in Verbindung mit PVD-Schichten ([130], [131]). Die Additive, wie EP- oder AW-Additive, wurden nämlich ursprünglich für Stahloberflächen entwickelt. Die Versuche wurden mit einem Modellprüfstand bei reinem Gleiten durchgeführt. Dabei konnte keine Reaktionsbildung der unterschiedlichen Additive mit den Beschichtungen festgestellt werden. Sobald jedoch örtlich die Schicht abgetragen war, kam es dort zur Ausbildung einer Triboschutzschicht aus dem Reaktionsprodukt zwischen Additiv und Stahloberfläche. In Verbindung mit der noch teilweise vorhandenen Beschichtung führte dies dann sogar noch zu einer weiteren Reduktion von Reibung und Verschleiß verglichen mit den unbeschichteten Prüfkörpern.

Lugscheider et al. ([110], [111]) fanden ebenfalls, dass es zu keiner Reaktion zwischen Additiv und Schicht kommt, weshalb bei Anwendung einer Beschichtung auf die Additivierung im Öl verzichtet werden kann. Im Gegensatz zu *Podgornik* kam *Lugscheider* zum Schluss, dass auch ein eventuell unbeschichteter Partner durch die Additive nicht geschützt wird.

2.3 Untersuchungsergebnisse von PVD-Schichten bei Getrieben

Erste ausführlichere Untersuchungen zu PVD-Schichten an Zahnrädern wurden von Leng et al. ([101], [102], [103], [104]) in den Jahren 1989 bis 1994 durchgeführt. Bei diesen Untersuchungen kamen der Vergütungsstahl 42CrMo4 und der Einsatzstahl 16MnCr5 zur Anwendung. Bei den untersuchten Schichten handelte es sich um eine herkömmliche Gleitschicht, typische TiN-Schichten der Werkzeugbeschichtung und um WC/C-Schichten mehrerer Hersteller. Da die Gleitschicht nur eine geringe Schichthaftung aufwies wurde diese nicht näher untersucht. Mit den anderen Schichten wurde der Einfluss auf die Zahnflanken- und Zahnfußtragfähigkeit untersucht. Da die TiN-Schichten bei sehr hohen Beschichtungstemperaturen von 500 °C abgeschieden wurden, wurden diese nur in Verbindung mit dem Vergütungsstahl 42CrMo4 untersucht. Neben den Versuchen auf Zahnradprüfständen wurden auch Prüfungen zur Schichtcharakterisierung, wie Ritztests und Rockwelleindrucktests, durchgeführt. Für eine Tragfähigkeitssteigerung sollte die Schicht möglichst kompakt und homogen sein. Zusätzlich wurde der Einfluss eines Mikrostrahlens vor dem eigentlichen Beschichtungsvorgang untersucht. Das Mikrostrahlen wurde mit Al₂O₃-Partikeln mit einer Größe von 13 µm und einem Strahldruck von etwa 3 bar durchgeführt. Statistisch abgesicherte Aussagen können aus diesen Versuchen jedoch nur für das Zeitfestigkeitsgebiet getroffen werden, für die Dauerfestigkeit liegen nur einige Stichversuche vor.

Im Rahmen des SFB 442 "Umweltfreundliche Tribosysteme" wurden ebenfalls Untersuchungen mit PVD-Schichten an Scheiben und Zahnrädern durchgeführt ([35], [37], [38], [39], [40], [41], [80], [81], [160], [161], [162]). Wesentliches Ziel des Vorhabens war die Untersuchung, ob mittels Beschichtungen auf Additive im Öl verzichtet werden kann bzw. ob statt umweltgefährdende additivierte Mineralöle biologisch leicht abbaubare unlegierte Öle verwendet werden können. Als Ergebnis fand man, dass Beschichtungen durchaus die Aufgabe von Additiven ersetzen können. Dadurch ist es möglich, biologisch leicht abbaubare unlegierte Öle in Verbindung mit Beschichtungen statt additivierte Öle zu verwenden.

Michler versucht die Funktionsweise von PVD-Beschichtungen bei Getrieben zu erklären und Möglichkeiten für die Berücksichtigung in der theoretischen Berechnung aufzuzeigen [124]. Aufgrund der chemischen Inertheit wurden WC/C-Schichten am erfolgreichsten gegen Fressschäden eingesetzt. Die Grübchentragfähigkeit konnte ebenfalls gesteigert werden. Grund hierfür ist das gute Einlaufverhalten und der niedrige Reibwert der Schicht. *Michler* folgert basierend auf FEM-Berechnungen in

der Literatur [156], dass der Einfluss einer WC/C-Schicht mit typischen Schichtdicken von 1 µm bis 4 µm bei der Berechnung der Kontaktverhältnisse nach der Hertz'schen Theorie vernachlässigt werden kann. Ebenso ist der Einfluss der Schichtdruckeigenspannungen, welche in der Größenordnung von 1000 N/mm² bis 2000 N/mm² liegen können, auf die Vergleichsspannung im Kontakt aufgrund der geringen Schichtdicke eher gering.

2.3.1 Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit

Für die Untersuchungen von *Leng et al.* ([101], [102], [103], [104]) wurden die Zahnräder mit einer Kopfrücknahme korrigiert, um den Eintrittsstoß beim Zahneingriff zu verhindern. Des Weiteren waren beide Reibpartner, also Ritzel und Rad beschichtet. Bei den Untersuchungen mit dem Vergütungsstahl brachten lediglich die mikrogestrahlten WC/C-Schichtvarianten eine Tragfähigkeitssteigerung, die TiN-Schichten hatten eine zu geringe Schichthaftung. Auch bei ungestrahlten WC/C-Schichtvarianten durch Schichtabtrag im Zahnfußbereich. Neben einer Steigerung im Zeitfestigkeitsgebiet zeigten Stichversuche auch eine mögliche Steigerung der Dauerfestigkeit. Versuche mit dem beschichteten Einsatzstahl wurden lediglich im oberen und unteren Zeitfestigkeitsgebiet eine Lebensdauersteigerung bis zum Faktor 6, im hohen Zeitfestigkeitsniveau fällt sie mit einem Faktor von bis zu 2 geringer aus.

Auch Bugiel et al. ([38], [40]) und Weck [161] verwendeten bei den Untersuchungen im Rahmen des SFB 442 korrigierte Verzahnungen, wobei wiederum Ritzel und Rad beschichtet waren. Bei den Verzahnungen handelte es sich um eine C-PT-Verzahnung, welche allerdings mit kurzen Kopfrücknahmen an Ritzel und Rad und einer Breitenballigkeit am Rad ausgeführt war. Diese Verzahnung ist identisch zu der Verzahnung, welche in dieser Arbeit verwendet wird. Es wurden Pittingtests nach [139] durchgeführt. Als Öl wurde ein legierter und unlegierter biologisch leicht abbaubarer Ester verwendet, als Beschichtung eine WC/C-Schicht. Als Ergebnis fand man, dass die beschichteten Varianten in Verbindung mit dem unlegierten Öl eine höhere Lebensdauer hatten als die unbeschichteten Varianten mit dem legierten Öl. Vergleicht man zwei unbeschichtete Varianten untereinander, so konnte die Lebensdauer bei Zusatz der Additive um den Faktor 2,5 gesteigert werden. Die Schlussfolgerung ist daher, dass durch die Beschichtung auf Additive verzichtet werden kann und überdies die Lebensdauer gegenüber unbeschichteten Zahnrädern gesteigert werden kann. Sämtliche Versuche wurden im Zeitfestigkeitsgebiet durchgeführt, Aussagen zur Dauerfestigkeit sind deswegen nur bedingt ableitbar.

Dennoch wurde ein Stichversuch bis zu einer Laufzeit von 135 Mio Lastwechseln am Ritzel durchgeführt. Die Schicht war bis auf einen kleinen Bereich am Zahnfuß des Ritzels noch intakt.

In zusätzlichen Versuchen wurde der Einfluss des Mikrostrahlens bei unbeschichteten und beschichteten Verzahnungen untersucht [38]. Die Grübchentragfähigkeit ungestrahlter unbeschichteter Verzahnungen war höher verglichen zu der Grübchentragfähigkeit gestrahlter unbeschichteter Verzahnungen. Bei den beschichteten Varianten wurde festgestellt, dass es bei den ungestrahlten beschichteten Verzahnungen früher zu einem Schichtabtrag als bei den gestrahlten beschichteten Verzahnungen kommt. Grund ist die bessere Haftfestigkeit der Schicht, die durch eine Mikrostrahlbehandlung erreicht wird.

Hurasky-Schönwerth et al. beziehen die Steigerung der Grübchentragfähigkeit in Verbindung mit einer WC/C-Schicht auf das bessere Einlaufverhalten und die damit verbundene Reduzierung der Rauheit ([80], [81]). Dadurch steigt der Traganteil der Verzahnung.

Das gute Einlaufverhalten einer WC/C-Schicht wurde auch von *Mercer et al.* gefunden [119]. In Langzeitversuchen mit einer Laufzeit von 300 Mio Lastwechseln im Bereich der Mischreibung bei einer relativen Schmierfilmdicke $\lambda = 0,55$ wurde der Schichtverschleiß anhand von REM-Aufnahmen und Querschliffen dokumentiert. Der größte Schichtverschleiß wurde im Zahnfußbereich festgestellt, hier wurde die Schicht während der Versuche gänzlich abgetragen. Positiv wirken sich nach *Jiang et al.* [82], welche dieselben Zahnräder untersuchten, Druckeigenspannungen in der Schicht aus. Durch die Druckeigenspannungen in der Höhe von etwa 900 N/mm² kann eine mögliche Rissentstehung aufgrund von äußeren Zugbeanspruchungen unterdrückt werden.

Berger ([22], [24], [25], [29], [30]) und *Laakmann* ([97], [98]) sprechen von Steigerungen der Grübchentragfähigkeit in der Größenordnung zwischen 10 % – 15 %, bezogen auf die Flankenpressung bei Anwendung einer WC/C-Schicht in Verbindung mit einsatzgehärteten Stählen. Bei Vergütungsstählen liegt die Steigerung sogar zwischen 30 % und 40 % ([28], [164]). Als Grund für die Tragfähigkeitssteigerung führt *Berger* das gute Einlaufverhalten dieser Schicht an ([20], [25]). Während des Einlaufes soll sich die Schicht ähnlich wie ein Festschmierstoff verhalten, das heißt, dass Schichtmaterial in die Rauheitstäler geschoben und auf einen eventuell unbeschichteten Gegenkörper übertragen wird [26]. Als weiterer Grund für die Tragfähigkeitssteigerungen werden die Druckeigenspannungen in der Schicht von etwa 1500 N/mm² angeführt [27]. **Bild 2** zeigt die Grübchenfestigkeiten

eines einsatzgehärteten und mit WC/C beschichteten Stahles im Vergleich zu unbeschichteten Stahlwerkstoffen.

Pittingversuche mit einer im Prinzip ähnlich aufgebauten WC:H-Schicht führten auch Kacsich et al. durch [90]. Die Versuche wurden im Mischreibungsgebiet gefahren. Als Verzahnung wurde eine Standard C-Verzahnung verwendet, als Öl ein Mineralöl der ISO VG 320. Die Grübchentragfähigkeit wurde bei einem einsatzgehärteten Stahl um 30 % verglichen mit einer unbeschichteten Verzahnung gesteigert. Als Begründung führt Kacsich ebenfalls das Einlaufverhalten aute der WC:H-Schicht an.



Bild 2: Grübchenfestigkeit eines WC/C beschichteten Einsatzstahles (nach *Laakmann* [98])

Pittingtests mit einer Standard C-Verzahnung und mit einer WC/C-Schicht und einer Borkarbid-Schicht (B4C) wurden von *Joachim et al.* durchgeführt [85]. Der Unterschied in den Schichten bestand in der Härte, die WC/C-Schicht hat eine Härte von etwa 1000 HV, die B4C-Schicht eine Härte von über 3000 HV. Durch die Beschichtung konnte eine Steigerung der Grübchenlebensdauer um den Faktor 2 bis 3 erreicht werden. Allerdings wurde die Lebensdauersteigerung nur bei Beschichten beider Reibpartner erreicht. Wurde nur das Ritzel beschichtet, kam es sogar zu einer Lebensdauerreduzierung gegenüber der unbeschichteten Variante.

2.3.2 Einfluss auf die Zahnfußtragfähigkeit

Neben Versuchen zur Zahnflankentragfähigkeit führten *Leng et al.* ([101], [102], [103], [104]) auch Versuche zur Zahnfußtragfähigkeit durch. Bei Verwendung eines Vergütungsstahles konnte die Fußtragfähigkeit sowohl mit TiN- als auch mit WC/C-Schichten gesteigert werden. Als Begründung führt *Leng* die Verhinderung eines

Anrisses durch die hohen Härten der Schichten an. Beste Ergebnisse erzielten die WC/C-Schichten, wobei eine zusätzliche Mikrostrahlbehandlung vor dem Beschichten die Tragfähigkeit weiter steigerte. Auch beim mit WC/C beschichteten Einsatzstahl kam es zu einer Steigerung der Zahnfußlebensdauer um den Faktor 5 bis 15. Eine zusätzliche Mikrostrahlbehandlung hatte keinen Einfluss mehr auf die Lebensdauer.

Nach *Berger* hingegen soll das Mikrostrahlen auch bei einsatzgehärteten Zahnrädern einen tragfähigkeitssteigernden Einfluss auf die Zahnfußfestigkeit haben [29].

Bugiel et al. stellten bei Zahnradlaufversuchen mit PKW-Getrieben eine höhere Empfindlichkeit beschichteter Zahnräder gegenüber Zahnbruch verglichen mit unbeschichteten Varianten fest ([39], [41]). Metallographische Untersuchungen zeigten, dass durch das Beschichten das einsatzgehärtete Grundmaterial angelassen werden kann, was zu einer Reduktion der Härte um bis zu 100 HV und damit zu einem Absinken der Festigkeit führen kann. Die reduzierte Festigkeit führte dann zum Schaden durch Zahnbruch. Durch den Wärmeeintrag während des Beschichtungsprozesses kam es neben der Reduktion der Härte auch zu einem Absinken der Druckeigenspannungen, was möglicherweise ebenfalls einen negativen Einfluss auf die Zahnfußtragfähigkeit hat.

2.3.3 Einfluss auf die Graufleckentragfähigkeit

Graufleckenuntersuchungen nach [55] mit korrigierten Verzahnungen und Standard C-GF-Verzahnungen wurden von Hurasky-Schönwerth [81] und Bugiel et al. [38] durchgeführt. Die beschichteten Varianten waren mit einer TiAIN-Schicht und einer WC/C-Schicht beschichtet, als Öle kamen unlegierte und legierte synthetische Ester zum Einsatz. In Verbindung mit der TiAIN-Schicht kam es nach kurzen Laufzeiten zu großflächigen Schichtabplatzungen, sodass bei der Auswertung der Ergebnisse nur die WC/C-Schicht berücksichtigt werden konnte. Bei Verwendung einer mit Kopfrücknahme und Breitenballigkeit korrigierten Verzahnung konnte weder an der unbeschichteten noch an der beschichteten Variante Graufleckigkeit festgestellt werden. Eine Differenzierung in Bezug auf Graufleckenbildung war daher nicht mehr möglich. Lediglich der Einfluss der Beschichtung auf die Grübchentragfähigkeit konnte festgestellt werden. Während die unbeschichteten Varianten im Dauertest durch Grübchenbildung ausfielen, liefen die beschichteten Varianten diesen ohne Schaden durch. Bei Verwendung einer unkorrigierten C-GF-Verzahnung waren die Profilformänderungen von unbeschichteter und beschichteter Variante vergleichbar. Unterschiedlich war jedoch, dass die Profilformänderung bei der unbeschichteten Verzahnung auf einer Graufleckigkeit basierte. Bei der beschichteten Verzahnung

konnte keine Graufleckenbildung festgestellt werden. Durch den Eintrittsstoß wurde die Schicht im Zahnfußbereich abgetragen, die Auskolkung beruhte auf Verschleißriefen und Kratzern.

Michler berichtet über Graufleckentests mit der Standard C-PT Verzahnung ([121], [122]). Bei einem Grundwert der Flankenpressung von $\sigma_{H0} = 1600 \text{ N/mm}^2$ trat am unbeschichteten Radpaar Graufleckigkeit im Zahnfußbereich auf. Bei der mit WC/C beschichteten Verzahnung konnte nach 400 Stunden Laufzeit noch keine Graufleckenbildung festgestellt werden.

Diese Ergebnisse wurden auch von *Kacsich et al.* [90] und *Kayser* [93] mit einer WC:H-Schicht bestätigt. Auch mit dieser Schicht konnte die Graufleckenbildung verhindert werden.

Joachim et al. berichten von einer Anwendung einer WC/C-Schicht in einer Planetenstufe eines Traktorengetriebes [85]. An der Planetenstufe traten Geräuschprobleme aufgrund von Graufleckenbildung am Sonnenrad auf. Durch Honen und zusätzliches Beschichten des Sonnenrades konnte diese Graufleckenproblematik gelöst werden.

Die Unterdrückung von Graufleckigkeit in Verbindung mit einer WC/C-Schicht wurde auch in Prüfstandsversuchen bestätigt [84].

2.3.4 Einfluss auf das Verschleißverhalten

Bugiel et al. [38] führten Verschleißtests nach [16] mit einer modifizierten C-PT-Verzahnung durch. Die Verzahnung aus 16MnCr5 war mit einer Kopfrücknahme und Breitenballigkeit ausgeführt und identisch zur Verzahnung dieser Arbeit. Die Versuche wurden mit unbeschichteten und mit WC/C beschichteten Varianten durchgeführt, als Öle kamen unlegierte und legierte Öle zur Anwendung. Dies waren sowohl biologisch leicht abbaubare Ester als auch Mineralöle. Bei Verwendung der Mineralöle konnte der Verschleiß mit Hilfe von Beschichtungen weitgehend reduziert werden. Der Verschleißbetrag einer beschichteten Verzahnung mit einem unlegierten Mineralöl beträgt etwa nur 50 % des Verschleißbetrages einer unbeschichteten Verzahnung mit einem legierten Mineralöl. Bei Verwendung eines synthetischen Esters konnte der Verschleiß durch eine Beschichtung nicht mehr weiter reduziert werden. Grund war, dass der Ester in Verbindung mit einer unbeschichteten Verzahnung schon ein sehr gutes Verschleißverhalten aufwies.

Zusätzliche Untersuchungen wurden zum Einfluss des Substratwerkstoffes durchgeführt. Neben dem Einsatzstahl 16MnCr5 kam auch der Vergütungsstahl 42CrMo4 zur Anwendung. Bei Verwendung des unlegierten Esters konnten be-

schichtete Verzahnungen das Verschleißverhalten verbessern, in Verbindung mit einem legierten Ester konnte jedoch keine Verbesserung mehr erzielt werden.

Joachim et al. führten Verschleißuntersuchungen in Verbindung mit einem Mineralöl und einer WC/C-Schicht und einer Borkarbid-Schicht (B4C) durch ([64], [85]). Durch Anwendung der Beschichtungen wurde der Verschleißabtrag um den Faktor 5 reduziert, falls beide Reibpartner beschichtet waren. Eine ähnliche Verschleißreduktion wurde jedoch auch erreicht, falls nur das Ritzel beschichtet wurde. Ob bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet der Verschleiß nur am unbeschichteten Rad oder an beiden Zahnrädern auftrat, ist nicht aufgeführt.

Bei Verschleißproblemen in der realen Anwendung bei einem Planetengetriebe in einem Betonmischer konnte mittels einer WC/C-Schicht der Verschleiß gesenkt werden. Die Beschichtung des Sonnenrades reichte aus, um das Problem zu lösen.

Bloyce [31] führte mit einer WC/C beschichteten C-Verzahnung Verschleißuntersuchungen durch, wobei bei den beschichteten Zahnrädern Ritzel und Rad beschichtet waren. Die Hertz'sche Pressung am Kontakt lag bei 2180 N/mm², die Umfangsgeschwindigkeit bei 0,04 m/s. Als Ergebnis fand *Bloyce*, dass es in Verbindung mit einer unbeschichteten Verzahnung zum erwarteten linearen Verschleißabtrag, in Verbindung mit der beschichteten Verzahnung zu einem degressiven Verschleißverlauf kam. Absolut gesehen wurde der Verschleißabtrag durch Anwendung der Beschichtung um den Faktor 5 reduziert.

Verschleißuntersuchungen an Schneckengetrieben wurden von *Dinter* durchgeführt [46]. Für die Untersuchungen wurde ein Schneckenrad aus Bronze und eine mit WC/C beschichtete einsatzgehärtete Schneckenwelle verwendet. Die Antriebsdrehzahl der Schnecke betrug 400 U/min, das Abtriebsdrehmoment am Schneckenrad 1200 Nm, die Flankenpressung lag bei etwa 280 N/mm². Durch Anwendung der PVD-Beschichtung konnte der Verschleiß am Schneckenrad um etwa eine Größenordnung gegenüber der unbeschichteten Variante gesenkt werden. Untersuchungen zum Verschleißverhalten der einsatzgehärteten Schneckenwelle im unbeschichteten und beschichteten Zustand wurden nicht durchgeführt.

2.3.5 Einfluss auf die Fresstragfähigkeit

Römhild führte Versuche mit verschiedenen Schichten bei Trockenlauf bzw. Mangelschmierung durch [136]. Die wesentliche Schadensart, die bei Trockenlauf auftritt, ist Fressen. Für die Versuche wurden sowohl das Ritzel als auch das Rad beschichtet. Zu erwähnen ist noch, dass es sich bei den Versuchen um Stichversuche handelt, eine statistische Absicherung der Ergebnisse ist nicht gegeben. Als Ergebnis im Trockenlauf fand man, dass es bei den meisten getesteten Schichtsystemen, wie Gleitlacken, diamantähnlichen Hartstoffschichten und amorphen Kohlenwasserstoffschichten, zu einem Schichtabtrag nach relativ kurzen Laufzeiten kam. Nach Abtrag der Schicht kam es zum Kontakt Metall – Metall und damit zum Fressen. Bei Mangelschmierung in der Höhe von nur 1 bis 2 Tropfen Öl pro Minute konnten Fressschäden vor allem mit der WC/C-Schicht vermieden werden. Die Verzahnungen erreichten 2 Mio Lastwechsel am Ritzel bei Zahnflankenpressungen von etwa 1000 N/mm² schadensfrei.

Ziel des in den Jahren 2002 bis 2005 von der EU geförderten Projektes "Oil-free Powertrain" war die Minimierung und Eliminierung von flüssigen Schmierstoffen bei Getrieben und Motoren. Unter anderem wurden dabei auch Beschichtungen an Zahnrädern untersucht. Martens et al. [117] fanden in Trockenlaufversuchen mit beschichteten Zahnrädern, dass eine hohe Schichtdicke und eine sehr gute Oberflächenqualität, wie sie etwa bei trowalisierten Oberflächen vorliegt, die Lebensdauer bis zum Ausfall durch Schichtverschleiß mit anschließendem Fressschaden erhöhen können. Bei den Versuchen wurden Ritzel und Rad beschichtet, da es bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet zu einem hohen Verschleiß des unbeschichteten Rades kam. Des Weiteren wurde, wie erwartet, eine starke Abhängigkeit der Lebensdauer von der Belastung gefunden, von der Geschwindigkeit ist die Lebensdauer weitgehend unabhängig. Die höchste Lebensdauer erreichte eine wasserstofffreie tetraedrische amorphe Kohlenstoffschicht mit einer sehr hohen Härte von über 2000 HV. Dass sehr harte Schichten Vorteile im Trockenlauf gegenüber eher weichen Schichten bringen, wurde auch von Dießelberg et al. bestätigt [44]. Die aussichtsreichste Variante metallische Zahnräder im Trockenlauf in der industriellen Praxis einsetzen zu können, besteht in der Kombination von harten Beschichtungen mit Verzahnungen, welche einen sehr hohen Wirkungsgrad aufweisen. Diese verlustoptimierten Verzahnungen, welche ebenfalls im Rahmen des Projektes entwickelt wurden [163], konzentrieren den Zahneingriff um den Wälzpunkt und haben somit geringe Gleitanteile. Bis zum Ausfall durch Schichtabtrag erreichte diese Kombination bei einer Zahnflankenspannung von 600 N/mm² eine mittlere Lebensdauer von 7,8 Mio Lastwechseln [66].

Bugiel et al. [38], Hurasky-Schönwerth [81] und Weck et al. [161] führten Fresstests nach [8] mit beschichteten Zahnrädern durch. Ziel war die Untersuchung, ob durch eine Beschichtung auf die Additivierung der Öle verzichtet werden kann. Dabei kamen synthetische biologisch leicht abbaubare Ester zum Einsatz. Für die Versuche wurden Ritzel und Rad mit einer WC/C-Schicht und einer metallfreien DLC-Schicht beschichtet. Versuche wurden sowohl mit Neuöl als auch mit gealtertem Öl
durchgeführt. Bei unbeschichteten Verzahnungen kam es durch die Zugabe der Additive zu einer Erhöhung der Fresstragfähigkeit um mindestens 4 Kraftstufen. Während die unbeschichtete Verzahnung mit dem unlegierten Öl in Kraftstufe 8 durch Fressschäden ausfiel, lief diese mit dem legierten Öl bis zu Kraftstufe 12 ohne Schaden durch. Beim gealterten Öl kam es beim legierten Öl und der unbeschichteten Verzahnung zu einer Senkung der Tragfähigkeit um 2 Kraftstufen. Bei den beschichteten Varianten kam es mit allen legierten und unlegierten Ölen, sowohl dem Neuöl als auch dem gealterten Öl, zu einem schadensfreien Durchlaufen bis zu Kraftstufe 12.

Joachim et al. untersuchten die Fresstragfähigkeit beschichteter Zahnräder in Verbindung mit einem Mineralöl [85]. Als Beschichtung kamen eine WC/C-Schicht und eine Borkarbid-Schicht (B4C) zum Einsatz. Beide Schichten konnten die Fresstragfähigkeit um 4 Kraftstufen steigern. Bei den Versuchen waren Ritzel und Rad beschichtet.

2.3.6 Einfluss auf das Reibungsverhalten

Untersuchungen zum Reibungsverhalten auf einem Zahnradprüfstand wurden von *Joachim et al.* durchgeführt [85]. Die Versuche wurden mit einem Synthetiköl bei unterschiedlichen Öltemperaturen gefahren. Durch die Anwendung einer WC/C-Schicht konnten die Reibungszahlen um etwa 30 % gesenkt werden. Nähere Angaben zum vorliegenden Schmierungszustand sind nicht wiedergegeben.

Dinter [46] führte Wirkungsgradmessungen auf Schneckenprüfständen durch, wobei die einsatzgehärtete Schneckenwelle mit einer WC/C-Schicht beschichtet war. Der Wirkungsgrad der beschichteten Varianten war mit dem der unbeschichteten Varianten vergleichbar, allerdings nur für eine bestimmte Zeit. Bei den unbeschichteten Varianten kam es nämlich zur Riefenbildung, wodurch der Wirkungsgrad über kontinuierlich abnahm. Bei den beschichteten Varianten blieb der Wirkungsgrad über die gesamte Laufzeit konstant, da die Riefenbildung durch die Beschichtung verhindert wurde.

3 Versuchsmaterialien und Prüfeinrichtungen

3.1 Prüfkörper

3.1.1 Prüfverzahnungen

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die Hauptdaten der verwendeten Prüfzahnräder, Verzahnungszeichnungen sind im **Anhang** (Kap. 13.1) wiedergegeben.

Parameter	Sym.	Ein.	С	C _{mod}	Α	Schräg.	a=200	Low-loss
Achsabstand	а	mm	91,5	91,5	91,5	91,5	200	91,5
Zähnezahl								
Ritzel	Z ₁	-	16	16	16	23	24	40
Rad	Z ₂	-	24	24	24	30	25	60
Normalmodul	m _n	mm	4,5	4,5	4,5	3,0	8,0	1,75
Eingriffswinkel	α _n	0	20	20	20	17,5	20	40
Schrägungsw.	ß	0	0	0	0	30	0	15
Zahnbreite								
(Flanke / Fuß)	b	mm	14	14	20	18,9 / 30	18 / 30	20
Profilverschieb.								
Ritzel	X ₁	-	0,182	0,182	0,864	0,046	0,270	0,250
Rad	X ₂	-	0,172	0,172	-0,500	-0,144	0,266	0,275
Kopfkreisdurch.								
Ritzel	d _{a1}	mm	82,45	82,45	88,77	88	212,32	74,7
Rad	d_{a2}	mm	118,35	118,35	112,50	110	220,26	111,1
Werkstoff		-	16MnCr5	16MnCr5	20MnCr5	16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5
Kopfrücknahme								
Ritzel	C_{a1}	μm	0	31 - 39	0	20 - 28	91 - 99	0
Rad	C_{a2}	μm	0	31 - 39	0	20 - 28	91 - 99	0
Breitenballigkeit								
Ritzel	C_{b1}	μm	0	0	0	0	0	0
Rad	C_{b2}	μm	0	12 - 18	0	0	0	0
Randhärte	HRC		59 - 63	59 - 63	60 - 62	59 - 63	59 - 63	59 - 63
Einsatzhärtung.	Eht	mm	0,8 - 1	0,8 - 1	0,6 - 0,9	0,8 - 1	0,8 - 1	0,25 - 0,35
Grenzhärte	HV 1		550	550	550	550	550	550

Tabelle 1: Hauptdaten der verwendeten Prüfzahnräder

Für den Großteil der Versuche, wie den Grübchenversuchen, Verschleißversuchen und Wirkungsgradtests, wurde eine *modifizierte C-Verzahnung (C_{mod}-Verzahnung)* verwendet. Diese modifizierte C-Verzahnung ist im Unterschied zur Standard C-Ver-

zahnung mit einer kurzen Kopfrücknahme von 35 μ m ± 4 μ m an Ritzel und Rad und einer Breitenballigkeit am Rad von 15 μ m ± 3 μ m ausgeführt. Die Kopfrücknahme ist für ein Ritzeldrehmoment von 310 Nm ausgelegt. Durch diese möglichst praxisnahen Korrekturen sollen der Eintrittsstoß und mögliche Kantenträger, welche zu Schichtabplatzungen führen könnten, vermieden werden. Die Rauheit der mit Formschliff geschliffenen Zahnräder liegt für die Ritzel zwischen R_a = 0,2 μ m – 0,4 μ m und für die Räder zwischen R_a = 0,15 μ m – 0,30 μ m. Für Untersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen kamen auch trowalisierte Ritzel zur Anwendung, die Rauheit der trowalisierten Ritzel liegt zwischen R_a = 0,10 μ m – 0,15 μ m. **Tabelle 2** zeigt die erforderliche Werkstoffzusammensetzung nach [10] und die mittels Funkenspektrometrie in Radkörpermitte gemessene Zusammensetzung. Der Kohlenstoffgehalt an der Oberfläche liegt im üblichen Bereich von 0,69 % bis 0,72 %. **Bild 3** zeigt die Verteilung der in Zahnhöhenrichtung gemessenen Rauheitswerte R_a für die geschliffenen Zahnräder.

Werkstoff	С	Si	Mn	Р	S	Cr
16MnCr5	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
Sollgehalt nach [10]	0,14 - 0,19	≤ 0,40	1,00 - 1,30	≤ 0,035	≤ 0,035	0,80 - 1,10
Istgehalt	0,16	0,25	1,02	0,013	0,024	0,86



Tabelle 2: Werkstoffzusammensetzung für den Stahl 16MnCr5

Bild 3: Rauheitsverteilung der geschliffenen C_{mod}-Verzahnung

Für Grübchenuntersuchungen zum Einfluss der Oberflächenrauheit und des Mikrostrahlens vor dem Beschichten wurden Versuche mit einer *Standard C-Verzahnung* für Pittingtests (*C-PT*) und mit einer Standard C-Verzahnung für Graufleckentests (*C-GF*) durchgeführt. Die C-Verzahnung zeichnet sich durch sehr ausgeglichene Gleitanteile aus. Die C-PT- und C-GF-Verzahnung unterscheiden sich

nur in der Oberflächenrauheit, die Rauheit der C-PT-Verzahnung liegt nach [139] zwischen $R_a = 0.2 \ \mu m - 0.4 \ \mu m$, die der C-GF-Verzahnung nach [55] zwischen $R_a = 0.4 \ \mu m - 0.6 \ \mu m$. Beide Zahnradtypen werden mit dem Maag-Glattschliffverfahren geschliffen. Neben den Versuchen zum Einfluss der Rauheit wird die C-GF-Verzahnung auch noch für Graufleckenuntersuchungen verwendet. Der Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen auf die Graufleckentragfähigkeit wurde teilweise mit trowalisierten Ritzeln untersucht. Die Rauheit der trowalisierten Ritzel liegt zwischen $R_a = 0.10 \ \mu m - 0.15 \ \mu m$. Für die Untersuchungen zum Zahnfußbruch am Pulsator wurden ungeschliffene C-Räder verwendet.

Die Fresstests werden mit einer *A-Verzahnung* nach [8] durchgeführt. Im Unterschied zu den restlichen Prüfzahnrädern wird die A-Verzahnung aus dem Einsatzstahl 20MnCr5 gefertigt, das Schleifen erfolgt mit einem Maag-Kreuzschliffverfahren. Des Weiteren ist die A-Verzahnung so ausgelegt, dass sie aufgrund sehr unterschiedlicher Gleitanteile vor allem zur Schadensart Fressen neigt. Die Rauheit liegt bei den Ritzeln gemäß [8] zwischen $R_a = 0.25 \,\mu\text{m} - 0.45 \,\mu\text{m}$ und bei den Rädern zwischen $R_a = 0.2 \,\mu\text{m} - 0.4 \,\mu\text{m}$. Für Untersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen auf die Fresstragfähigkeit kamen auch trowalisierte Ritzel zur Anwendung, die Rauheit der trowalisierten Ritzel liegt zwischen $R_a = 0.10 \,\mu\text{m} - 0.15 \,\mu\text{m}$.

Für die Untersuchung des Einflusses einer Schrägverzahnung auf die Grübchentragfähigkeit wurde eine *Schräg-Hochverzahnung* verwendet. Um einen Eintrittsstoß im Betrieb zu vermeiden, sind die Zahnräder mit einer kurzen Kopfrücknahme von 24 µm ± 4 µm ausgeführt. Diese Kopfrücknahme ist für ein Ritzeldrehmoment von 375 Nm ausgelegt. Zusätzlich wurden die Stirnkanten vor dem Beschichten gebrochen, um eine Grübchenbildung ausgehend von den Stirnkanten zu vermeiden. Die Rauheit der mit Formschliff geschliffenen Zahnräder liegt bei $R_a = 0,2 \mu m -$ 0,4 µm. Um Zahnbrüche bei den Laufversuchen zu vermeiden, ist der Zahnfuß mit einer größeren Breite verglichen mit der Flankenbreite ausgeführt.

Der Einfluss der Baugröße wurde mit einer Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm ebenfalls in Grübchenversuchen untersucht. Die Übersetzung mit einem Zähnezahlverhältnis von 24 / 25 ist nahezu 1 : 1. Auch diese Prüfräder sind mit einer Kopfrücknahme von 95 µm ± 4 µm ausgeführt, um einen Eintrittsstoß zu vermeiden. Das Auslegungsritzeldrehmoment für die Kopfrücknahme liegt bei 3100 Nm. Die Rauheit der mit Formschliff geschliffenen Zahnräder liegt bei R_a = 0,2 µm – 0,4 µm. Um Zahnbrüche bei den Laufversuchen zu vermeiden, ist der Zahnfuß mit einer größeren Breite verglichen mit der Flankenbreite ausgeführt.

Im Rahmen des Projektes "Oil-free Powertrain" wurde eine *verlustoptimierte Verzahnung (Low-loss gears*) entwickelt [163]. Bei dieser Verzahnung wird der Eingriff um den Wälzpunkt mit reinem Rollen konzentriert. Da Beschichtungen Notlaufeigenschaften etwa bei einem Ausfall der Schmierstoffversorgung bieten können, wurden in Verbindung mit beschichteten Low-loss gears Trockenlaufversuche im Vergleich zu herkömmlichen Stirnradverzahnungen durchgeführt.

Neben der Überprüfung der Oberflächenqualität der einzelnen Zahnradvarianten wurde die Geometrie der Zahnräder mittels einer 3D-Messung überprüft. Für die Messungen wurden jeweils 3 Zähne vermessen und daraus der Mittelwert gebildet, beide Flankenseiten wurden unabhängig voneinander vermessen. Die Verzahnungen sollen bei allen Zahnradvarianten mindestens die Verzahnungsqualität 5 haben. Die Oberflächenrauheit und Geometrie wurden sowohl im unbeschichteten als auch im beschichteten Zustand geprüft. Das Ergebnis der Prüfungen ist, dass sich die Geometrie durch die Beschichtung nicht wesentlich verändert. Des Weiteren kommt es bei ursprünglich geschliffenen Oberflächen zu keiner wesentlichen Veränderung der Rauheit. **Bild 4** zeigt die Rauheitsmessschriebe und 3D-Rauheitsmessschriebe eines geschliffenen unbeschichteten und eines geschliffenen WC:H beschichteten Ritzels der C_{mod}-Verzahnung.



Bild 4: Rauheitsprofile eines geschliffenen unbeschichteten und geschliffenen WC:H beschichteten Ritzels

Bei ursprünglich trowalisierten Oberflächen kommt es durch den Beschichtungsprozess zu einem geringfügigen Anstieg des Rauheitswertes von $R_a = 0,10 \ \mu m - 0,15 \ \mu m$ auf $R_a = 0,15 \ \mu m - 0,20 \ \mu m$. Grund für diese Änderung des Rauheitsprofiles ist einerseits im Mikrostrahlprozess, welcher dem eigentlichen Beschichtungsprozess vorgelagert ist, zu sehen. Anderseits kann es auch durch die Schichtmorphologie selbst zu einer Änderung der Oberfläche kommen. **Bild 5** zeigt die Messschriebe eines trowalisierten unbeschichteten und eines trowalisierten WC:H beschichteten Ritzels.



Bild 5: Rauheitsprofile eines trowalisierten unbeschichteten und trowalisierten WC:H beschichteten Ritzels

3.1.2 Prüfscheiben

Für die Ermittlung von Reibungszahlen auf dem Zwei-Scheiben-Prüfstand werden zylindrische Scheiben mit einem Außendurchmesser von 80 mm verwendet, Zeichnungen der Prüfscheiben sind im **Anhang** (Kap. 13.1) wiedergegeben. Die Breite der Scheiben beträgt 5 mm. Die Scheiben sind aus dem Einsatzstahl 16MnCr5 gefertigt, die Sollhärte an der Oberfläche beträgt 59 HRC + 4 HRC, die Solleinsatzhärtungstiefe 0,8 mm + 0,2 mm, wobei die Grenzhärte bei 550 HV 1 liegt. Um eine möglichst gute Vergleichbarkeit mit Zahnrädern zu erhalten, werden die Scheiben quergeschliffen, das heißt die Schleifriefen liegen senkrecht zur Umfangs- und Gleitgeschwindigkeit. Die Oberflächenrauheit ist etwas niedriger als bei den Zahnrädern und liegt bei $R_a = 0,1 \ \mu m - 0,3 \ \mu m$, durch den Beschichtungsprozess wird die Rauheit nicht wesentlich verändert.

3.2 Schichtsysteme

In der Arbeit wurden im Wesentlichen zwei metallhaltige wasserstoffhaltige amorphe Kohlenstoffschichten zweier unterschiedlicher Hersteller verwendet, wobei bei beiden Schichten Wolfram den metallischen Anteil darstellt. **Tabelle 3** gibt die wesentlichen Eigenschaften der beiden Schichten wieder ([26], [89], [91], [122]).

Parameter	Einheit	WC/C	WC:H
Schicht-Markenname		Balinit C	Maxit W-C:H
Mikrohärte	HV 0,05	1000	1100
Schichtdicke	μm	1 - 4	1 - 5
E-Modul	10 ⁵ N/mm ²	1	1,5
Temperaturbeständigkeit	°C	bis 300	bis 350
Farbe		schwarz - grau	grau - schwarz

Tabelle 3: Eigenschaften der untersuchten Schichtsysteme WC/C und WC:H

Beide Schichtsysteme werden mittels dem Sputterverfahren aufgebracht ([89], [165]). Um eine optimale Schichthaftung zu erreichen, durchlaufen die zu beschichtenden Teile einen Mikrostrahlprozess und anschließend eine mehrstufige Ultraschallreinigung bevor sie in die Beschichtungskammer gelangen. Nach Beschickung der Anlage mit den Substraten wird durch Abpumpen ein Vakuum von 10⁻⁶ mbar erzeugt. In der Beschichtungskammer werden die Teile zuerst im Vakuum aufgeheizt, wobei weitere Verunreinigungen abdampfen. Anschließend werden die Bauteile durch Beschuss mit Ionen aus Plasma geätzt, um eine rein metallische Oberfläche zu erzeugen. Im Anschluss an das Ätzen erfolgt der eigentliche Beschichtungsvorgang, wobei zum Zwecke eines feinkörnigen und kompakten Schichtaufbaus der Ionenbeschuss auch während des Beschichtens fortgesetzt wird ([21], [23], [97]). Beide Schichten bestehen im Wesentlichen aus drei Einzelschichten. Bei beiden Schichten wird direkt auf das Substrat durch Zerstäuben eines Chromtargets eine Chrom-Haftvermittlungsschicht aufgebracht. Anschließend wird eine Stützschicht abge-

schieden, welche aus reinem Wolframkarbid besteht. Erst darauf folgt eigentliche die Wolframkarbid / Kohlenstoff-Funktionsschicht (Bild **6**). Ab-Das scheiden der Funktionsschichten geschieht un-





ter zusätzlicher Zugabe des Reaktivgases Acetylen (C_2H_2). Durch Rotation der Substrate ergibt sich eine lamellenartige Multilagen-Struktur der Funktionsschicht, bestehend aus karbidreichen und kohlenstoffreichen Schichten mit Schichtdicken im Nanometer-Bereich. Unterschiedlich ist, dass bei der WC:H-Schicht die Stützschicht

und Funktionsschicht etwa gleich dick sind, bei der WC/C-Schicht ist die Stützschicht sehr dünn. **Bild 7** zeigt metallographische Schliffbilder der beiden Schichten.

In Bild 8 sind XPS-Kon-



Bild 7: Schliffbilder der Schichten WC/C und WC:H

zentrationstiefenprofile, welche am IWT Bremen im Rahmen der Arbeit an beschichteten Proben aufgenommen wurden [74], dargestellt. Aus den Profilen ist die dickere Stützschicht der WC:H-Schicht im Vergleich zur WC/C-Schicht gut zu erkennen. Die Beschichtungstemperatur liegt zwischen 180 °C und 220 °C, was je nach Höhe der Anlasstemperatur bei der ursprünglichen Einsatzhärtung einsatzgehärteter Stähle zu Anlasseffekten mit geringen Härteabfällen während des Beschichtens führen kann.



Bild 8: XPS-Konzentrationstiefenprofile der Schichten WC/C und WC:H

Zusätzlich zu den beiden amorphen metallhaltigen wasserstoffhaltigen Kohlenstoffschichten WC/C und WC:H wurde in Trockenlaufversuchen eine wasserstofffreie tetraedrische Kohlenstoffschicht untersucht (ta-C). **Tabelle 4** zeigt die

Parameter	Einheit	ta-C
Schicht-Markenname		Diamor
Mikrohärte	HV	> 2000
Schichtdicke	μm	≈ 5
E-Modul	10 ⁵ N/mm ²	4,0 - 4,5

Tabelle 4: Eigenschaften der ta-C-Schicht

wesentlichen Schichteigenschaften [116]. Diese ta-C-Schicht wurde am Fraunhofer

Institut für Werkstoff- und Strahltechnik entwickelt und hat im Unterschied zu den wasserstoffhaltigen Schichten eine sehr hohe Härte. Deshalb eignet sich diese Schicht vor allem bei Anwendungen mit Mangelschmierung.

3.3 Schmierstoffe und Schmierfilmdickenrechnung

3.3.1 Schmierstoffe

ÖI	Kinematisch [mn bei 40 °C	ne Viskosität n²/s] bei 100 °C	Dichte [kg/m ³] bei 15 °C	VI [-]
FVA 2 + 4 % A 99	30,94	5,23	875,2	96
FVA 3	95	10,7	883	95
ATF 32 (Esso Dexron III F-30320)	34	7,4	868	193
CLP 220 (Fuchs Lubritech Gearmaster CLP 220)	223	19,1	900	96
Shell Tegula 32	32,7	5,5	868	104
RL 133	101,4	13,45	892	133
RL 144* (am Institut gemischt)	50,7	7,15	874	100
LP 3600	31,8	6,2	956	148

Tabelle 5 gibt einen Überblick über die Daten der in der Arbeit verwendeten Öle.

Tabelle 5: Daten der verwendeten Öle

Die meisten Versuche zur Grübchentragfähigkeit, zum Wirkungsgrad der Zahnräder und Reibungsverhalten der Scheiben sowie die Versuche zum Verschleißverhalten wurden mit dem FVA-Referenzöl *FVA 2 + 4 % A 99* durchgeführt [140]. FVA 2 ist ein Mineralöl der ISO VG 32, A 99 ein üblicher EP-Zusatz auf Schwefel-Phosphor-Basis. Das FVA-Referenzöl *FVA 3* [140] ist ein unlegiertes Mineralöl der ISO VG 100 und

wird für die Kontrollversuche bei den Wirkungsgraduntersuchungen an Zahnrädern verwendet.

Das Öl *ATF 32* ist ein handelsübliches Automatikgetriebeöl der ISO VG 32 auf Mineralölbasis mit Synthesekomponenten und VI-Verbesserern. Das Öl wurde für Untersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffes bei der Grübchentragfähigkeit und Graufleckentragfähigkeit verwendet.

Das Öl *CLP 220* ist ein handelsübliches Industriegetriebeöl der ISO VG 220 auf Mineralölbasis und wurde für Untersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffes bei der Grübchentragfähigkeit und Graufleckentragfähigkeit verwendet. Des Weiteren wurden mit diesem Öl Untersuchungen zum Wirkungsgrad bei Zahnrädern und zum Reibungsverhalten an Scheiben durchgeführt.

Der Großteil der Graufleckenuntersuchungen wurde mit dem Mineralöl *Tegula 32* der ISO VG 32 durchgeführt. Dieses Öl hatte im FVA Forschungsvorhaben Nr. 54 I – IV ([56], [144]) die niedrigste Graufleckentragfähigkeit und eignet sich daher gut für eine differenzierende Prüfung von unbeschichteten und beschichteten Zahnrädern.

Das Öl *RL 133* ist ein Mineralöl mit EP-Legierung und VI-Verbesserern der ISO VG 100 und wird als CEC-Referenzöl (Coordinating European Council) für Fresstests verwendet.

Ebenfalls für Fresstests wird das unlegierte CEC-Referenzöl *RL 144* der ISO VG 46 verwendet. Das Öl ist ein unlegiertes Mineralöl und besteht aus 55 % FVA 2 und 45 % FVA 3. Da das Öl zur Zeit der Versuchsdurchführung am Markt nicht in einwandfreiem Zustand erhältlich war, wurde es am Institut selber gemischt (*RL 144**).

Das Öl *LP 3600* ist ein unlegierter Pentaerithritester der ISO VG 32, welcher bei Reibungsuntersuchungen auf dem Zwei-Scheiben-Prüfstand sehr empfindlich auf unterschiedliche Oberflächenrauheiten reagiert. Deshalb wird dieses Öl als Kalibrier-fluid für unterschiedliche Oberflächenqualitäten verwendet [158].

3.3.2 Schmierfilmdickenrechnung

Ein wichtiger Parameter bei der Beurteilung des vorliegenden Schmierungszustandes ist die relative Schmierfilmdicke λ . *Niemann* [127] definiert λ als das Verhältnis der minimalen Schmierfilmdicke im Schmierspalt dividiert durch die durchschnittliche Oberflächenrauheit der beiden Reibpartner (**GI. 1**).

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sum R_a/2}$$
 GI. 1

Eine komplette Trennung der beiden Oberflächen liegt nach [126] nur dann vor, wenn $\lambda > 4$ ist. Für praktische Anwendungen bei Zahnrädern und Lagern empfiehlt sich ein $\lambda > 2$, für $\lambda < 0,7$ liegt Grenzreibung vor, und es besteht die Gefahr von Oberflächenschäden.

Die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke bei Linienkontakt erfolgt mit der Gleichung nach *Dowson* und *Higginson* ([49], [50]) (**GI. 2**), bei Punktkontakt mit der Gleichung nach *Hamrock* und *Dowson* ([70], [71], [72]) (**GI. 3**).

$$h_{min} = 10^3 \cdot 2,65 \cdot R_1 \cdot G^{0,54} \cdot U^{0,7} \cdot W^{-0,13}$$
 in µm GI. 2

$$h_{min} = 10^3 \cdot 3,\!63 \cdot R_I \cdot G^{0,49} \cdot U^{0,68} \cdot W^{-0,073} \cdot \left(\!1 - e^{-0,68k}\right) \text{ in } \mu\text{m} \qquad \textbf{GI. 3}$$

mit folgenden Parametern:

Ersatzkrümmungsradius in Rollrichtung RI (GI. 4)

$$R_1 = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2}$$
 in mm GI. 4

Elastizitätsparameter G (GI. 5)

$$G = 10^{\circ} \cdot \alpha_{M} \cdot E'$$
 (dimensionslos) GI. 5

mit dem reduzierten Elastizitätsmodul E' (GI. 6)

E' =
$$2 \cdot \left(\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2}\right)^{-1}$$
 in N/mm² GI. 6

bei der Paarung Stahl / Stahl beträgt E' = 226000 N/mm² Geschwindigkeitsparameter U (**GI. 7**)

$$U = 10^{-6} \cdot \frac{\eta_{M} \cdot v_{\Sigma}}{2 \cdot R_{I} \cdot E'} \text{ (dimensionslos)}$$
 GI. 7

mit der Summengeschwindigkeit v_{Σ} (GI. 8)

$$\mathbf{v}_{\Sigma} = \mathbf{v}_1 + \mathbf{v}_2$$
 in m/s GI. 8

Lastparameter W

bei Linienkontakt (GI. 9)

$$W = \frac{F_{N}}{I_{eff} \cdot R_{I} \cdot E'}$$
 (dimensionslos) GI. 9

bei Punktkontakt (Gl. 10)

$$W = \frac{F_N}{R_1^2 \cdot E'}$$
 (dimensionslos) GI. 10

Achsverhältnis der elliptischen Kontaktfläche k (Gl. 11)

$$k = 1,03 \cdot \left(\frac{R_{II}}{R_{I}}\right)^{0.64}$$
 (dimensionslos) GI. 11

mit den Ersatzkrümmungsradien in Rollrichtung R_{I} und quer zur Rollrichtung R_{II}

Prüfeinrichtungen für Zahnrad- und Scheibenversuche 3.4



3.4.1 FZG-Verspannungsprüfstand

Bild 9: FZG-Verspannungsprüfstand zwei

Wellen miteinander verbunden, wobei eine Torsionswelle mit einer Torsions-Messkupplung ausgestattet ist. Die zweite Welle besteht aus zwei Teilen, die mittels der Belastungskupplung miteinander verbunden sind. Das Aufbringen der Belastung bzw. des Belastungsmomentes kann auf zwei Arten erfolgen, durch Belasten der Kupplung mittels Gewichten nach [8] oder durch Verdrehen der beiden Kupplungshälften mittels einer Verspannschere. Nach dem Aufbringen der Last werden die beiden Kupplungshälften miteinander verschraubt.

Die Öltemperatur im Prüfgetriebekasten wird bei Tauchschmierung durch eine Heizung und Kühlschlange im Getriebekasten mit einer Genauigkeit von ± 3 K geregelt. Bei Einspritzschmierung wird die Öltemperatur mittels eines externen Ölaggregates mit derselben Genauigkeit geregelt. Durch den geschlossenen mechanischen Leistungskreislauf, in dem im Prüfgetriebe das Ritzel das Rad und im Übertragungsgetriebe das Rad das Ritzel antreibt, muss der Antriebsmotor nur die Verluste im System aufbringen. Die Zahnräder im Übertragungsgetriebe sind so ausgelegt, dass der Schaden stets im Prüfgetriebe auftritt. Nach Käser [92] ergibt sich am mechanisch verspannten Prüfstand für die wirksame Zahnnormalkraft ein maximaler Fehler von \pm 15 % und ein wahrscheinlicher Fehler von \pm 9 %. Bezogen auf die Festigkeitswerte σ_{Hlim} ergibt sich ein Streubereich von ± 5 %, die maximale Lebensdauerabweichung für einen Versuchspunkt beträgt nach Eberspächer [51] etwa \pm 10 %.

Bei den Verschleißuntersuchungen wird dem Übertragungsgetriebe ein im Stillstand schaltbares Vorgelegegetriebe mit den möglichen Übersetzungen 1:25 und 1:1 vorgeschaltet [16]. Mit einem drehzahlgeregelten Motor können die niedrigen Um-

Sämtliche

prüfstand

Das

dabei

Prüfmaschine

Leistungskreislauf.

durch

suche wurden

ist

fangsgeschwindigkeiten, wie sie für die Schadensform Verschleiß notwendig sind, realisiert werden.

Für die Untersuchungen zur Verlustleistung ist der Prüfstand mit der entsprechenden Messtechnik zur Erfassung des Lastmomentes, des Gesamtverlustmomentes, der Antriebsdrehzahl, der Öltemperaturen im Prüf- und Übertragungsgetriebekasten, der Umgebungstemperatur und der Massentemperaturen an Ritzel und Rad ausgestattet [47]. Die Massentemperatur wird mittels PT 100 Temperatursensoren in Zahnmitte etwa 5 mm unterhalb des Zahnkopfes gemessen. Des Weiteren sind im Prüf- und Übertragungsgetriebekasten die gleichen Verzahnungen installiert. Obwohl im Prüfgetriebekasten das Ritzel das Rad und im Übertragungsgetriebekasten das Rad das Ritzel treibt, können bei der für die Versuche verwendeten modifizierten C-Verzahnung für die Verluste einer Stufe die gemessenen gesamten Verluste halbiert werden. Nach *Michaelis* [120] ist der Unterschied in den Verlusten bei einer "symmetrisch" ausgelegten Verzahnung, wie bei der C-Verzahnung, vernachlässigbar. "Symmetrisch" ausgelegt heißt, dass die Kopfeingriffsstrecke des Rates ist.

Der Prüfstand mit Achsabstand a = 200 mm für die Grübchenversuche zum Einfluss der Baugröße ist vom prinzipiellen Aufbau her gleich dem FZG-Verspannungsprüfstand. Unterschiedlich ist, dass er mit einem drehzahlgeregelten Motor und einer hydraulischen Verspanneinrichtung ausgestattet ist. Das Drehmoment wird über eine zusätzliche Stirnradstufe in einem Vorgelegegetriebe an der Radwelle des Übertragungsgetriebes eingeleitet. Für die Ölversorgung werden bei Einspritzschmierung 2 Ölaggregate verwendet, eines versorgt das Prüfgetriebe, das zweite das Übertragungs- und Vorgelegegetriebe. Aufgrund der höheren Ablesegenauigkeit der Drehmomentenmesswelle liegt die maximale Lebensdauerabweichung für einen Versuchspunkt bei diesem Prüfstandstyp nach [138] bei etwa \pm 5 %.

3.4.2 Pulsatorprüfstand

Die Zahnfußbruchversuche wurden auf servohydraulischen Pulsatorprüfständen der Bauart Schenck durchgeführt (**Bild 10**). Dabei wird eine sinusförmige Schwingbelastung bei einer Frequenz von ca. 40 bis 60 Hz auf das Prüfrad übertragen. Die Einspannung erfolgt symmetrisch an 2 Zähnen. Die Anzahl der Zähne, über die eingespannt wird, wird so gewählt, dass für die vorliegende Verzahnungsgeometrie der Kraftangriffspunkt in der Nähe des äußeren Einzeleingriffspunktes liegt. Eine spezielle Vorrichtung stellt sicher, dass der Kraftangriffspunkt an der Zahnflanke beim Einspannen der Prüfräder exakt und reproduzierbar eingestellt werden kann. Durch die Feineinstellung der Einspannbacken kann die gleichmäßige Lastverteilung über die gesamte Zahnbreite gewährleistet werden. Die für die kraftschlüssige Einspannung erforderliche Unterlast beträgt etwa 10 % der jeweiligen Oberlast. Der wahrscheinliche relative Fehler der Zahnfuß-Nennspannung σ_{F0} beträgt für einen Versuchspunkt nach *Tobie* [155] etwa 7 %.



Bild 10: Servohydraulischer Pulsator und Einspannung des Zahnrades

3.4.3 Zwei-Scheiben-Prüfstand

Für die Untersuchungen zur Reibungszahl an Scheiben wird ein Zwei-Scheiben-Prüfstand verwendet (**Bild 11**). Vorteil eines Zwei-Scheiben-Prüfstandes ist, dass mit relativ geringen Kosten die Bewegungsverhältnisse in Zahnrädern, Lagern und Nocken-Stößel-Systemen simuliert werden können.

Jede Scheibe wird von einem eigenen 3-Phasen-Asynchronmotor angetrieben, sodass eine Variation der Summengeschwindigkeit und des Schlupfes möglich ist. Die stufenlose Veränderung der Scheibendrehzahlen wird über Reibradgetriebe zwischen den Motoren und den



Bild 11: Zwei-Scheiben-Prüfstand

Scheibenwellen realisiert. Die Scheibendrehzahl kann von 0 U/min bis 3000 U/min variiert werden, sodass die maximale Summengeschwindigkeit bei einem Schlupf von 50 % bei 16 m/s liegt.

Die obere Scheibe ist in einem Schlitten befestigt, welcher über Federbänder mit dem Rahmen verbunden ist. Für die Messung der aufgebrachten Normalkraft sind an den Federbändern Dehnungsmessstreifen montiert. In horizontaler Richtung wird der Schlitten mittels einer Kraftmessdose, welche die resultierende Reibkraft weitgehend wegfrei misst, abgestützt. Durch Messung der Reibkraft anstelle eines Reibmomentes wird nur der Traktionsanteil der Reibkraft zwischen den Scheiben erfasst. Wälzverluste in den Wälzlagern oder sonstigen Elementen werden, wie die Rollreibung zwischen den Prüfscheiben, nicht mit gemessen. Die untere Scheibe ist an einer Schwinge montiert, welche über einen Drehpunkt ebenfalls mit dem Rahmen verbunden ist. Durch einen Stellmotor und eine Feder kann die Normalkraft aufgebracht werden. Die maximale Normalkraft beträgt 4700 N, was bei den verwendeten Scheiben einer Hertz'schen Pressung von 1300 N/mm² entspricht. Mit Normalkraft und Reibungskraft kann für jeden Betriebspunkt die Reibungszahl einfach berechnet werden (**GI. 12**). Nach *Vojacek* [158] beträgt die Genauigkeit der Reibungszahl $\mu = \pm 0,0025$.

$$\mu = \frac{F_R}{F_N}$$
 GI. 12

Für die Einstellung des Tragbildes zwischen den Prüfscheiben kann die untere Scheibe verstellt werden. Die Kontrolle des Tragbildes wird am besten mit einer Aluminiumfolie bei stillstehenden Scheiben und aufgebrachter Normalkraft durchgeführt. Dazu wird die Aluminiumfolie zwischen die beiden Scheiben gelegt und eine Normalkraft von etwa 4000 N aufgebracht. Die durch die Hertz'sche Abplattung entstehende Kontaktfläche wird auf der Aluminiumfolie abgebildet und kann nach Entlastung des Prüfstandes analysiert werden. Bei korrekt eingestelltem Tragbild hat die Kontaktfläche die Form eines Rechteckes.

Die Ölversorgung wird mittels eines externen Ölaggregates realisiert, welches auch die Öltemperatur, gemessen an der Einspritzdüse, mit einer Genauigkeit von \pm 3 K regelt. Die Massentemperatur wird an der oberen Scheibe mit einem PT 100 Temperatursensor etwa 5 mm unterhalb der Scheibenoberfläche gemessen.

4 Entwicklung notwendiger Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder

4.1 Versuchsprogramm

Bei der Anwendung beschichteter Zahnräder müssen verschiedene Einflussfaktoren, wie etwa der Einfluss der Paarung, der Einfluss der Schichtart, der Einfluss der Schichtdicke, der Einfluss der Oberflächenrauheit und der Oberflächenstruktur oder der Einfluss des Mikrostrahlens vor dem Beschichtungsprozess, berücksichtigt werden. Um daher die notwendigen Rahmenbedingungen, die bei der Anwendung beschichteter Zahnräder vorliegen müssen, definieren zu können, wurden die unterschiedlichen Einflussfaktoren im Rahmen von Grübchentests untersucht. **Bild 12** zeigt die Einflussfaktoren und die darauf basierenden untersuchten Versuchsvarianten. Die im Anschluss an dieses Versuchsprogramm folgenden weiterführenden systematischen Untersuchungen zur Zahnradtragfähigkeit wurden mit den abgeleiteten notwendigen Rahmenbedingungen durchgeführt.



Bild 12: Einflussfaktoren und Versuchsvarianten zur Entwicklung notwendiger Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder

Die Grübchenversuche zur Entwicklung notwendiger Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder wurden auf FZG-Verspannungsprüfständen mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei Einspritzschmierung durchgeführt. Die Einspritzmenge lag bei 2 l/min, die Öltemperatur bei 90 °C. Die Drehzahl am Ritzel betrug 2170 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis von 8,3 m/s entspricht. Die Versuche zum Einfluss der Paarung, das heißt Ritzel und Rad beschichtet oder nur Ritzel beschichtet, der Schichtdicke, der Schichtart, der Oberflächenstruktur und zum Einfluss eines Beschichtens ohne vorherigem Mikrostrahlen wurden mit der C_{mod} -Verzahnung durchgeführt. Bei den Varianten ohne vorherigem Mikrostrahlen und bei den Versuchen zum Einfluss der Oberflächenstruktur wurde jeweils ein geschliffenes und ein trowalisiertes Ritzel beschichtet. Vor dem eigentlichen Versuchslauf wurden die Zahnräder bei einem Ritzeldrehmoment von 57 Nm 2 Stunden lang eingelaufen. Bei diesem Ritzeldrehmoment ist die Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt für die ausgelegte korrigierte Verzahnung etwa gleich der Hertz'schen Pressung einer unkorrigierten Verzahnung bei einem Ritzeldrehmoment von 135 Nm (Momentenstufe 6). Der eigentliche Versuchslauf wird bei einem Ritzeldrehmoment von 372 Nm gefahren, was im Pittingtest nach [139] der Momentenstufe 10 entspricht.

Da die Rauheit der C_{mod}-Ritzel mit Werten von R_a = 0,2 μ m – 0,4 μ m sehr ähnlich ist, wurden die Versuche zum Einfluss der Oberflächenrauheit mit Standard C-PT-Verzahnungen und Standard C-GF-Verzahnungen durchgeführt. Ebenso wurden Versuche zum Einfluss des alleinigen Mikrostrahlens eines Ritzels ohne nachträgliches Beschichten mit einer C-PT-Verzahnung durchgeführt. Das Ritzeldrehmoment beim zweistündigen Einlauf betrug 135 Nm (Momentenstufe 6), das beim Versuchslauf wiederum 372 Nm (Momentenstufe 10).

4.2 Versuchsergebnisse

Bild 13 zeigt zusammenfassend die Ergebnisse sämtlicher Versuchsvarianten. Es handelt sich dabei um Mittelwerte meist aus 3 Läufen. Die Ergebnisse der unbeschichteten C-Verzahnung wurden der Wöhlerlinie nach [51] entnommen.

4.2.1 Beschichten beider Reibpartner – Einfluss der Schichtart

Aus **Bild 13** ist zu erkennen, dass das Beschichten beider Reibpartner zu einer Erhöhung der Grübchenlebensdauer gegenüber der unbeschichteten Variante (Variante 1 und 2) je nach Schichtart um etwa den Faktor 2 bis 3 führt (Variante 3 und 4). Es ergibt sich ein für Grübchenversuche typisches Ausfallbild, es kommt zu keiner wesentlichen Veränderung von Profil- und Flankenform an Ritzel und Rad. Im Zahnfußbereich des Ritzels kommt es zu einer Auskolkung von maximal 15 µm Tiefe. Die Schichten an Ritzel und Rad sind nach dem Testende bis auf die Auskolkung im Zahnfuß des Ritzels optisch beurteilt noch vorhanden.



Bild 13: Versuchsergebnisse zur Entwicklung notwendiger Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder

4.2.2 Beschichten eines Reibpartners – Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen

Wird nur ein Reibpartner, das heißt das Ritzel, beschichtet, so spielt die Oberflächenstruktur des zu beschichtenden Ritzels eine wesentliche Rolle. Bei den Varianten 5 bis 7 wurde von den geschliffenen Zahnrädern nur das Ritzel beschichtet. Unabhängig von der Schichtart und der Schichtdicke kam es bei diesen Varianten schon nach kurzen Laufzeiten von 1,8 Mio Lastwechseln am Ritzel zu Verschleiß- und Auskolkungserscheinungen am unbeschichteten Rad. Es kam zu Auskolkungen vom Zahnfuß bis zum Wälzkreis am unbeschichteten Rad mit einer maximalen Tiefe von 30 µm bis 55 µm, am beschichteten Ritzel konnte keine Veränderung von Profil- und

Flankenform festgestellt werden. Des Weiteren war die Schicht am Ritzel nach dem optisch beurteilt Testende noch vorhanden. Die Auskolkungstiefen änderten sich bis zum Ausfall durch Grübchen nur mehr unwesentlich. Bild 14 zeigt Flankenfotos und Profilschriebe eines geschliffenen beschichteten Ritzels und eines unbeschichteten Rades nach dem Testende. Der Verschleiß und die Auskolkung am unbeschichteten Rad sind auch durch die deutliche Abbildung des Wälzkreises zu erkennen.



Bild 14: Flankenfotos und Profilschriebe nach dem Testende bei Paarung eines geschliffenen beschichteten Ritzels mit einem unbeschichteten Rad

Wird anstelle eines geschliffenen Ritzels ein sehr glattes beschichtetes Ritzel verwendet, können die Auskolkungen am unbeschichteten Rad verhindert werden (Variante 8 bis 10). Bei der Variante 8 wurde das beschichtete Ritzel in einem vorhergehenden Versuch mit einem beschichteten Rad gepaart und war daher eingelaufen und stark geglättet. Bei dieser Variante kam es zum Ausfall durch einen teilweisen Flankenausbruch am Ritzel. Eine mögliche Erklärung dafür könnte eine Schädigung des Ritzels durch das Abziehwerkzeug bei der Demontage nach dem ersten Versuch sein. Bei den Varianten 9 und 10 wurde ein trowalisiertes Ritzel beschichtet und mit einem unbeschichteten geschliffenen Rad gepaart. Neben der Verwendung einer unterschiedlichen Schichtart wurde das trowalisierte Ritzel der Variante 9 ohne vorherigem Mikrostrahlen beschichtet, das trowalisierte Ritzel der Variante 10 mit üblichem vorherigem Mikrostrahlen beschichtet. Beim Ritzel, welches ohne vorherigem Mikrostrahlen beschichtet wurde, kam es nach 1,8 Mio Lastwechseln am Ritzel zu einem großflächigen Schichtabtrag im Zahnfußbereich, was im Folgenden zum Ausfall durch Grübchen im nicht mehr beschichteten Flankenbereich führte. Auch beim Ritzel, welches mit vorherigem Mikrostrahlen beschichtet wurde, kam es während der Laufzeit teilweise zu geringem Schichtabtrag im Zahnfußbereich. Die zu Versuchsende auftretenden Grübchen haben ihren Ursprung in diesen freigelegten Stellen, was die mit der unbeschichteten Verzahnung vergleichbare Lebensdauer erklärt.

Wesentliche Schlussfolgerung dieser Versuchsvarianten ist, dass durch die Verwendung einer sehr glatten plateauförmigen Oberflächenstruktur, wie sie bei geglätteten oder trowalisierten Ritzeln vorliegt, Verschleiß- und Auskolkungserscheinungen am unbeschichteten Rad bei einer Paarung beschichtet – unbeschichtet verhindert werden können.

Die Auskolkung am unbeschichteten Rad bei der Paarung eines geschliffenen beschichteten "harten" Ritzels mit einem unbeschichteten "weichen" Rad ist mit dem Härteunterschied in Verbindung mit der Oberflächenqualität und dem Schmierungszustand zu erklären. Die Härte eines einsatzgehärteten Zahnrades liegt bei etwa 700 HV 1, die der Schichten bei etwa 1000 HV 0,05. Die relative minimale Schmierfilmdicke λ nach *Hamrock* und *Dowson* ([70], [71], [72]) für Punktkontakt liegt während des Einlaufes bei einem Ritzeldrehmoment von 57 Nm für die geschliffenen Verzahnungen zwischen 0,29 und 0,35. Nach dem Einlauf beträgt λ bei einem Ritzeldrehmoment von 372 Nm etwa 0,28. Im vorliegenden Grenz- und Mischreibungsgebiet und bei einer geschliffenen Oberfläche kommt es dann zu abrasivem Verschleiß am weichen Rad durch das harte Ritzel. Ähnliche Ergebnisse bei Paarungen "hart – weich" finden sich auch in der Literatur wieder (z.B.: [86], [88], [125], [127], [153]).

Bild 15 zeigt das Einlaufverhalten verschiedener Versuchsvarianten, die angegebenen relativen Schmierfilmdicken λ beziehen sich auf den Neuzustand der Verzahnungen. Bei den Varianten, bei denen es im Versuch zu keinen Verschleiß- und Auskolkungserscheinungen kam, liefen das Ritzel und das Rad ähnlich ein (Variante 1 bis 4 und 8 bis 10). Des Weiteren ist erkennbar, dass es bei den Varianten mit beschichtetem Ritzel und Rad (Variante 3 und 4) zu einem besseren Einlauf der Oberflächen verglichen mit den unbeschichteten Varianten (Variante 1 und 2) kommt. Bei den Versuchsvarianten, bei denen es zu den Verschleiß- und Auskolkungserscheinungen am unbeschichteten Rad kam, wurde das unbeschichtete Rad viel stärker geglättet als das geschliffene beschichtete Ritzel (Variante 5 bis 7). Dieses unterschiedliche Einlaufverhalten von Ritzel und Rad ist bereits ein Hinweis auf abrasiven Verschleiß des weichen Rades durch das harte Ritzel.

Bild 16 bis **Bild 18** zeigen beispielhaft noch einmal die Rauheitsmessschriebe der verschiedenen Paarungen jeweils im Neuzustand und nach dem Einlauf. **Bild 16** zeigt die Paarung beschichtet – beschichtet, **Bild 17** die Paarung geschliffen beschichtet – unbeschichtet und **Bild 18** die Paarung trowalisiert beschichtet – unbeschichtet.



Bild 15: Einlaufverhalten verschiedener Versuchsvarianten



Bild 16: Rauheitsprofile im Neuzustand und nach dem Einlauf bei der Paarung beschichtet – beschichtet



Bild 17: Rauheitsprofile im Neuzustand und nach dem Einlauf bei der Paarung geschliffen beschichtet – unbeschichtet



Bild 18: Rauheitsprofile im Neuzustand und nach dem Einlauf bei der Paarung trowalisiert beschichtet – unbeschichtet

Der abrasive Verschleiß des weichen Partners durch den harten bei der Paarung geschliffen beschichtet – unbeschichtet wurde auch auf dem Zwei-Scheiben-Prüfstand simuliert. **Bild 19** zeigt die Ergebnisse. Im Versuch wurde eine geschliffene beschichtete Scheibe mit einer geschliffenen unbeschichteten Scheibe gepaart und jeder Versuchspunkt jeweils 30 Minuten gefahren. Jedem Versuchspunkt kann eine relative Schmierfilmdicke λ zugeordnet werden, wobei die Versuche beginnend bei guten Schmierungsbedingungen mit $\lambda \approx 1,7$ bis zu den schlechten Schmierungsbedingungen mit $\lambda \approx 0,25$ durchgeführt wurden.



Bild 19: Untersuchung der Paarung geschliffen beschichtet – unbeschichtet auf dem Zwei-Scheiben-Prüfstand

Aus **Bild 19** ist zu entnehmen, dass die Rauheit der unbeschichteten Scheibe mit schlechter werdenden Schmierungsbedingungen kontinuierlich abnimmt. Bei der geschliffenen beschichteten Scheibe kommt es zu keiner wesentlichen Veränderung der Rauheit. Gegen Ende des Versuches steigt sie etwas an, was auf Ausbrüche einzelner Schichtkörner zurückzuführen ist. In **Bild 20** sind REM-Aufnahmen der Scheibenoberflächen nach dem Testende dargestellt. Bei der unbeschichteten Scheibe sind die ursprünglichen Schleifriefen großteils abgetragen. Es sind jedoch

auch Riefen in Umfangsrichtung zu erkennen, was auf abrasiven Verschleiß der unbeschichteten Scheibe durch die harte beschichtete Scheibe hinweist. Bei der beschichteten Scheibe sind die ursprünglichen Schleifriefen noch gut erkennbar. zusätzlich sind Ausbrüche von Schichtkörnern zu erkennen.



Bild 20: REM-Aufnahmen der Scheiben nach dem Testende

4.2.3 Einfluss der Oberflächenrauheit bei geschliffenen Oberflächen

Wie bereits in Kap. 4.1 erwähnt, wurde der Einfluss der Oberflächenrauheit mit der C-Verzahnung untersucht (**Bild 13**, Variante 12, 14 und 15). Dazu wurden zum einen C-PT-Zahnräder mit einer geringen Rauheit verwendet (Variante 14), zum anderen sehr raue C-GF-Zahnräder (Variante 15). Da bei diesen Versuchen wiederum nur das Ritzel beschichtet war, lag der primäre Schaden schon nach kurzen Laufzeiten in Verschleiß und Auskolkungen am unbeschichteten Rad. Bei Weiterlaufen lassen der Versuche bis zum Ausfall durch Grübchen liegt die Lebensdauer der raueren Oberfläche sogar unter jener der unbeschichteten Referenzvariante (**Bild 21**). Teilweise kam es bei der rauen Variante zum Ausfall des Rades. Folglich soll eine sehr schlechte Oberflächenqualität für die Versuche nicht eingesetzt werden.



Bild 21: Versuchsergebnisse zum Einfluss der Oberflächenrauheit

4.2.4 Einfluss des Mikrostrahlens

Das Mikrostrahlen der Zahnräder wird üblicherweise vor dem Beschichtungsprozess durchgeführt. Dabei wird die Oberfläche ungerichtet mit Al₂O₃-Partikel mit einer Korngröße von etwa 13 µm mit einem Strahldruck von etwa 3 bar beschossen [104]. Durch das Mikrostrahlen soll vor allem die Schichthaftung verbessert werden [93]. Wie erwartet, kam es bei der Beschichtung eines geschliffenen und eines trowalisierten Ritzels ohne vorherigem Mikrostrahlen zum Schichtabtrag im Zahnfußbereich während des Versuches (**Bild 13**, Variante 9 und 11). Unterschiedlich war

lediglich, dass es beim geschliffenen beschichteten Ritzel schon nach dem Einlauf, beim trowalisierten beschichteten Ritzel erst nach einer Laufzeit von 1,8 Mio Lastwechseln am Ritzel zum Schichtabtrag



t- strahlen

kam. Bild 22 zeigt das geschliffene beschichtete Ritzel nach dem Einlauf.

Weiterer Untersuchungsparameter war eine mögliche Tragfähigkeitssteigerung aufgrund des alleinigen Mikrostrahlens ohne einer weiteren Beschichtung. Aus **Bild 13**, Variante 13 ist erkennbar, dass durch eine alleinige Mikrostrahlbehandlung die Grübchenlebensdauer im Vergleich zur unbeschichteten Referenzverzahnung nicht gesteigert wird. Die Ergebnisse zum Einfluss des Mikrostrahlens wurden auch von *Bugiel et al.* [38] bestätigt.

4.2.5 Einfluss der Schichtdicke

Mit Hilfe von metallographischen Schliffen an ungelaufenen Zahnflanken konnte der Schichtdickenverlauf für die unterschiedlichen Schichten und nominellen Schichtdicken bestimmt werden (**Bild 23**). Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Abnahme der Schichtdicke vom Zahnkopf bis zum Zahnfuß, welche in der Größenordnung von etwa 50 % liegt.



Bild 23: Schichtdickenverläufe über die Zahnhöhe

Die Abnahme der Schichtdicke in Richtung des Zahnfußes ist auf das Beschichtungsverfahren zurückzuführen. Das Sputterverfahren arbeitet nach dem Sichtlinienprinzip, das heißt verdeckte Flächen können nicht beschichtet werden. Aufgrund der Zahnradgeometrie gelangen daher weniger Partikel in den Zahnfußbereich, was zu geringeren Schichtdicken führt. In der Beschichtungskammer werden üblicherweise HSS-Proben mitbeschichtet, anhand derer die Beschichtungsqualität überprüft wird. Die Schichtdicken an den HSS-Proben können von den Schichtdicken an den beschichteten Bauteilen abweichen, stimmen aber annähernd mit den Schichtdicken am Zahnkopf überein. So beträgt die gemessene Schichtdicke an der HSS-Probe für die nominelle 2 μ m WC/C-Schicht 2,4 μ m, für die nominelle 4 μ m WC/C-Schicht 3,4 μ m und für die nominelle 4 μ m WC:H-Schicht 3,5 μ m. Nach *Michler* [123] sollen die Schichtdicke und die Rauheit R_z in derselben Größen-

ordnung liegen. Die Rauheit R_z der in der Arbeit untersuchten Prüfräder liegt bei R_z \approx 2 µm. Unter Berücksichtigung der Schichtdickenabnahme über die Zahnhöhe wurde für die weiterführenden Versuche in der Arbeit eine nominelle Schichtdicke von 4 µm verwendet.

4.3 Ergänzende metallographische Untersuchungen

Im Rahmen von ergänzenden Metallographieuntersuchungen wurden von der C_{mod} -Verzahnung Schliffe angefertigt und Härtemessungen durchgeführt. Die Schliffe der zwei Zahnradfertigungs- und Beschichtungschargen sind im **Anhang** (Kap. 13.2) dargestellt. **Bild 24** zeigt die Härteverläufe an der Zahnflanke. Der Abfall der Oberflächenhärte der beschichteten Varianten gegenüber der unbeschichteten

deutet auf einen Anlasseffekt während des Beschichtungsvorganges hin. Grund des Anlassens während des Beschichtens ist die höhere Beschichtungstemperatur verglichen mit der Anlasstemperatur in der Wärmebehandlung. Die verwendeten Zahnräder wurden in der Wärmebehandlung bei 170 °C (Fertigungscharge 1) bzw. 180 °C (Fertigungscharge 2) angelassen,



Bild 24: Härteverläufe an den Zahnflanken der C_{mod}-Verzahnung

die Beschichtungstemperaturen lagen zwischen 185 °C und 215 °C. Unterschiede in den Härteverläufen zwischen den verschiedenen Zahnradfertigungs- und Beschichtungschargen wurden nicht festgestellt. Aus **Bild 24** ist auch zu erkennen, dass der Härteabfall bei der 2 µm dicken WC/C-Schicht, bei welcher die Beschichtungszeit kürzer war, kleiner ist verglichen mit den 4 µm dicken Schichten.

4.4 Ableitung notwendiger Bedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder

Aus den Grübchenversuchen zu den unterschiedlichen Einflussfaktoren können notwendige Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder abgeleitet werden.

Ein wichtiger Einflussfaktor bei beschichteten Zahnrädern ist die Paarung, das heißt Ritzel und Rad beschichtet oder nur das Ritzel beschichtet. Dabei spielt die vorliegende Oberflächenstruktur eine wesentliche Rolle. Bei Verwendung von geschliffenen Zahnflanken müssen beide Reibpartner beschichtet werden, um Verschleiß- und Auskolkungserscheinungen am unbeschichteten Partner zu verhindern. Die Auskolkungen entstehen in Verbindung mit einem Mischreibungszustand aufgrund abrasiven Verschleißes des weicheren unbeschichteten Partners durch den härteren beschichteten Partner. Eine Paarung beschichtet – unbeschichtet ist möglich, falls der beschichtete Partner eine glatte plateauförmige Oberflächenstruktur, wie sie etwa bei trowalisierten Oberflächen vorliegt, besitzt. In den weiterführenden systematischen Untersuchungen zur Zahnradtragfähigkeit wurden beide Oberflächenstrukturen untersucht.

Die Rauheit sollte in Verbindung mit geschliffenen Oberflächen bei etwa $R_a \approx 0.3 \ \mu m$ liegen. Eine zu große Rauheit von $R_a \approx 0.6 \ \mu m$ oder darüber führt zu einer Reduktion der Grübchenlebensdauer unter die unbeschichtete Referenzverzahnung, weshalb die große Oberflächenrauheit für die weiterführenden Versuche nicht verwendet wird. Das Mikrostrahlen vor dem Beschichtungsvorgang ist für eine ausreichende Schichthaftung Voraussetzung. Wird dieses unterlassen, kommt es zu einem frühzeitigen Schichtabtrag.

Die tatsächlichen Schichtdicken liegen etwas unter den nominellen Schichtdicken, vor allem nimmt die Schichtdicke vom Zahnkopf zum Zahnfuß hin ab. Um auch im Zahnfuß eine ausreichende Schichtdicke zu erreichen, wurden daher für die weiterführenden Versuche die nominell 4 µm dicken Schichten verwendet.

5 Einfluss von PVD-Schichten auf die Grübchentragfähigkeit

5.1 Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit (Wöhlerlinien)

5.1.1 Versuchsergebnisse

Die Versuche wurden auf FZG-Verspannungsprüfständen mit der C_{mod}-Verzahnung und dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei Einspritzschmierung durchgeführt. Die Einspritzmenge lag bei 2 l/min, die Öltemperatur bei 90 °C. Die Drehzahl am Ritzel betrug 2170 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis von 8,3 m/s entspricht. Vor dem Versuchslauf wurde ein zweistündiger Einlauf bei einem Ritzeldrehmoment von 57 Nm durchgeführt. Da geschliffene Verzahnungen verwendet wurden, waren das Ritzel und das Rad beschichtet.

Die Grenzlastspielzahl wurde nach [77] auf 100 Mio Lastwechsel am Ritzel festgelegt. Ein Prüfzahnradpaar wird als dauerfest gewertet, wenn diese Grenzlastspielzahl ohne Überschreiten des Schadenskriteriums erreicht wird und die Grübchenbildung nicht progressiv ist. Da bei einsatzgehärteten Zahnrädern Grübchenbildung oft nur an einem Zahn bzw. wenigen Zähnen auftritt, gilt nach [77] eine Verzahnung als ausgefallen, wenn die Grübchenfläche des am meisten geschädigten Zahnes 4 % der aktiven Flankenfläche eines Einzelzahnes übersteigt. **Bild 25** zeigt typische Grübchenschäden nach dem Testende. Es ist zu erkennen, dass das Aussehen der Flankenschäden zwischen unbeschichteten und beschichteten Varianten vergleichbar ist.







Bild 25: Typische Grübchenschäden nach dem Testende

Bild 26 zeigt die auf die Flankenspannung σ_H umgerechneten Versuchspunkte mit den Wöhlerlinien für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit. Die zweite Ordinatenachse gibt die zugehörigen Ritzeldrehmomente wieder. Für die Berechnung der Flankenspannung σ_H wurde das im Prüfstand mit Ruß aufgenommene Tragbild mit dem nach Rikor [128] berechneten Tragbild abgeglichen. Dies führte für die Berechnung der Flankenspannung σ_H zur Anwendung einer Breitenballigkeit am Rad von 35 µm. Im **Anhang** (Kap. 13.3) ist eine Gegenüberstellung der mit Rikor [128] berechneten und mit Ruß aufgenommenen Tragbilder dargestellt. Der Breitenfaktor K_{Hβ} wurde mit dem zweidimensionalen Berechnungsteil des Programms Rikor [128] unter Berücksichtigung einer mittleren Flankenlinienabweichung von 5 µm berechnet. Der Dynamikfaktor K_v wurde nach DIN 3990, Verfahren B [2] mit dem Programm Stplus [149] berechnet. Der Anwendungsfaktor K_A kann für die Prüfstandsversuche zu 1 gesetzt werden, ebenso kann der Stirnfaktor K_{Hα} für die vorliegende Verzahnungsqualität zu 1 gesetzt werden. Die Flankenspannung σ_H errechnet sich nach DIN 3990 [2] (**GI. 13**).

$$\sigma_{\rm H} = Z_{\rm B} \cdot \sigma_{\rm H0} \cdot \sqrt{K_{\rm A} \cdot K_{\rm v} \cdot K_{\rm H\alpha} \cdot K_{\rm H\beta}}$$
 GI. 13

mit der nominellen Flankenpressung im Wälzpunkt σ_{H0} (Gl. 14)

$$\sigma_{H0} = Z_{H} \cdot Z_{E} \cdot Z_{\epsilon} \cdot Z_{\beta} \cdot \sqrt{\frac{F_{t}}{d_{1} \cdot b}} \cdot \frac{u+1}{u}$$
 GI. 14

Sämtliche Kraftfaktoren (K_A, K_v, K_{H α}, K_{H β}) und die Zahlenwerte der Faktoren Z_B, Z_H, Z_E, Z_ε und Z_β sind im **Anhang** (Kap. 13.4) angegeben. Eine vergleichende dreidimensionale Berechnung der Flankenpressung nach *Stahl* [148] liefert vergleichbare Ergebnisse.



Bild 26: Grübchenwöhlerlinien für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit

Die mittleren Ausfalllastwechsel im Zeitfestigkeitsgebiet wurden nach dem Weibull-Verfahren gemäß [139] ermittelt, die Auswertung der Dauerfestigkeit für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit wurde mit dem modifizierten Treppenstufenverfahren nach *Hück* [79] durchgeführt. Für eine Bestimmung des Mittelwertes sollte die Dauer-

festigkeit nach [79] mit 5 bis 9 Versuchen belegt sein. Die tatsächliche Belegung in der Arbeit liegt zwischen 10 und 14 Versuchspunkten.

Aus **Bild 26** ist auch zu erkennen, dass es bei der Variante mit der Schicht WC:H zu großen Streuungen der Grübchenlebensdauer kommt. Ursache dieser Streuungen ist eine teilweise abgelöste Schicht bei einigen Versuchen, **Bild 27** zeigt das Flankenfoto eines Zahnrades mit einer teilweise abgelösten Schicht. Nachdem die Schicht abgetragen ist, fallen die Zahnräder bei Lastwechselzahlen vergleichbar mit der unbeschichteten Variante aus.



Bild 27: Flankenfoto mit abgetragener WC:H-Schicht nach 0,5 Mio Lastwechseln am Ritzel

5.1.2 Begleitende REM-Untersuchungen und ergänzende metallographische Untersuchungen

Im Rahmen der Arbeit wurden vom IWT Bremen begleitende **REM-Unter**suchungen an Ritzeln durchgeführt. Bild 28 zeigt die Flankenoberflächen der WC/C und WC:H beschichteten Ritzel im Ausgangszustand. Die Topografien beider Ritzel sind sich sehr ähnlich. Makroskopisch sind bei beiden Schichtsystemen die ursprünglichen Riefen der Schleifbearbeitung noch erkennbar. Mikroskopisch ist die Struktur der Oberflächen geprägt von



Bild 28: Flankenoberflächen nach dem Beschichten

Körnern, deren Größe im Bereich weniger Mikrometer liegt, wobei die Körner auf der WC:H beschichteten Oberfläche etwas größer sind. Die gewölbte Gestalt der Kornoberflächen deutet in Verbindung mit den relativ niedrigen Beschichtungstemperaturen darauf hin, dass die Schichten in Zone 1 des Strukturzonenmodells nach *Thornton* [154] einzuordnen sind, also aus sich nach oben verbreiternden Kristalliten aufgebaut und somit relativ porös sind.

Nach dem Einlaufen (260000 Lastwechsel bei 57 Nm Ritzeldrehmoment) unterscheiden sich die Erscheinungsbilder der beiden Schichten im Bereich um und oberhalb des Wälzpunktes deutlich, wie Bild 29 verdeutlicht. Bei höherer Vergrößerung werden auf den WC/C beschichteten Zähnen Ausbrüche einzelner Körner sichtbar. Diese konzentrieren sich auf die höhergelegenen, tragenden Bereiche der Oberfläche, wogegen in den tiefer liegenden Bereichen keine Ausbrüche zu finden sind. Die Oberflächen WC:H beschichteter Zähne erscheinen dagegen relativ glatt und ohne Ausbrüche. Lediglich vereinzelt sind tiefer liegende noch nicht mit dem Rad in Kontakt aekommene Bereiche zu erkennen.



Bild 29: Flankenoberflächen im Bereich des Wälzkreises nach dem Einlauf (260000 Lastwechsel bei 57 Nm Ritzeldrehmoment)

In stärker beanspruchten Bereichen unterhalb des Wälzkreises zeigen beide Schichtarten eine sehr ähnliche Topographie, die von einer Vielzahl von Ausbrüchen gekennzeichnet ist. Die darunter liegende Stützschicht erscheint als netzartige Struktur auf der Oberfläche, wie sie nach stärkerer Belastung auf beiden Schichtarten großflächig zu beobachten ist (**Bild 30**).

Bild 31 zeigt Schliffbilder nach 100 Mio Lastwechseln bei einer Belastung von 200 Nm Ritzeldrehmoment für das WC/C beschichtete Ritzel bzw.



Bild 30: Flankenoberflächen unterhalb des Wälzkreises nach dem Einlauf (260000 Lastwechsel bei 57 Nm Ritzeldrehmoment)

bei einer Belastung von 230 Nm Ritzeldrehmoment für das WC:H beschichtete Ritzel. Die WC/C-Schicht zeigt oberhalb des Wälzkreises Schäden in Form von Ausbrüchen einzelner oder mehrerer Körner. Die im Schliff hell erkennbare Haftvermittlungsschicht ist dagegen unversehrt. Bei der WC:H-Schicht wird hingegen die Deckschicht relativ gleichmäßig abgerieben, sodass die Oberfläche eingeebnet wird. Zum Wälzkreis hin ist die WC/C-Schicht in weiten Bereichen bis auf die Haftschicht abgetragen, die selbst auch schon vereinzelt Schäden aufweist. Im Gegensatz dazu ist die WC:H-Schicht weniger stark abgetragen. Die Deckschicht ist, wie schon im oberen Zahnbereich, stark geglättet, jedoch nur vereinzelt bis auf die Stützschicht. Das vermutlich eher ermüdungsbedingte Ausbrechen von Körnern aus der WC/C-Schicht überwiegt anscheinend gegenüber dem reibungsbedingten Abtrag der WC:H-Schicht. Ist bei der WC:H-Schicht die sprödere Stützschicht erreicht,

brechen aus dieser ebenfalls Körner aus. Unterhalb des Wälzkreises kommt es zu starkem Verschleiß, sodass nach 100 Mio Lastwechseln beide Schichten in diesem Bereich vollständig abgetragen sind. Dies schließt auch die jeweilige Haftvermittlungsschicht mit ein.



Bild 31: Schliffe nach 100 Mio Lastwechseln bei einem Ritzelmoment von 200 Nm (WC/C) bzw. 230 Nm (WC:H)

In weiteren metallographischen Untersuchungen wurden Schliffe zur Gefügebeurteilung angefertigt und Härteverlaufsund Eigenspannungsmessungen durchgeführt. Bild 32 zeigt die Härteverlaufe der unterschiedlichen Zahnradvarianten, die metallo-Schliffbilder graphischen der Verzahnung sind im Anhang (Kap. 13.2) dargestellt. Bei der Variante mit der Schicht WC:H er-



Bild 32: Härteverläufe an den Zahnflanken der C_{mod}-Verzahnung

kennt man einen Härteabfall, was auf ein Anlassen während des Beschichtens zurückzuführen ist. Der Grund liegt, wie auch im Kap. 4.3, in einer höheren Beschichtungstemperatur als der Anlasstemperatur. Die Anlasstemperatur lag bei etwa 170 °C, die Beschichtungstemperatur für die WC:H-Beschichtung bei 185 °C bis 215 °C. Die C_{mod}-Verzahnungen für die Grübchenwöhlerlinien wurden in einer eigenen Beschichtungscharge gemeinsam mit den C-GF-Verzahnungen und den A-Verzahnungen beschichtet.

Eigenspannungsmessungwurden en an einem unbeschichteten und den beschichteten Zahnrädern durchgeführt, um den Einfluss des Beschichtens auf den Eigenspannungszustand eines Zahnrades zu untersuchen (Bild 33). Die Messungen wurden in Zahnmitte in Zahnhöhenrichtung durchgeführt. Um den Eigenspannungsverlauf die Tiefe in bei beschichteten Zahnrädern ermitteln zu können, ist es



Bild 33: Eigenspannungsverläufe an der Zahnflanke unbeschichteter und beschichteter Zahnräder

notwendig, die beschichteten Zahnräder zuerst wieder zu entschichten. Dieses Entschichten ist nur mit einem weiteren Mikrostrahlprozess möglich. Der aus einem weiteren Mikrostrahlprozess resultierende mögliche Einfluss wurde anhand eines unbeschichteten Zahnrades untersucht. Ein unbeschichtetes Zahnrad, von welchem der Eigenspannungsverlauf bekannt war, wurde mikrogestrahlt und der Eigenspannungsverlauf anschließend noch einmal ermittelt. Das Ergebnis war, dass der zusätzliche Mikrostrahlprozess den Eigenspannungsverlauf nicht wesentlich beeinflusst, weshalb das Mikrostrahlen für das Entschichten der Zahnräder angewandt werden kann, ohne die Ergebnisse wesentlich zu verändern. Aus dem Diagramm ist weiters zu erkennen, dass es in der Tiefe zu keinen wesentlichen Veränderungen der Eigenspannungen durch den Beschichtungsprozess gekommen ist. Lediglich an der Oberfläche kam es zu einem Abfall der Druckeigenspannung von etwa 720 N/mm² bei der unbeschichteten Variante auf etwa 610 N/mm² bei der Variante mit der Schicht WC/C und auf etwa 560 N/mm² bei der Variante mit der Schicht WC:H. Grund für den Abfall ist vermutlich wiederum der Wärmeeintrag während des Beschichtens.

5.2 Grübchenuntersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffes

In Pittingversuchen wurde der Einfluss verschiedener Schmierstoffe bei Verwendung der WC/C-Schicht untersucht. Die Versuche wurden wiederum mit der C_{mod}-Verzahnung bei Einspritzschmierung durchgeführt. Die Einspritzmenge lag bei 2 l/min, die Öltemperatur bei 90 °C. Die Drehzahl am Ritzel betrug 2170 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis von 8,3 m/s entspricht. Vor dem Versuchslauf wurde ein zweistündiger Einlauf bei einem Ritzeldrehmoment von 57 Nm durchgeführt, die Belastung im Versuchslauf betrug 372 Nm (Momentenstufe 10) am Ritzel. Eine Verzahnung gilt als ausgefallen, wenn die Grübchenfläche des am meisten geschädigten Zahnes 4 % der aktiven Flankenfläche eines Einzelzahnes übersteigt.

Als Öle kamen zwei Praxisöle, ein Automatikgetriebeöl ATF 32 und ein Industriegetriebeöl CLP 220, zur Anwendung. **Bild 34** zeigt die mittleren Ausfalllastwechsel der einzelnen Versuchsvarianten, je Variante wurden im Durchschnitt 3 Versuche durchgeführt. Zum Vergleich sind auch die Versuchsergebnisse des FVA-Referenzöles FVA 2 + 4 % A 99, welche mit geschliffenen Zahnrädern im Rahmen von Kap. 4.2 (Grübchenversuche zur Entwicklung notwendiger Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder) und Kap. 5.1 (Grübchenwöhlerlinien) ermittelt wurden, eingetragen.

Es ist zu erkennen, dass es bei der Variante, bei der sowohl das Ritzel als auch das Rad mit der Schicht WC/C beschichtet waren, in Verbindung mit dem Industriegetriebeöl CLP 220 (Variante 5) zu einer Lebensdauersteigerung um den Faktor 2,5 gegenüber dem FVA-Referenzöl FVA 2 +4 % A 99 (Variante 2) kommt. In Verbindung mit dem Automatikgetriebeöl ATF 32 (Variante 4) hingegen kommt es zu einer Lebensdauerreduzierung. Zu bemerken ist für das Öl CLP 220 (Variante 5), dass es bei den einzelnen Versuchen zu einer großen Streuung der Ausfalllastwechsel kam, von 7,6 Mio Lastwechseln am Ritzel bis 100 Mio Lastwechsel. Die frühen Ausfälle traten bei diesen Versuchen



Bild 34: Ergebnisse der Grübchenversuche zum Einfluss des Schmierstoffes

immer an den Rückflanken auf. Der Grund für die niedrige Lebensdauer des Öles ATF 32 ist vermutlich im VI-Verbesserer zu sehen. *Kopatsch* [96] zeigte, dass bei Ölen mit einem VI-Verbesserer aufgrund von Scherung im Wälzkontakt ein Viskositätsverlust auftritt. Dadurch ergeben sich kleinere Schmierfilmdicken und in der Folge kürzere Lebensdauern.

Wie mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 (Variante 3), welches im Rahmen von Kap. 4.2 untersucht wurde, kam es auch mit dem Öl CLP 220 (Variante 6) schon nach kurzen Laufzeiten zu Verschleiß und Auskolkungserscheinungen am unbeschichteten Rad, falls nur das Ritzel beschichtet wurde. Der Grund ist wieder im Härteunterschied zwischen Schicht und Substrat in Verbindung mit der Oberflächenrauheit und dem Schmierungszustand zu sehen. Obwohl das Öl CLP 220 ein Öl der ISO VG 220 ist, liegt die relative Schmierfilmdicke bei den vorliegenden Versuchsbedingungen bei $\lambda \approx 0.9$. Das heißt, dass der Schmierungszustand noch immer im Bereich der Mischreibung liegt.

5.3 Grübchenuntersuchungen mit einer Schrägverzahnung

5.3.1 Versuchsergebnisse

Die Versuche wurden mit einer Schräg-Hochverzahnung mit dem FVA-Referenzöl FVA 2 + 4 % A 99 bei Einspritzschmierung und einer Öltemperatur von 90 °C durchgeführt. Die Einspritzmenge betrug etwa 2 l/min. Die Drehzahl am Ritzel betrug 1900 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis von 7,9 m/s entspricht. Vor dem Versuchslauf wurde ein zweistündiger Einlauf bei einem Ritzeldrehmoment von 135 Nm (Momentenstufe 6) durchgeführt, die Belastung im Versuchslauf betrug 450 Nm (Momentenstufe 11) bzw. 550 Nm am Ritzel. Eine Verzahnung gilt als ausgefallen, wenn die Grübchenfläche des am meisten geschädigten Zahnes 4 % der aktiven Flankenfläche eines Einzelzahnes übersteigt. Da geschliffene Verzahnungen verwendet wurden, waren Ritzel und Rad beschichtet. Des Weiteren wurden vor dem Beschichtungsprozess die Stirnkanten der Zahnflanken gebrochen, um eine Grübchenbildung ausgehend von den Stirnkanten zu verhindern. **Bild 35** zeigt die Ergebnisse der Grübchentests.



Bild 35: Ergebnisse der Grübchenversuche mit einer Schräg-Hochverzahnung

Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass es bei der unbeschichteten Variante sowohl bei einem Ritzeldrehmoment von 450 Nm als auch bei einem Ritzeldrehmoment von 550 Nm zur Ausbildung von typischen Grübchenschäden kam (**Bild 36**). Bei dem
höheren Ritzeldrehmoment von 550 Nm kam es auch zu Zahnbrüchen, wobei die Zahnbrüche jeweils bei den Versuchen mit den Rückflanken auftraten.

Bei der Verzahnung mit der Schicht WC/C kam es bei Ritzeldrehmoment einem von 450 Nm zur Ausbildung von Grübchen am Rad. welche allerdings von der Stirnkante ausgingen. Es handelt sich daher um keinen typischen Grübchenschaden (Bild 36). Bei Ritzeldrehmoment einem von 550 Nm kam es zum

Zahnbruch.



unbeschichtetes Ritzel: typischer Grübchenschaden



WC/C besch. Rad: Grübchenbildung ausgehend von Stirnkante

Bild 36: Grübchenbildung bei einer unbeschichteten und WC/C beschichteten Schräg-Hochverzahnung

Bei der Verzahnung mit der Schicht WC:H kam es sowohl bei einem Ritzeldrehmoment von 450 Nm als auch bei einem Ritzeldrehmoment von 550 Nm zum Zahnbruch.

Aufgrund der Versuchsergebnisse kann keine Schlussfolgerung zur Grübchenlebensdauer bei einer beschichteten Schrägverzahnung getroffen werden. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass beschichtete Zahnräder auf mögliche Kantenträger empfindlicher als unbeschichtete Zahnräder reagieren können, was durch die Grübchenbildung ausgehend von den Stirnkanten gezeigt wurde. Auch kann es bei beschichteten Varianten eher zum Zahnfußbruch kommen. Beschichtete Varianten reagieren auch dann empfindlicher auf die Schadensart Zahnbruch, wenn es zu keinen Anlasseffekten während des Beschichtens kam. Der Grund dafür könnte ein Anriss in der harten spröden Schicht und, in Verbindung mit einer guten Schichthaftung, ein rascher Rissfortschritt in den Grundwerkstoff sein.

5.3.2 Ergänzende metallographische Untersuchungen

Bild 37 zeigt die Härteverläufe der unterschiedlichen Zahnradvarianten, metallographische Schliffbilder der Verzahnung sind im **Anhang** (Kap. 13.2) dargestellt. Wie zu erkennen, sind alle Härteverlaufe sehr ähnlich, das heißt, dass das Beschichten zu keinem Anlassen mehr führte. Dazu soll bemerkt werden, dass die Schrägverzahnung zu einem späteren Zeitpunkt als die C_{mod}-Verzahnung für die Grübchenwöhlerlinien (Kap. 5.1) gefertigt wurde. Das heißt auch, dass die Schrägverzahnung in einer eigenen Wärmebehandlung wärmebehandelt und in einer eigenen Beschichtungscharge beschichtet wurde.

Da es während des Beschichtens zu keinem Anlassen mehr gekommen ist, müssen, wie bereits erwähnt, noch weitere Gründe für ein empfindlicheres Zahnfußbruchverhalten beschichteter Zahnräder verglichen mit unbeschichteten vorliegen.



Bild 37: Härteverläufe an den Zahnflanken der Schräg-Hochverzahnung

5.4 Grübchenuntersuchungen zum Einfluss der Baugröße

5.4.1 Versuchsergebnisse

Der Einfluss von Beschichtungen bei unterschiedlichen Baugrößen wurde stichpunktartig mit einer Geradverzahnung mit einem Achsabstand von a = 200 mm untersucht. Die Versuche wurden mit dem FVA-Referenzöl FVA 2 + 4 % A 99 bei Einspritzschmierung und einer Öltemperatur von 90 °C durchgeführt. Die Einspritzmenge betrug etwa 8 l/min. Die Drehzahl am Ritzel betrug 2600 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis von 26,7 m/s entspricht. Vor dem Versuchslauf wurde ein zweistündiger Einlauf bei einem Ritzeldrehmoment von 1100 Nm durchgeführt, die Belastung im Versuchslauf betrug 3000 Nm bzw. 3400 Nm am Ritzel. Bei einem Einlauf-Ritzeldrehmoment von 1100 Nm ist die Hertz'sche Pressung am Wälzkreis gleich der Hertz'schen Pressung am Wälzkreis bei einer Standard C-Verzahnung mit dem üblichen Einlauf-Ritzeldrehmoment von 135 Nm. Eine Verzahnung gilt wiederum als ausgefallen, wenn die Grübchenfläche des am meisten geschädigten Zahnes 4 % der aktiven Flankenfläche eines Einzelzahnes übersteigt. Da geschliffene Verzahnungen verwendet wurden, waren Ritzel und Rad beschichtet.

Bild 38 zeigt die Ergebnisse der Versuche. Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass es bei der unbeschichteten Variante bei einem Ritzeldrehmoment von 3400 Nm zum Ausfall durch typische Grübchen (**Bild 39**) und zum Zahnbruch kam. Bei einem Ritzeldrehmoment von 3000 Nm konnten bis zu einer Laufzeit von 58 Mio Lastwechseln am Ritzel keine Flankenschäden am Ritzel festgestellt werden.



Bild 38: Ergebnisse der Grübchenversuche mit einer Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm

Bei der Variante mit der Schicht WC/C kam es bei einem Ritzeldrehmoment von 3400 Nm sowohl zum Ausfall durch Grübchen als auch zum Zahnbruch. Die Grübchen gingen allerdings von den Stirnkanten des Ritzels und des Rades aus, weshalb es sich bei diesem Schaden um keinen typischen Grübchenschaden handelt (**Bild 39**).

Bei den Verzahnungen mit der Schicht WC:H kam es sowohl bei einem Ritzeldrehmoment von 3000 Nm als auch von 3400 Nm zum Ausfall durch Zahnbruch. Bei einem Ritzeldrehmoment von 3000 Nm kam es auch zum Ausfall durch Grübchen, wobei die Grübchen wieder von den Stirnkanten des Ritzels ausgingen (**Bild 39**). Es handelt sich deshalb um keinen typischen Grübchenschaden.



unbeschichtetes Ritzel: typischer Grübchenschaden



WC/C besch. Ritzel: Grübchenbildung ausgehend von Stirnkante



WC:H besch. Ritzel: Grübchenbildung ausgehend von Stirnkante

Bild 39: Grübchenbildung bei einer unbeschichteten und WC/C bzw. WC:H beschichteten Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm

Aufgrund der Versuchsergebnisse kann keine Schlussfolgerung zur Grübchenlebensdauer getroffen werden. Wie bereits bei der Schrägverzahnung festgestellt, zeigen die Ergebnisse jedoch, dass beschichtete Zahnräder auf mögliche Kantenträger empfindlicher als unbeschichtete Zahnräder reagieren können. Dies wurde durch die Grübchenbildung ausgehend von den Stirnkanten gezeigt. Auch kann es bei beschichteten Varianten eher zum Zahnfußbruch kommen. Beschichtete Varianten reagieren auch dann empfindlicher auf die Schadensart Zahnbruch, wenn es zu keinen Anlasseffekten während des Beschichtens kam. Der Grund dafür könnte ein Anriss in der harten spröden Schicht und, in Verbindung mit einer guten Schichthaftung, ein rascher Rissfortschritt in den Grundwerkstoff sein.



5.4.2 Ergänzende metallographische Untersuchungen

Bild 40: Härteverläufe an den Zahnflanken der Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm

zu keinem wesentlichen Anlassen mehr führte. Dazu soll bemerkt werden, dass die Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm zu einem späteren Zeitpunkt als die C_{mod}-Verzahnung für die Grübchenwöhlerlinien (Kap. 5.1) gefertigt wurde. Das heißt auch, dass diese Verzahnung in einer eigenen Wärmebehandlung wärmebehandelt wurde. Beschichtet wurde die Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm gemeinsam mit der Schrägverzahnung.

Da es während des Beschichtens zu keinem wesentlichen Anlassen mehr gekommen ist, müssen, wie bereits erwähnt, noch weitere Gründe für ein empfindlicheres Zahnfußbruchverhalten beschichteter Zahnräder verglichen mit unbeschichteten vorliegen.

verläufe

ähnlich,

ringere

lichen

der

verglichen mit den übrigen

Varianten vorhanden. Das heißt, dass das Beschichten

metallographische

5.5 Auswertung und Einordnung der Ergebnisse in die DIN 3990

Mit dem Berechnungsverfahren nach DIN 3990 [2] kann mit Hilfe der Grübchendauerfestigkeiten σ_{Hlim} des Standard-Referenz-Prüfrades das dauerfest ertragbare Drehmoment einer Stirnradverzahnung bestimmt werden. Durch Umstellen der Gleichungen lässt sich andererseits der Dauerfestigkeitswert σ_{Hlim} aus der im Versuch ermittelten dauerfest ertragenen Zahnflankenspannung σ_{H} (Kap. 5.1) bestimmen (**GI. 15**).

$$\sigma_{\text{Hlim}} = \frac{\sigma_{\text{H}_{\infty},1\%}}{Z_{v} \cdot Z_{R} \cdot Z_{L} \cdot Z_{W} \cdot Z_{X}}$$
GI. 15

Zu beachten ist in diesem Zusammenhang, dass die in der DIN 3990 [2] angegebenen Werte für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 1 % gültig sind. In den Versuchen lässt sich der Festigkeitswert dagegen für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50 % mit der bestmöglichen statistischen Absicherung ermitteln. Nach ([78], [87]) kann der bestimmte Festigkeitswert für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit mit dem Faktor $f_{HxD1\%} = 0,9$ auf eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 1 % umgerechnet werden (**GI. 16**).

$$\sigma_{H\infty,1\%} = f_{HxD1\%} \cdot \sigma_{H\infty,50\%}$$

GI. 16

Die Faktoren Z_v , Z_R , Z_L , Z_W und Z_X sind für die vorliegenden Versuchsbedingungen im Anhang (Kap. 13.4) angegeben. Bild 41 zeigt die Einordnung der ermittelten Grübchendauerfestigkeiten in den Stand des Wissens. Es ist zu erkennen, dass die unbeschichtete Referenzverzahnung mit einer Dauerfestigkeit von $\sigma_{\text{Hlim}} = 1300 \text{ N/mm}^2 \text{ unter}$ der nach Niemann [127] Dauerfestigkeit üblichen $\sigma_{\text{Hlim}} = 1470 \text{ N/mm}^2$ von



Bild 41: Einordnung der Grübchendauerfestigkeiten in die DIN 3990, Teil 5 [2]

für den Einsatzstahl 16MnCr5 liegt. Die Grübchendauerfestigkeit für die Verzahnung mit der Schicht WC/C liegt bei $\sigma_{Hlim} = 1675 \text{ N/mm}^2$, die der Verzahnung mit der Schicht WC:H bei $\sigma_{Hlim} = 1650 \text{ N/mm}^2$. Die Oberflächenhärteangaben der beschichteten Varianten beziehen sich auf die Härte des Grundwerkstoffes, da diese 0,1 mm unterhalb der tatsächlichen Oberfläche und somit unterhalb der Schicht gemessen wurden. Der Abfall der Oberflächenhärte der Variante mit der Schicht WC:H gegenüber den anderen Varianten ist auf einen Anlasseffekt während des Beschichtens zurückzuführen. Dadurch sinkt auch die Festigkeit des Grundwerkstoffes, was ein Grund für die etwas niedrigere Grübchenfestigkeit der Verzahnung mit der Schicht WC:H sein könnte.

5.6 Theoretische Untersuchungen zur Berechnung beschichteter Zahnflanken

Mit den in Kap 5.5 abgeleiteten Festigkeiten sind beschichtete Zahnflanken der Berechnung zugänglich. Einschränkend muss bemerkt werden, dass die Berechenbarkeit nur für Schichttypen, wie sie in dieser Arbeit experimentell untersucht wurden, anwendbar ist. Um die Auswirkung unterschiedlicher Schichttypen auf den Spannungszustand zu kennen, wurden weiterführende theoretische Untersuchungen durchgeführt. Der Kontakt zweier Zahnflanken kann als Kontakt eines unendlich

langen elastisch verformbaren Zylinders mit einer unendlich steifen Platte angenähert werden (**Bild 42**). Mit Hilfe der Hertz'schen Theorie können die Pressungen, Spannungen und Abplattungsbreiten berechnet werden. Bei der Ermittlung



Bild 42: Hertz'scher Kontakt

der Pressungen, Spannungen und Verformungen an einem beschichteten Zylinder können die Hertz'schen Gleichungen nicht angewandt werden. Beschichtete Systeme können in einem ersten Schritt folglich nur numerisch berechnet werden. In der Literatur findet man FE-Analysen einer unendlich steifen Kugel, welche in eine beschichtete Ebene gedrückt wird ([18], [19], [43], [61], [108], [152], [156]). In dieser Arbeit wurde der Kontakt eines unendlich langen beschichteten Zylinders mit einer unendlich steifen Ebene mit Hilfe des FE-Programmes Ansys untersucht. Reibungs-kräfte aufgrund einer Gleitbewegung, Oberflächenrauheiten, elastohydrodynamische Effekte und Schichteigenspannungen blieben bei dieser Analyse unberücksichtigt.

Das Netz des FE-Modells wurde für die Schicht und den Kontaktbereich zwischen Ebene und Zylinder sehr eng gewählt. So wurde etwa eine 5 µm dicke Schicht in drei Teilschichten unterteilt. Je größer die Entfernung vom Kontaktbereich war, desto gröber wurde auch das FE-Netz gewählt. Als FE-Element wurde ein 4-Knoten Element verwendet. **Bild 43** zeigt beispielhaft einen Ausschnitt des FE-Netzes des Zylinders. Die Anbindung der Schicht an das Grundmaterial wurde als unendlich starr vorausgesetzt, das heißt es kommt zu keiner Verschiebung der Schicht gegenüber dem Grundmaterial. Die Validierung des FE-Modells wurde durch die Berechnung

eines unbeschichteten Zylinders durchgeführt. Die numerisch bestimmten Ergebnisse ergaben eine sehr gute Übereinstimmung mit den analytischen Lösungen der Hertz'schen Gleichungen.



Bild 43: Ausschnitt aus dem FE-Netz des Zylinders

Wichtigste Beanspruchungskenngröße bei der Berechnung von Zahnflanken ist die Hertz'sche Pressung am Wälzpunkt. **Bild 44** und **Bild 45** zeigen die Pressungen eines beschichteten Zylinders im Verhältnis zur Hertz'schen Pressung eines unbeschichteten Zylinders für unterschiedliche Querdehnungszahlen der Schicht. Die Querdehnungszahlen für harte Kohlenstoffschichten liegen zwischen $v_{Schicht} = 0,2$ und $v_{Schicht} = 0,3$. Weitere untersuchte Parameter sind das Verhältnis der E-Moduli von Schicht und Substrat und das Verhältnis der Schichtdicke zur halben Hertz'-

schen Abplattungsbreite. Wie den Diagrammen zu entnehmen ist, beeinflusst eine Schicht die Pressung an der Oberfläche nur unwesentlich. Dies vor allem auch vor dem Hintergrund, dass beschichtete Zahnräder hauptsächlich im Bereich von $t/b_{\rm H} = 0.01$ bis $t/b_{\rm H} = 0.03$ betrieben werden.





Tendenziell positiv auf die Oberflächenpressung wirken sich Schichten mit einem niedrigeren E-Modul als das Substrat aus. Die in dieser Arbeit untersuchten Schichten weisen mit einem Verhältnis von E-Modul Schicht / E-Modul Stahl $\approx 0.5 - 0.7$ diese Charakteristik auf. Für die Tragfähigkeitssteigerung müssen jedoch noch zusätzliche andere Aspekte, wie etwa das bessere Einlaufverhalten der beschichteten Zahnräder (Bild 15), maßgebend sein.





Bild 45: Pressung im Kontakt bei einer Querdehnungszahl der





Bild 46: Tiefenverlauf der von Mises Spannung mit Schicht und ohne Schicht



Bild 47: Tiefenverlauf der von Mises Spannung für unterschiedliche Verhältnisse Schichtdicke / Halbe Hertz'sche Druckbreite (Oberflächennaher Bereich)

hältnis zur Hertz'schen Pressung des unbeschichteten Zylinders. Bei der Referenzberechnung für den unbeschichteten Zylinder erhält man den typischen Spannungsverlauf mit dem Spannungsmaximum unterhalb der Oberfläche. Bei einer beschichteten Oberfläche kommt es aufgrund der unterschiedlichen Eigenschaften von Schicht und Substrat zu einem sehr steilen Spannungsgradienten am Interface Schicht – Substrat. Dadurch kann sich das Spannungsmaximum an die Stelle des Interfaces verschieben, wobei die Spannungen über dem Spannungsmaximum des unbeschichteten Zylinders liegen können.

Dies ist der wesentliche Grund für einen frühzeitigen Schichtabtrag während des Betriebes bei unzureichender Schichthaftung. Da die Schichten zu Sprödbruch bei geringerer Bruchdehnung verglichen mit dem Stahlsubstrat neigen [18], kann das Spannungsmaximum am Interface Schicht – Substrat andererseits zu einem Riss in der Schicht führen. In Verbindung mit einer sehr guten Schichthaftung kann es dann

zu einem Rissfortschritt in das Substrat kommen, was das empfindliche Reagieren beschichteter Zahnräder auf den Schaden Zahnbruch erklären kann.

Die Höhe des Spannungsgradienten am Interface ist vom Verhältnis der Schichtdicke halben zur Hertz'schen Druckbreite unabhängig (Bild 47), hängt jedoch wesentlich von Querdehnungsder zahl der Schicht ab (Bild 48). Am besten ist eine Querdehnungszahl, welche mit der Querdehnungszahl des Stahlsubstrates vergleichbar ist. Bild 49 zeigt,



Bild 48: Tiefenverlauf der von Mises Spannung für unterschiedliche Querdehnungszahlen der Schicht



Bild 49: Tiefenverlauf der von Mises Spannung für unterschiedliche E-Modul Verhältnisse Schicht / Substrat

dass der Spannungsverlauf vom Interface Schicht – Substrat zur Oberfläche stark vom E-Modul der Schicht abhängt. Bei höheren E-Modulen im Vergleich zum E-Modul des Substrates kommt es zu einem Spannungsanstieg. Positiv wirken sich, wie bei der Oberflächenpressung, Schichten mit einem kleinen E-Modul aus.

Der steile Spannungsgradient am Interface Schicht – Substrat wurde in der Literatur auch beim Kontakt einer unendlich steifen Kugel mit einer beschichteten Ebene gefunden ([61], [108], [152], [156]).

Die Spannungen an der Oberfläche im Bereich der Kontaktzone sind in **Bild 50** bis **Bild 53** dargestellt, wobei aufgrund der Symmetrie des Kontaktes nur die halbe Kontaktzone dargestellt ist. Auf die Druckspannung σ_y senkrecht zur Oberfläche

haben unterschiedliche E-Moduli der Schicht, unterschiedliche Schichtdicken und unterschiedliche Querdehnungszahlen der Schicht keinen wesentlichen Einfluss (Bild 50). Dies wurde bereits bei der Berechnung der Presim Mittelsungen schnitt (Bild 44 und Bild 45) gefunden.

Die Druckspannung- σ_x parallel zur en Oberfläche und die von Mises Spannungen bezogen auf die Hertz'sche Pressung des unbeschichteten Zylinders sind in **Bild** 51 bis Bild 53 dargestellt. Die von Mises Spannungen beschichteter Oberflächen sind im allgemeinen höher als



Bild 50: Oberflächenspannungen senkrecht zur Oberfläche



Bild 51: Oberflächenspannungen parallel zur Oberfläche und von Mises Spannungen an der Oberfläche für unterschiedliche Verhältnisse Schichtdicke / Halbe Hertz'sche Druckbreite

die von Mises Spandes unbenungen schichteten Zylinders. Bei den Druckspannungen σ_x parallel zur Oberfläche wirken sich Schichten mit einem kleineren E-Modul verglichen mit E-Modul dem des Substrates positiv aus, das heißt die Druckspannungen sind kleiner als beim unbeschichteten Zylinder.

Durch die dimensionslose Form sämtlicher Diagramme können mit Hilfe der Hertz'schen Pressung am unbeschichteten Zylinder sämtliche Spannungen beschichteten der Oberfläche bestimmt werden. Diese Span-









nungen können zur Berechnung von Sicherheiten den Festigkeiten des betrachteten Schicht-Substrat-Systems gegenübergestellt werden. Eine offene Problemstellung ist hierbei oft die Festigkeit des Schicht-Substrat-Systems. Die Schichthaftung wird meist mit dem Scratchtest, die Lebensdauer mit dem Impact-test bestimmt. Nachteil beider einfachen Prüfverfahren ist, dass es zu einer plastischen Verformung des Substrates kommt. *Bouzakis et al.* ([32], [33]) entwickelten ein erstes Verfahren, mit dem aus den Ergebnissen des Impact-tests ein Smith-Diagramm abgeleitet werden kann. Mit Hilfe dieses Smith-Diagrammes wird eine Wöhlerlinie und damit eine Festigkeit der Schicht bestimmt. Allerdings wird die Oberfläche beim Impact-test durch eine reine Normalkraft beansprucht, Ermüdungsfestigkeiten für ein wälzbeanspruchtes Bauteil können daher nicht ermittelt werden.

6 Einfluss von PVD-Schichten auf die Zahnfußtragfähigkeit

6.1 Versuchsergebnisse zur Zahnfußtragfähigkeit (Wöhlerlinien)

Die Versuche wurden auf einem servohydraulischen Pulsator mit kugelgestrahlten ungeschliffenen C-Rädern durchgeführt, wobei das Kugelstrahlen durch den Zahnradhersteller vor dem Beschichtungsprozess durchgeführt wurde. Das Mikrostrahlen für eine bessere Schichthaftung wurde unmittelbar vor dem Beschichten durch den Beschichter durchgeführt. Die Grenzlastspielzahl wurde nach [63] auf 6 Mio Lastwechsel festgelegt. Ein Versuch wird als dauerfest gewertet, wenn diese Grenzlastspielzahl ohne Zahnbruch erreicht wird.

Bild 55 zeigt die auf die Zahnfußspannung $\sigma_{F Pulsator}$ umgerechneten Versuchspunkte mit den Wöhlerlinien für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit. Die zweite Ordinatenachse gibt die zugehörigen Pulsatorkräfte wieder. Für die Berechnung der Zahnfuß-

spannung $\sigma_{F Pulsator}$ wurde die Geometrie der theoretisch ausgelegten Verzahnung mit der Geometrie der tatsächlich ausgeführten Zahnräder mittels eines Schattenrisses abgeglichen. Die maximal auftretende Zahnfußspannung berechnet sich nach DIN 3990, Methode B [2] (**GI. 17**). Dabei wird angenommen, dass die für den Zahnfußbruch maßgebende maximale örtliche Zahnfußspannung an der Zugseite der 30°-Tangente an den Zahnfußrundungsradius auftritt (**Bild 54**).

$$\sigma_{\mathsf{F}} = \sigma_{\mathsf{F}0} \cdot \mathsf{K}_{\mathsf{A}} \cdot \mathsf{K}_{\mathsf{v}} \cdot \mathsf{K}_{\mathsf{F}\alpha} \cdot \mathsf{K}_{\mathsf{F}\beta}$$



Bild 54: Zahnfußbeanspruchung

GI. 17

Die Kraftfaktoren (K_A, K_v, K_{F α}, K_{F β}) können für den Pulsatorversuch zu 1 gesetzt werden, sodass die Zahnfußspannung $\sigma_{F Pulsator}$ gleich der Zahnfuß-Nennspannung $\sigma_{F0 Pulsator}$ ist.

Die Berechnung der Zahnfuß-Nennspannung σ_{F0} erfolgt nach DIN 3990 [2] mit der Nenn-Umfangskraft am Teilkreis F_t, der Zahnbreite b, dem Normalmodul m_n, sowie den Faktoren Y_F, Y_S und Y_β (**GI. 18**). Für die Berechnung ist dabei der Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt maßgebend. Im Pulsator tritt anstelle der Nenn-Umfangskraft F_t die Normalkraft F_n auf, welche mit Hilfe des Normaleingriffswinkels α_n umgerechnet wird (**GI. 18**).

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta = \left(\frac{F_n \cdot \cos \alpha_n}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta\right)_{\text{Pulsator}}$$
GI. 18

Der Biegehebelarm bzw. der Kraftangriffspunkt bei Pulsatorversuchen ist über die Einspannung von zwei Zähnen zwischen den Pulsatordruckstücken gegeben und wird bei der Berechnung der Faktoren Y_F und Y_S berücksichtigt. Der Formfaktor Y_F berücksichtigt dabei in Abhängigkeit des Kraftangriffspunktes den Einfluss der Zahnform auf die Biegenennspannung, der Spannungskorrekturfaktor Y_S in Abhängigkeit des Kraftangriffspunktes die Kerbwirkung sowie den Spannungszustand über die Biegung hinaus. Die Zahlenwerte der Faktoren Y_F, Y_S und Y_β sind für die vorliegenden Versuchsbedingungen im **Anhang** (Kap. 13.5) angegeben.

Für die Ermittlung der mittleren Ausfalllastwechsel im Zeitfestigkeitsgebiet wurde der Mittelwert der einzelnen Versuchspunkte eines Lastniveaus nach [63] berechnet. Ausreißer konnten graphisch über das Eintragen der Versuchspunkte in eine Gauß'sche Normalverteilung, der die Lastwechsel im logarithmischen Maßstab zugrunde lagen, ermittelt werden. Dabei wurde jedem Versuchspunkt eine Ausfallwahrscheinlichkeit nach *Rossow* [137] zugeordnet. Die Auswertung der Dauerfestigkeit für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit wurde mit dem modifizierten Treppenstufenverfahren nach *Hück* [79] durchgeführt. Für eine Bestimmung des Mittelwertes sollte die Dauerfestigkeit nach [79] mit 5 bis 9 Versuchen belegt sein. Die tatsächliche Belegung in der Arbeit liegt bei 15 Versuchspunkten.



Bild 55: Zahnfußbruch-Wöhlerlinien für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit

6.2 Ergänzende metallographische Untersuchungen

Bild 56 zeigt die Härteverlaufe der unterschiedlichen Zahnradvarianten, metallographische Schliffbilder der Verzahnungen sind im Anhang (Kap. 13.2) dargestellt. Bei der Variante mit der Schicht WC:H erkennt man einen Härteabfall. was auf ein Anlassen während des Beschichtens zurückzuführen ist. Bei der Variante mit der Schicht WC/C kam zu keinem Anlassen während des Be-



Bild 56: Härteverlauf im Zahnfuß der ungeschliffenen C-Räder

schichtens. Dennoch liegt die Zahnfußtragfähigkeit unter jener der unbeschichteten Verzahnung, weshalb noch weitere Gründe für ein empfindlicheres Zahnfußbruchverhalten beschichteter Zahnräder verglichen mit unbeschichteten vorliegen müssen. Die Verzahnungen für die Pulsatorversuche wurden getrennt von den anderen Verzahnungen gefertigt, wärmebehandelt und beschichtet.

Die unbeschichtete Referenzverzahnung erreicht eine relativ hohe Dauerfestiakeit. auf was das Kugelstrahlen zurückzuführen ist. Der Einfluss des Kugelstrahlens wird anhand des Eigenspannungsverlaufes in die Tiefe deutlich erkennbar. Bild 57 zeigt den Eigenspannungsverlauf der unbeschichteten und beschichteten Varianten, gein Zahnmitte in messen



Bild 57: Eigenspannungsverlauf der ungeschliffenen kugelgestrahlten C-Räder

Zahnhöhenrichtung. Die unbeschichtete Verzahnung zeigt den für ungeschliffene kugelgestrahlte Zahnräder typischen Verlauf mit Druckeigenspannungen bis zu

1270 N/mm². Bei der Variante mit der Schicht WC:H ist ein Abfall der Druckeigenspannungen an der Oberfläche zu sehen, was das Anlassen während des Beschichtens bestätigt.

6.3 Auswertung und Einordnung der Ergebnisse in die DIN 3990

Mit dem Berechnungsverfahren nach DIN 3990 [2] kann mit Hilfe der Dauerfestigkeiten für die Zahnfuß-Biegenennspannung σ_{Flim} des Standard-Referenz-Prüfrades das dauerfest ertragbare Drehmoment einer Stirnradverzahnung bestimmt werden. Durch Umstellen der Gleichungen lässt sich andererseits der Dauerfestigkeitswert σ_{Flim} aus der im Versuch ermittelten dauerfest ertragenen Zahnfußspannung σ_{F} bestimmen (**GI. 19**).

$$\sigma_{Flim} = \frac{\sigma_{F^{\infty},Lauf,1\%}}{Y_{ST} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_{X}}$$
GI. 19

Zu beachten ist dabei, dass die in der DIN 3990 [2] angegebenen Werte für Laufversuche gültig sind. Nach [63] beträgt die für Laufversuche anzusetzende Dauerfestigkeit 90 % der im Pulsatorversuch ermittelten Werte.

Zu beachten ist in diesem Zusammenhang weiters, dass die in der DIN 3990 [2] angegebenen Werte für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 1 % gültig sind. In den Versuchen lässt sich der Festigkeitswert dagegen für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50 % mit der bestmöglichen statistischen Absicherung ermitteln. Nach [63] kann der bestimmte Festigkeitswert für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit mit dem Faktor $f_{FxD1\%} = 0.92$ auf eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 1 % umgerechnet werden.

Damit ergibt sich der Zusammenhang der im Pulsatorversuch dauerfest ertragenen Zahnfußspannung für 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit $\sigma_{F_{\infty},Pulsator,50\%}$ und dem daraus ermittelten Dauerfestigkeitswert für die Zahnfuß-Biegenennspannung σ_{Flim} (**GI. 20**).

$$\sigma_{\text{Flim}} = \frac{\sigma_{\text{F} \sim, \text{Pulsator}, 50\%} \cdot 0, 9 \cdot 0, 92}{Y_{\text{ST}} \cdot Y_{\text{orelT}} \cdot Y_{\text{RrelT}} \cdot Y_{\text{X}}}$$
GI. 20

Die Faktoren Y_{ST} , $Y_{\delta relT}$, Y_{RrelT} und Y_X sind für die vorliegenden Versuchsbedingungen im **Anhang** (Kap. 13.5) angegeben. **Bild 58** zeigt die Einordnung der ermittelten Dauerfestigkeiten der Zahnfuß-Biegenennspannung in den Stand des Wissens.

Es ist zu erkennen, dass die unbeschichtete Referenzverzahnung mit $\sigma_{\text{Flim}} = 535 \text{ N/mm}^2$ eine relativ hohe Dauerfestigkeit für den Einsatzstahl 16MnCr5 verglichen mit jener nach Niemann [127] mit $\sigma_{\text{Flim}} = 430 \text{ N/mm}^2 \text{ er-}$ reicht. Grund für diese hohe Dauerfestigkeit ist das Kugelstrahlen der Verzahnungen. Bei den beschichteten Varianten, vor allem bei der Verzahnung mit der Schicht WC:H, kommt es zu



Bild 58: Einordnung der Zahnfuß-Dauerfestigkeiten in die DIN 3990, Teil 5 [2]

einem Abfall der Dauerfestigkeit. Die Dauerfestigkeit bei der Variante mit der Schicht WC/C liegt bei $\sigma_{Flim} = 510 \text{ N/mm}^2$, die der Variante mit der Schicht WC:H bei $\sigma_{Flim} = 450 \text{ N/mm}^2$. Die Oberflächenhärteangaben der beschichteten Varianten beziehen sich auf die Härte des Grundwerkstoffes, da diese 0,1 mm unterhalb der tatsächlichen Oberfläche und somit unterhalb der Schicht gemessen wurden. Bei den Verzahnungen mit der WC:H-Schicht kam es beim Beschichten zum Abfall der Oberflächenhärte und damit auch zur Reduktion der Festigkeit, was die große Abnahme des Dauerfestigkeitswertes erklärt. Aber auch bei den Verzahnungen mit der WC/C-Schicht kam es zu einem Abfall des Dauerfestigkeitswertes, obwohl es beim Beschichten zu keinem Härteabfall der Oberflächenhärte kam. Neben dem Absinken der Festigkeit aufgrund des Härteabfalls müssen daher noch andere Mechanismen für das empfindlichere Zahnfußbruchverhalten beschichteter Zahnräder verglichen mit unbeschichteten verantwortlich sein. Der weitere Grund dafür könnte ein Anriss in der harten spröden Schicht und, in Verbindung mit einer guten Schichthaftung, ein rascher Rissfortschritt in den Grundwerkstoff sein.

6.4 Theoretische Untersuchungen zur Berechnung der Zahnfußbeanspruchung beschichteter Zahnräder

Mit den in Kap. 6.3 abgeleiteten Festigkeiten sind beschichtete Zahnräder der Berechnung bezüglich der Zahnfußtragfähigkeit zugänglich. Einschränkend muss

bemerkt werden, dass die Berechenbarkeit nur für Schichttypen, wie sie in dieser Arbeit experimentell untersucht wurden, anwendbar ist. Um die Auswirkung unterschiedlicher Schichttypen auf den Spannungszustand zu kennen, wurden weiterführende theoretische Untersuchungen durchgeführt. Die Zahnfußbeanspruchung kann vereinfachend als Beanspruchung eines eingespannten Balkens abgebildet werden (**Bild 59**). Für den unbeschichteten Balken können die Spannungen aufgrund von Biegung und Querkraft analytisch bestimmt werden. Die Spannungen in einem beschichteten System können aufgrund von unterschiedlichen Materialeigenschaften von Schicht und Substrat nur numerisch bestimmt werden. In

dieser Arbeit wurden die Spannungen in einem unendlich breiten beschichteten Balken mit Hilfe des FE-Programmes Ansys untersucht. Oberflächenrauheiten und Schichteigenspannungen blieben bei dieser Analyse unberücksichtigt.



Bild 59: Modell der Zahnfußbeanspruchung

Das Netz des FE-Modells wurde für die Schicht und den Querschnitt des Balkens, an dem die Spannungen ermittelt wurden, sehr eng gewählt. So wurde etwa eine 5 µm dicke Schicht in drei Teilschichten unterteilt. Je größer die Entfernung vom Querschnitt für die Spannungsanalyse war, desto gröber wurde auch das FE-Netz gewählt. Um Unstetigkeiten in der Spannungsverteilung zu vermeiden, wurde die Querschnittsfläche zur Spannungsanalyse in einem ausreichendem Abstand zur Einspannstelle, das heißt zu den numerischen Lagerstellen, festgelegt. Als FE-

Element wurde ein 4-Knoten Element verwendet. **Bild 60** zeigt beispielhaft einen Ausschnitt des FE-Netzes des Balkens. Die Anbindung der Schicht an das Grundmaterial wurde als unendlich

vorausgesetzt,

starr



Bild 60: Ausschnitt aus dem FE-Netz des Balkens

das heißt es kommt zu keiner Verschiebung der Schicht gegenüber dem Grundmaterial.

Die Validierung des FE-Modells wurde durch die Berechnung eines unbeschichteten Balkens durchgeführt. Die numerisch bestimmten Ergebnisse ergaben eine sehr gute Übereinstimmung mit den analytischen Lösungen. **Bild 61** zeigt die berechnete dimensionslose Biegespannungs- und Schubspannungsverteilung in einem unbeschichteten Balken. Zusätzlich ist die von Mises Spannung, eine Vergleichsspannung nach Gestaltänderungsder energiehypothese, eingetragen. Es ist zu erkennen, dass im oberflächennahen Bereich, in dem beim beschichteten Balken die Schicht ist, die von Mises Spannung und die Biegespannung gleich sind. Deshalb ist für eine Analyse weitergehende eines beschichteten Bal-



Bild 61: Spannungsverlauf in einem unbeschichteten Balken

kens die Betrachtung der Biegespannungen ausreichend.

Die Biegenennspannung ist auch das maßgebende Kriterium bei der Berechnung der Zahnfußbeanspruchung. Die tatsächliche Zahnfußspannung wird basierend auf der Biegenennspannung mit Hilfe von zusätzlichen Faktoren berechnet. Bild 62 zeigt die Biegenennspannungen im oberflächenahen Bereich des unbeschichteten Balkens im Vergleich zu unterschiedlich beschichteten



Bild 62: Spannungsverlauf der Biegenennspannungen in beschichteten Balken im Vergleich zum unbeschichteten Balken

Balken. Während beim unbeschichteten Balken ein typischer linearer Spannungsverlauf vorliegt, kommt es bei den beschichteten Varianten am Interface Schicht – Substrat zu einem sehr steilen Spannungsgradienten. Die Höhe des Spannungsgradienten hängt vom E-Modul-Verhältnis E-Modul Schicht / E-Modul Substrat ab. Positiv bezüglich der Oberflächenspannungen wirken sich Schichten mit einem geringeren E-Modul verglichen mit dem E-Modul des Substrates aus. Die in dieser Andererseits neigen Schichten zu Sprödbruch bei geringerer Bruchdehnung verglichen mit einem Stahlsubstrat [18]. Ein Riss, welcher am Interface Schicht – Substrat oder in der Schicht entsteht, kann daher in Verbindung mit einer guten Schichthaftung rasch in das Substrat weiterwachsen und so zum Zahnbruch führen.

Da die Diagramme in dimensionsloser Form dargestellt sind, können die Spannungen am beschichteten Balken mit Hilfe der Biegenennspannung des unbeschichteten Balkens bestimmt werden. Die berechneten Spannungen können verfügbaren Festigkeitswerten eines Schicht-Substrat-Systems gegenübergestellt und so Sicherheiten ermittelt werden.

7 Einfluss von PVD-Schichten auf die Graufleckentragfähigkeit

Die Untersuchungen zur Graufleckentragfähigkeit wurden auf einem FZG-Verspannungsprüfstand mit der C_{mod}-Verzahnung und der C-GF-Verzahnung durchgeführt. Für den Großteil der Versuche wurde das Öl Tegula 32 verwendet, für die Untersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffes wurden zusätzlich das Automatikgetriebeöl ATF 32 und das Industriegetriebeöl CLP 220 untersucht. Der Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet wurde mit geschliffenen beschichteten Ritzeln und trowalisierten beschichteten Ritzeln durchgeführt. Die Versuche wurden bei Einspritzschmierung von 2 I/min und einer Öltemperatur von 90 °C durchgeführt. Im Unterschied zu den Grübchenversuchen wird im Ölkreislauf ein Papierfilter von 10 μ m Filterfeinheit eingebaut. Die Drehzahl am Ritzel betrug 2170 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis von 8,3 m/s entspricht.

Im Graufleckentest nach [55] werden vor dem eigentlichen Versuchslauf die Zahnräder 1 Stunde in Kraftstufe 3 eingelaufen. Der eigentliche Versuchslauf besteht aus einem Stufentest und einem Dauertest, wobei der Stufentest wiederholt wird. Im Stufentest wird die Belastung stufenweise von Kraftstufe 5 bis zu Kraftstufe 10 gesteigert, wobei jede Kraftstufe 16 Stunden gefahren wird. Im Dauertest werden einmal Kraftstufe 8 und bis zu fünfmal Kraftstufe 10 jeweils 80 Stunden gefahren. Die Drehmomente werden dabei so gewählt, dass bei der unkorrigierten C-GF-Verzahnung (Breite 14 mm) die Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt gleich der Hertz'schen Pressung im Wälzpunkt der A-Verzahnung (Breite 20 mm), entsprechend den Kraftstufen nach ISO 14635 [8], ist. **Tabelle 6** gibt einen Überblick über die Ritzeldrehmomente und Hertz'schen Pressungen, wobei die Pressungen für die nominelle C_{mod}-Verzahnung mit dem Programm Rikor [128] berechnet wurden.

Kraftstufe (KS)	Ritzeldrehmoment [Nm]	Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt [N/mm²]	
		C-GF-Verzahnung	C _{mod} -Verzahnung
3 (Einlauf)	28,8	510	765
5	70	795	1043
6	98,9	945	1178
7	132,5	1094	1310
8	171,6	1245	1447
9	215,6	1395	1585
10	265,1	1547	1727

Tabelle 6: Pressungen im Graufleckentest für die C-GF- und Cmod-Verzahnung

Nach jeder Kraftstufe werden die Zahnräder demontiert und in Bezug auf Graufleckenbildung überprüft. Dazu werden die Profilformabweichung mittels einer 3D-Messung, der Massenverlust und die aufgetretene Graufleckenfläche dokumentiert. Nach Überschreiten der Schadensgrenze wird der Versuch beendet und die entsprechende Schadenskraftstufe bzw. Graufleckentragfähigkeit ermittelt. Die Schadensgrenze im Stufentest ist durch eine durch Grauflecken verursachte Profilformabweichung von 7,5 µm am Ritzel gegeben. Im Dauertest gilt die Schadensgrenze als erreicht, sobald die Profilformabweichung aufgrund von Grauflecken am Ritzel 20 µm beträgt oder die Grübchenfläche an dem am stärksten geschädigten

Zahn 4 % der aktiven Zahnflanke übersteigt. Je nach Schadenskraftstufe im Stufentest wird die Graufleckentragfähigkeit gemäß **Tabelle 7** definiert.

Schadenskraftstufe im Stufentest	Graufleckentragfähigkeit
≤ 7	niedrig
8 - 9	mittel
≥ 10	hoch

Tabelle 7: Definition der Graufleckentragfähigkeit

7.1 Graufleckenuntersuchungen zum Einfluss der Verzahnungskorrekturen

Verzahnungskorrekwie Kopfturen, rücknahmen und Breitenballigkeiten, eingesetzt, werden um den Eingriffsstoß zu vermeiden bzw. abzumindern und um Kantenträger zu verhindern. Positiv könnten sich diese Verzahnungskorrekturen bei beschichteten Zahnrädern in Bezug auf eine frühzeitige Schichtabplatzung auswirken.



Bild 63 zeigt inwie- Bild 63: Ergebnis des Graufleckentests mit der C_{mod}-Verzahnung

weit sich Verzahnungskorrekturen auf die Graufleckenbildung bei unbeschichteten Zahnrädern auswirken. Der Versuch wurde mit der C_{mod} -Verzahnung und dem Öl Tegula 32 durchgeführt. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, wurde aufgrund der Flankenkorrekturen und der relativ kleinen Rauheit der C_{mod} -Verzahnung die Graufleckenbildung bereits bei der unbeschichteten Variante weitgehend verhindert. Die Verzahnung lief in beiden Stufentests mit einer sehr geringen Profilformabweichung durch, im Dauertest kam es zum Ausfall durch Grübchen. **Bild 64** zeigt die Schadensbilder der Verzahnung. Da die unbeschichtete Verzahnung eine hohe

Graufleckentragfähigkeit erreichte, war eine differenzierende Prüfung von beschichteten und unbeschichteten Varianten nicht mehr möglich. Für die Graufleckenunterweiteren suchungen wurde daher die Standard C-GF-Verzahnung verwendet.



Geringe Graufleckigkeit nach KS 10 im Stufentest



im Dauertest

Bild 64: Schadensbilder im Graufleckentest mit der C_{mod}-Verzahnung

7.2 Graufleckenuntersuchungen zum Einfluss der Schichtart

Die Untersuchungen zum Einfluss der beiden Schichtarten WC/C und WC:H wurden mit dem Öl Tegula 32 und geschliffenen Verzahnungen durchgeführt, wobei bei den beschichteten Varianten Ritzel und Rad beschichtet waren. Die Versuchsergebnisse sind in **Bild 65** dargestellt.

Die unbeschichtete Verzahnung fiel im Stufentest zweimal in Kraftstufe 7 aufgrund von Grauflecken aus (**Bild 67**), im Dauertest fiel diese Verzahnung ebenfalls wegen einer zu hohen Profilformabweichung aus. Die unbeschichtete Verzahnung erreicht damit beim verwendeten Öl eine niedrige Graufleckentragfähigkeit, was frühere Versuchsergebnisse bestätigt ([56], [144]).

Bei der Variante mit der Schicht WC/C kam es im Stufentest zweimal zum schadensfreien Durchlaufen bis zu Kraftstufe 10, was einer hohen Graufleckentragfähigkeit gleichkommt. Im Dauertest kam es zum Ausfall durch Grübchen. Graufleckenbildung wurde nicht beobachtet, teilweise traten Riefen und Kratzer in Zahnhöhenrichtung im Zahnfuß des Ritzels auf. Diese Riefen und Kratzer entsprechen der Schadensform der Schabemarken, wie sie von *Liu et al.* gefunden wurde [105]. Ab Kraftstufe 9 kam es bei dieser Variante teilweise zusätzlich zu einem Aufbrechen der Zahnflanke im Bereich des Zahnfußes (Bild 67). Da dieses Aufbrechen keine Profilformänderung im Sinne des Graufleckentests darstellt. wurde dieses bei der Auswertung nicht berücksichtigt. Bild 66 verdeutlicht diesen Zusammenhang und zeigt beispielhaft die Profilformänderung mit und ohne dem Aufbrechen der Zahnflanke im Zahnfuß. Ähnliche Ergebnisse wurden auch von Bugiel et al. gefunden [38]. Grund für das Aufbrechen bei höherer Last könnte ein vorzeitiger Zahneingriff bei unkorrigierten der C-GF-Verzahnung sein. Durch die Bewegungsumkehr im Zahnfuß des Ritzel kann es zu einem Riss in der Schicht



Bild 65: Ergebnisse der Graufleckentests zum Einfluss der Schichtart





kommen. In Verbindung mit einer guten Schichthaftung kann es zum Rissfortschritt in den Grundwerkstoff und damit zum Aufbrechen der Zahnflanken kommen.

Bei der Variante mit der Schicht WC:H kam es im Stufentest ebenfalls zu keiner Graufleckenbildung, was einer hohen Graufleckentragfähigkeit gleichkommt. Die Profilformänderung beruhte im Wesentlichen auf der Schadensform der Schabemarken im Zahnfuß (**Bild 67**). Da diese Schabemarken keine Profilformänderung im Sinne des Graufleckentests darstellen, wurden diese bei der Auswertung nicht berücksichtigt. Im Dauertest fiel die Verzahnung durch Grübchen aus.





Bild 67: Schadensbilder der untersuchten Varianten

7.3 Graufleckenuntersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffes

Die Untersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffes wurden mit der geschliffenen C-GF-Verzahnung, bei der Ritzel und Rad mit der WC/C-Schicht beschichtet waren, und den Ölen Tegula 32, einem Automatikgetriebeöl ATF 32 und einem Industriegetriebeöl CLP 220 durchgeführt. Die Ergebnisse sind in **Bild 68** dargestellt.

Wie mit dem Öl Tegula 32 kam es auch mit den Ölen ATF 32 und CLP 220 zu einem schadensfreien Durchlaufen des Stufentests, womit alle Öle eine hohe Graufleckentragfähigkeit erreichten. Vereinzelt kam es auch mit dem ATF 32 zu einem Aufbrechen der Zahnflanke im Zahnfußbereich des Ritzels, welches bei der Auswertung der Profilformabweichung nicht berücksichtigt wurde. Graufleckenbildung wurde wiederum mit keinem Öl beobachtet. Die Auskolkungen sind im Wesentlichen auf

Riefen und Kratzer in Zahnhöhenrichtung im Zahnfuß des Ritzels, das heißt auf Schadensform die der Schabemarken, zurückzuführen. Die Auskolkungen aufgrund von Schabemarken wurden in Auswertung der nicht berücksichtigt.

Bild 69 zeigt Flankenfotos nach Beenden des Stufentests.

Im Dauertest fiel das Bild C Öl ATF 32, wie das Öl Tegula 32, durch Grübchenbildung aus. Das Öl CLP 220 lief auch den Dauertest ohne Schaden durch.



Bild 68: Ergebnisse der Graufleckentests zum Einfluss des Schmierstoffes





Bild 69: Zahnflanken nach KS 10 im Stufentest

7.4 Graufleckenuntersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet

Im Rahmen von Grübchentests wurde festgestellt, dass eine Paarung Ritzel beschichtet – Rad unbeschichtet in Verbindung mit einer sehr glatten Oberfläche des beschichteten Ritzels möglich ist (Kap. 4.2). In Verbindung mit geschliffenen Oberflächen kam es beim vorliegenden Mischreibungszustand aufgrund des Härteunterschiedes zwischen Ritzel und Rad zu abrasivem Verschleiß am unbeschichteten Rad. In den Graufleckenuntersuchungen wurde der Einfluss der Paarung Ritzel beschichtet – Rad unbeschichtet mit unterschiedlichen Oberflächenstrukturen des Ritzels untersucht. Zum einen wurde die Paarung Ritzel trowalisiert WC:H beschichtet – Rad unbeschichtet, zum anderen die Paarung Ritzel geschliffen WC/C beschichtet – Rad unbeschichtet untersucht. Bei Verwendung des geschliffenen beschichteten Ritzels wurde im Gegensatz zu den Grübchenversuchen das höherviskose Industriegetriebeöl CLP 220 verwendet. Die restlichen Versuche wurden mit dem Öl Tegula 32 durchgeführt. Zusätzlich zu den Versuchen mit beschichteten Ritzeln wurde ein Graufleckenversuch mit einem unbeschichteten trowalisierten Ritzel durchgeführt, um eine Referenz für diese Oberflächenstruktur zu erhalten.

Bei der Paarung Ritzel geschliffen WC/C beschichtet -Rad geschliffen unbeschichtet kam es zu einer steigenden Auskolkung am unbeschichteten Rad, Bild 70 zeigt die Profilformänderung von Ritzel und Rad. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist. kam es beim beschichteten Ritzel zu keiner Änderung der Profil- und Flankenform während des Versuches. Bild 71

zeigt Flankenfotos nach Beenden des

Stufentests. Am unbeschichteten Rad ist der Wälzkreis, an dem kein Gleiten auftritt, deutlich zu erkennen. Auch der ge-Verschleiß messene trat ausschließlich fast am unbeschichteten Rad auf,









Bild 71: Zahnflanken nach KS 10 im Stufentest

Bild 72 zeigt die Entwicklung des Verschleißbetrages. Der Grund für den Verschleiß am unbeschichteten Reibpartner ist, wie bei den Grübchentests, im Härteunterschied zwischen Schicht und Substrat in Verbindung mit der Oberflächenrauheit und dem Schmierungszustand zu sehen. Obwohl das Öl CLP 220 ein Öl der ISO VG 220 ist, liegt die relative Schmierfilmdicke bei vorliegenden den Versuchsbedingungen von $\lambda \approx 1.4$ bei Kraftstufe 5 bis $\lambda \approx 1.05$ bei Kraftstufe 10. Das heißt, dass der Schmierungszustand noch immer in der Mischreibung liegt und dass es zu abra-Verschleiß sivem des unbeschichteten Rades durch das beschichtete Ritzel kommt.



Bild 72: Verschleiß im Graufleckentest bei der Paarung Ritzel geschliffen beschichtet – Rad unbeschichtet



Bild 73 zeigt die Ergebnisse bei der

Bild 73: Ergebnisse der Graufleckentests bei Verwendung von trowalisierten Ritzeln

Paarung eines trowalisierten beschichteten Ritzels mit einem unbeschichteten Rad. Wie bei den Grübchenversuchen wird der einseitige Verschleiß am unbeschichteten Partner verhindert. Im Laufe des Stufentests kam es am trowalisierten beschichteten Ritzel zu einem teilweisen Schichtabtrag im Zahnfuß. Dort kam es in der Folge auch zur Entstehung von Grauflecken, weshalb diese Paarung im Stufentest zweimal in der Kraftstufe 10 aufgrund von Grauflecken ausfiel. Im Dauertest kam es zum Ausfall

durch Grübchen. Wie die Versuchsvarianten, bei denen sowohl das Ritzel als auch das Rad beschichtet waren, erreicht diese Variante eine hohe Graufleckentragfähigkeit. **Bild 74** zeigt ein Flankenfoto nach Beenden des Stufentests.

Zusätzlich enthält Bild 73





Bild 74: Zahnflanken nach Beenden des Stufentests

die Versuchsergebnisse mit dem unbeschichteten trowalisierten Ritzel. Die unbeschichtete Verzahnung fiel im Stufentest einmal in der Kraftstufe 7 und einmal in der Kraftstufe 8 durch Grauflecken aus, was einer niedrigen bis mittleren Graufleckentragfähigkeit entspricht. Im Dauertest fiel die Verzahnung durch Grübchen aus. **Bild 74** zeigt ein Flankenfoto nach Beenden des Stufentests.

7.5 Ergänzende metallographische Untersuchungen

Bild 75 zeigt die Härteverlaufe der unterschiedlichen Zahnradvarianten, metallographische Schliffbilder der Verzahnung sind im Anhang (Kap. 13.2) dargestellt. Der C-GF-Zahn-Großteil der räder wurde gemeinsam mit der C_{mod}-Verzahnung für die Versuche zu den Grübchenwöhlerlinien beschichtet. Wie bei der C_{mod}-Verzahnung, erkennt man vor allem bei der Variante mit der Schicht



Bild 75: Härteverlauf der Zahnflanken der C-GF-Verz.

WC:H einen Härteabfall, was auf ein Anlassen während des Beschichtens zurück-

zuführen ist. Der Grund liegt in einer höheren Beschichtungstemperatur als der Anlasstemperatur. Die Anlasstemperatur lag bei etwa 170 °C, die Beschichtungstemperatur für die WC:H-Beschichtung bei 185 °C bis 215 °C.

7.6 Zusammenfassung der Ergebnisse zur Graufleckentragfähigkeit

Bild 76 zeigt zusammenfassend die Ergebnisse zur Graufleckentragfähigkeit.



Bild 76: Zusammenfassung der Ergebnisse zur Graufleckentragfähigkeit

Um eine gute Differenzierung zwischen der unbeschichteten und beschichteten Variante zu ermöglichen, wurde für die Versuche eine Standard C-GF-Verzahnung für Graufleckentests verwendet. Die korrigierte C_{mod} -Verzahnung erreichte bereits im unbeschichteten Zustand eine hohe Graufleckentragfähigkeit (Variante 1).

Bei den Versuchen zum Einfluss der Schichtart erreichte die unbeschichtete Variante bei Verwendung des Öles Tegula 32 eine niedrige Graufleckentragfähigkeit (Variante 2 und 3) und die Varianten mit der Schicht WC/C und WC:H eine hohe Graufleckentragfähigkeit (Variante 4 und 6).

Der Einfluss des Schmierstoffes wurde mit der Schicht WC/C untersucht. Kam es mit den Ölen Tegula 32 und ATF 32 nach schadensfreiem Durchlaufen des Stufentestes noch zum Ausfall durch Grübchen im Dauertest (Variante 6 und 7), so lief der Test mit dem Öl CLP 220 sowohl im Stufen- als auch im Dauertest schadensfrei durch (Variante 8).

Der Einfluss der Paarung Ritzel beschichtet – Rad unbeschichtet wurde mit trowalisierten beschichteten Ritzeln und geschliffenen beschichteten Ritzeln untersucht. In Verbindung mit dem geschliffenen beschichteten Ritzel kam es bei Verwendung des Öles CLP 220 am unbeschichteten Rad zu einer kontinuierlich steigenden Auskolkung mit dem damit verbundenen steigenden Verschleiß (Variante 9). Am beschichteten Ritzel kam es zu keiner Änderung der Profil- und Flankenform und damit auch zu keiner Graufleckenbildung. Grund für die steigende Auskolkung ist der Härteunterschied von Schicht und Substrat in Verbindung mit der Oberflächenrauheit und dem vorliegenden Mischreibungszustand. Bei Verwendung eines trowalisierten beschichteten Ritzels kann der einseitige Verschleiß am unbeschichteten Rad verhindert werden (Variante 5). Diese Versuchsvariante erreicht wie die Varianten, bei denen Ritzel und Rad beschichtet waren, eine hohe Graufleckentragfähigkeit.

7.7 Auswertung und Einführung der Ergebnisse in die Graufleckenrechnung

Eine erste Graufleckenrechnung wurde von *Schönnenbeck* [142] vorgeschlagen und von *Emmert* [56] aufgrund von Versuchsergebnissen modifiziert. Mit Hilfe der minimalen relativen Schmierfilmdicke am Wälzkreis und der Oberflächenhärte der Verzahnung wird die Graufleckengefährdung durch Einordnung in den Erfahrungsbereich zahlreicher Getriebe mit und ohne Graufleckenschäden überprüft. Die erforderliche Graufleckentragfähigkeit des Schmierstoffes wird anhand einer gewichteten, schmierspaltvolumenbezogenen Energie berechnet.

Schrade [144] stellt ein erweitertes Berechnungsverfahren für die Graufleckentragfähigkeit von Stirnradgetrieben vor. Grundlage des Verfahrens ist die örtliche minimale relative Schmierfilmdicke an der Zahnflanke (**GI. 21**).

$$\lambda = \frac{n_{min}}{\sum R_a/2}$$
 GI. 21

Für die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke wird die isotherme Schmierfilmdicke für Linienkontakt nach *Dowson* und *Higginson* ([49], [50]) um den Gleitfaktor S [54] erweitert (**GI. 22**). Der Gleitfaktor S berücksichtigt den Einfluss der durch die Gleitgeschwindigkeit hervorgerufenen Blitztemperatur.

 $h_{min} = 10^3 \cdot 1,6 \cdot R_1 \cdot G^{0,6} \cdot U^{0,7} \cdot W^{-0,13} \cdot S^{0,22}$ in µm GI. 22

mit folgenden Parametern:

R_I, G, U, W nach Kap. 3.3 Gleitfaktor S (**GI. 23**)

$$S = \frac{\alpha_{\vartheta}}{\alpha_{M}} \cdot \frac{\eta_{\vartheta}}{\eta_{M}}$$
 (dimensionslos) GI. 23

Liegt die örtliche minimale relative Schmierfilmdicke an einem Punkt der Zahnflanke des Praxisgetriebes unterhalb der erforderlichen minimalen relativen Schmierfilmdicke, so ist mit Graufleckenbildung zu rechnen. Die erforderliche minimale relative Schmierfilmdicke λ_{GFP} kann mit Hilfe eines Graufleckentests bestimmt werden. Dazu wird die minimale relative Schmierfilmdicke λ_{GFT} im Punkt A der Prüfverzahnung bei der Schadenskraftstufe berechnet. Da Grauflecken üblicherweise bereits ein bis zwei Kraftstufen unterhalb der Schadenskraftstufe auftreten, wird für die Ermittlung der erforderlichen minimalen relativen Schmierfilmdicke λ_{GFP} die berechnete minimale relative Schmierfilmdicke λ_{GFT} mit dem Testbeiwert T $_{\lambda}$ = 1,4 multipliziert (**GI. 24**).

$$\lambda_{GFP} = T_{\lambda} \cdot \lambda_{GFT} = 1,4 \cdot \lambda_{GFT}$$

Tabelle 8 zeigt dieaufgrund der Ver-suche ermitteltenerforderlichen mini-malen relativenSchmierfilmdickenfür die unbeschich-tete und die be-

	Erforderliche min. rel. Schmierfilmdicke
	λ _{gfp} [-]
unbeschichtete Flanke	0,12
beschichtete Flanke	0,08

GI. 24

Tabelle 8: Erforderliche minimale relative Schmierfilmdicken für diein der Arbeit untersuchten Verzahnungen in Verbindungmit Mineralölen

schichteten Verzahnungen in Verbindung mit Mineralölen. Die minimalen relativen

Schmierfilmdicken im Punkt A der Prüfverzahnung wurden mit dem Programm Rikor [128] berechnet.

Einschränkend soll hier bemerkt werden, dass die angegebenen erforderlichen minimalen relativen Schmierfilmdicken lediglich für die in dieser Arbeit experimentell untersuchten Schichttypen gültig sind. Bei Anwendung einer anderen Schichttype ist für die Bestimmung der erforderlichen minimalen relativen Schmierfilmdicke ein Graufleckentest nach [55] durchzuführen.

Mit den erforderlichen minimalen relativen Schmierfilmdicken λ_{GFP} und der für das Praxisgetriebe vorliegenden minimalen relativen Schmierfilmdicke λ_{GF} kann eine Sicherheit S_{GF} gegen Graufleckenbildung berechnet werden (**GI. 25**). Je nach Höhe der Sicherheit S_{GF} kann das Risiko einer Graufleckenbildung nach [143] abgeschätzt werden (**Tabelle 9**).

$$S_{GF} = \frac{\lambda_{GF}}{\lambda_{GFP}}$$

 GI. 25

 Tabelle 9: Abschätzung der Graufleckengefährdung

Liegt an einer Verzahnung eine Graufleckengefährdung vor, so können die örtlichen Profilformabweichungen der Zahnflanke mit **GI. 26** berechnet werden. Der Index Y bezieht sich dabei auf den betrachteten Flankenpunkt des berechneten Praxisgetriebes, der Index T auf den durchgeführten Graufleckentest. Da sich durch die örtliche Auskolkung auch die Hertz'sche Pressung ändert, müssen die Lastverteilung und die sich daraus ergebenden Auskolkungen iterativ berechnet werden.

$$f_{fm}(Y) = f_{fmGFT}\left(\frac{\zeta_{GF}(Y)}{\zeta_{GFT}}\right)\left(\frac{b_{H,GF}(Y)}{b_{H,GFT}}\right)\left(\frac{p_{H,GF}(Y)}{p_{H,GFT}}\right)^{0,25}\left(\frac{\lambda_{GF}(Y)}{T_{\lambda} \cdot \lambda_{GFT}}\right)^{-1,25}\left(\frac{N}{N_{GFT}}\right)^{0,25}$$
GI. 26

mit folgenden Parametern für die Referenz des Graufleckentests:

 f_{fmGFT} = 7,5 µm (für die C-GF-Verzahnung) ζ_{GFT} = -3,5 (für die C-GF-Verzahnung) N_{GFT} = 2,1·10⁶

 $b_{H,GFT}$, $p_{H,GFT}$, $T_{\lambda} \cdot \lambda_{GFT}$ berechnet für die Schadenskraftstufe des Tests

8 Einfluss von PVD-Schichten auf das Verschleißverhalten

Die Verschleißuntersuchungen wurden auf einem FZG-Verspannungsprüfstand, welcher mit einem drehzahlgeregelten Motor und einer zusätzlichen Vorgelegestufe mit der Übersetzung 1 : 25 ausgestattet ist, durchgeführt. Die Versuche wurden mit der C_{mod}-Verzahnung und dem FVA-Referenzöl FVA 2 + 4 % A 99 bei Tauchschmierung mit einem Ölstand bis zur Wellenmitte gefahren. Pro Versuchsvariante wurden 2 Tests durchgeführt. Der Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet wurde mit geschliffenen beschichteten Ritzeln und trowalisierten beschichteten Ritzeln durchgeführt.

Das Ritzeldrehmoment beträgt beim Verschleißtest nach [16] 378,3 Nm, was bei einer unkorrigierten C-Verzahnung dieselbe Hertz'sche Pressung am Wälzkreis ergeben würde wie Kraftstufe 12 nach ISO 14635 [8] für die A-Verzahnung. Aufgrund der Flankenkorrektur beträgt die Hertz'sche Pressung am Wälzkreis für die korrigierte nominelle C_{mod}-Verzahnung etwa 2012 N/mm², berechnet mit dem Programm Rikor [128]. Ein Einlauf der Zahnräder ist beim Verschleißtest nicht durchzuführen.

Der Verschleißtest setzt sich aus mehreren Prüfabschnitten zusammen, wobei jeder Abschnitt 40 Stunden dauert und der Verschleißbetrag an Ritzel und Rad durch Wiegen bestimmt wird. Neben der Bestimmung des Verschleißbetrages wird das Verschleißverhalten auch durch Flankenfotos und durch 3D-Messungen der Zahnflanken dokumentiert.

Prüfabschnitt 1: Im Abschnitt 1 beträgt die Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis 0,05 m/s, was einer Ritzeldrehzahl von 13 U/min entspricht. Die Öltemperatur liegt bei 90 °C. Nach 20 Stunden und 40 Stunden Laufzeit werden die Zahnräder ausgebaut und der Verschleißbetrag an Ritzel und Rad durch Wiegen bestimmt.

Prüfabschnitt 2: In diesem Prüfabschnitt wird die Ölsumpftemperatur gegenüber Abschnitt 1 variiert, sie wird von 90 °C auf 120 °C erhöht. Durch die höhere Temperatur können bei additivierten Schmierstoffen die verschleißmindernden Additive aktiv werden, was sich meist durch eine degressive Verschleißentwicklung äußert. Der Verschleißbetrag wird wiederum nach 20 Stunden und 40 Stunden Laufzeit bestimmt.

Prüfabschnitt 3: Im Prüfabschnitt 3 wird gegenüber Prüfabschnitt 1 die Umfangsgeschwindigkeit variiert. Sie beträgt statt 0,05 m/s nun 0,57 m/s, was einer Ritzeldrehzahl von 150 U/min entspricht. Durch die höhere Geschwindigkeit wird der Geschwindigkeitseinfluss auf das Verschleißverhalten bei entstehender größerer Schmierfilmdicke untersucht. Die Öltemperatur beträgt 90 °C, da diese Temperatur allgemein höhere Verschleißbeträge bewirkt und somit einer bessere Differenzierung der einzelnen Versuchsvarianten ermöglicht. Der Verschleiß wird nach Beendigung des Prüfabschnittes mit 40 Stunden Laufzeit bestimmt.

Generell sind die Parameter beim Verschleißtest so gewählt, dass es zu Grenzreibungsbedingungen zwischen den Reibpartnern kommt, Fressen aufgrund der geringen Umfangsgeschwindigkeiten jedoch verhindert wird. Die berechneten relativen Schmierfilmdicken nach ([70], [71], [72]) liegen bei geschliffenen Verzahnungen für eine Umfangsgeschwindigkeit von 0,05 m/s bei $\lambda \approx 0,01$ und für eine Umfangsgeschwindigkeit von 0,57 m/s bei $\lambda \approx 0,06$. Bei Verwendung eines trowalisierten Ritzels liegen die relativen Schmierfilmdicken für eine Umfangsgeschwindigkeit von 0,05 m/s bei $\lambda \approx 0,02$ und für eine Umfangsgeschwindigkeit von 0,57 m/s bei $\lambda \approx 0,08$.

Tabelle10gibtdieVerschleißkategorienwieder, wie sie in [16]fürdenSummenver-schleiß jePrüfabschnittfürStahlzahnräder fest-

Verschleißkategorie	Summenverschleiß je Prüfabschnitt
niedrig	< 50 mg
mittel	< 200 mg
hoch	< 500 mg
sehr hoch	> 500 mg

für Stahlzahnräder fest- **Tabelle 10:** Festlegung der Verschleißkategorien gelegt sind. Die Dichte

einer Schicht ist je nach Metalldotierung und Kohlenstoffzustand unterschiedlich. Näherungsweise kann diese mit der halben Dichte von Stahl angenommen werden. Für die Einordnung der beschichteten Zahnräder in eine Verschleißkategorie ist daher der angegebene Summenverschleiß je Prüfabschnitt zu halbieren. Da bei einer Paarung Ritzel geschliffen beschichtet – Rad geschliffen unbeschichtet der Verschleiß, wie später gezeigt, fast ausschließlich am unbeschichteten Partner auftrat, wird in diesem Fall zur Einordnung in eine Verschleißkategorie nur der Verschleiß des unbeschichteten Partners berücksichtigt. Der angegebene Summenverschleiß je Prüfabschnitt wird näherungsweise halbiert.

8.1 Verschleißuntersuchungen zum Einfluss der Schichtart

Bild 77 zeigt die Verschleißverläufe für die unbeschichteten Verzahnungen und die mit den beiden Schichtarten beschichteten Verzahnungen. Bei den beschichteten Varianten waren sowohl Ritzel als auch Rad geschliffen und beschichtet. Bei den unbeschichteten Verzahnungen ist sowohl der Verschleißverlauf der geschliffenen Zahnradpaarung, als auch zusätzlich der Verschleißverlauf bei Verwendung eines trowalisierten Ritzels statt eines geschliffenen Ritzels dargestellt. Bei den unbeschichteten Verzahnungen kam es im Prüfabschnitt 1 zu einem linearen Verschleißabtrag, der im Prüfabschnitt 2 bei der höheren Öltemperatur in einen degressiven Verlauf überging. Der degressive Verlauf ist zum einen auf die Wirksamkeit der Additive bei der höheren Temperatur zurückzuführen. Zum anderen ist der Anfangs im Prüfabschnitt 2 noch vorhandene höhere Verschleiß nach *Voßiek* auf den Umstand zurückzuführen, dass sich das tribologische System erst nach einer gewissen Zeit mit entsprechenden Einlaufeffekten auf die neuen Betriebsbedingungen einstellt [159]. Bei der höheren Umfangsgeschwindigkeit im Prüfabschnitt 3 kam es zu keinem wesentlichen weiteren Verschleiß mehr. Wird anstelle eines geschliffenen Ritzels ein trowalisiertes Ritzel verwendet, liegt der absolute Verschleiß über dem der geschliffenen Ritzels sein. Einerseits ergibt sich rechnerisch mit dem trowalisierten Ritzel zwar eine höhere relative Schmierfilmdicke und damit ein günstigerer Schmierungszustand, andererseits fehlen auf der trowalisierten Können.

Durch die Anwendung von Beschichtungen kommt es mit beiden Schichtarten zu einer deutlichen Verschleißreduktion.



Bild 77: Ergebnisse der Verschleißversuche zum Einfluss der Schichtart

Bild 78 zeigt die Flankenfotos und zugehörigen 3D-Profilmessschriebe der unbeschichteten und beschichteten Verzahnungen nach einer Laufzeit von 120 Stunden. Bei den unbeschichteten Verzahnungen sind typische Verschleißriefen in Zahnhöhenrichtung vorhanden. Der Wälzkreis, an dem kein Gleiten auftritt, ist deutlich zu erkennen. Die 3D-Profilmessschriebe geben die entstandenen Auskolkungen und Profilformänderungen wieder. Bei beiden beschichteten Varianten sind auch nach einer Laufzeit von 120 Stunden die Herstellmarken in Zahnbreitenrichtung aufgrund der Schleifbearbeitung noch erkennbar. Verschleißriefen in Zahnhöhenrichtung konnten nicht beobachtet werden. Die Schichten sind bis auf einen teilweisen Schichtabtrag im Zahnfußbereich des Ritzels noch immer vorhanden. Vor allem bei Variante der mit der Schicht WC:H kam es vom Zahnfuß bis zum Wälzkreis Ritzels des zu einem Schichtabtrag. Anhand der Profilschriebe sind die deutlich kleineren Profilformänderungen einhergehend mit dem niedrigeren Verschleiß verglichen mit der unbeschichteten Verzahnung zu erkennen.

Für die Auswertung in Bezug auf die Verschleißkategorie wird der Summenverschleiß bei einer



geschliffenes Ritzel WC:H beschichtet



Umfangsgeschwindigkeit von 0,05 m/s (Prüfabschnitt 1 und 2) verwendet. Dies führt bei den unbeschichteten Varianten zur Verschleißkategorie mittel und für beide beschichteten Varianten zur Verschleißkategorie niedrig.
8.2 Verschleißuntersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet

Im Rahmen von Grübchentests wurde festgestellt, dass eine Paarung Ritzel beschichtet – Rad unbeschichtet in Verbindung mit einer sehr glatten Oberfläche des beschichteten Ritzels möglich ist (Kap. 4.2). In Verbindung mit geschliffenen Oberflächen kam es beim vorliegenden Mischreibungszustand aufgrund des Härteunterschiedes zwischen Ritzel und Rad zu abrasivem Verschleiß am unbeschichteten Rad. In den Verschleißuntersuchungen wurde der Einfluss der Paarung Ritzel beschichtet – Rad unbeschichtet mit unterschiedlichen Oberflächenstrukturen des Ritzels untersucht. Zum einen wurde die Paarung Ritzel trowalisiert WC:H beschichtet – Rad geschliffen unbeschichtet, zum anderen die Paarung Ritzel geschliffen WC/C beschichtet – Rad geschliffen unbeschichtet untersucht.

Die Verschleißverläufe von Ritzel und Rad und der Summenverschleiß für die jeweiligen Verschleißtests sind in **Bild 79** dargestellt.



Bild 79: Ergebnisse der Verschleißversuche zum Einfluss der Paarung

Das Diagramm zeigt sehr deutlich, dass bei der Variante mit dem geschliffenen beschichteten Ritzel fast der gesamte Verschleiß am unbeschichteten Rad auftritt. Der Verschleißabtrag am unbeschichteten Rad verläuft linear. Nach dem Testende ist das beschichtete Ritzel mit der Schicht noch vollkommen intakt, die Herstellriefen in Zahnbreitenrichtung aufgrund der Schleifbearbeitung sind noch vorhanden. Am unbeschichteten Rad sind die Herstellriefen der Schleifbearbeitung nicht mehr erkennbar, teilweise treten Riefen in Zahnhöhenrichtung auf (**Bild 80**). Wird hingegen das Ritzel Bevor dem schichten trowalisiert, kommt es zu einer Verschleißdeutlichen reduktion am unbeschichteten Rad. Der abrasive Verschleiß des unbeschichteten Rades durch das beschichtete Ritzel wird verhindert. Verschleißabtrag Der von Ritzel und Rad ist vergleichbar. Nach dem Testende sind die Verzahnungen bis auf einen teilweisen Schichtabtrag im Zahnfußbereich des beschichteten Ritzels noch vollkommen intakt (Bild 81).

Wie bereits oben erwähnt, wird aufgrund des einseitigen Verschleißes am unbeschichteten Rad bei der Paarung Ritzel geschliffen beschichtet – Rad unbeschichtet für die Auswertung in Bezug



Bild 80: Zahnflanken nach 120 Stunden Laufzeit



Bild 81: Zahnflanken nach 120 Stunden Laufzeit

auf die Verschleißkategorie nur der Verschleißbetrag des Rades verwendet. Bei Halbierung der Verschleißgrenzen für eine bestimmte Verschleißkategorie führt dies zur Verschleißkategorie mittel. Die Variante Ritzel trowalisiert beschichtet – Rad unbeschichtet liegt, wie die Varianten mit beschichtetem Ritzel und beschichtetem Rad, in der Verschleißkategorie niedrig.

8.3 Auswertung und Einführung der Ergebnisse in die Verschleißrechnung

Plewe [129] entwickelte ein Verschleißberechnungsverfahren. Basierend auf den Ergebnissen eines Verschleißtests werden lineare Verschleißkoeffizienten c_{IT} berechnet (**GI. 27**). Mit Hilfe dieser Verschleißkoeffizienten kann der Verschleiß bzw. die Lebensdauer eines Praxisgetriebes berechnet werden.

$$c_{IT} = \frac{m}{2 \cdot b \cdot m_n \cdot z \cdot \rho \cdot N}$$
 in mm/U GI. 27

Für die in dieser Arbeit untersuchten Schichtarten wurden die Verschleißkoeffizienten c_{IT} für die jeweiligen Prüfabschnitte berechnet. Da beim Verschleißtest nach [16] und bei den Versuchen von *Plewe* [129] unterschiedliche Belastungen vorhanden sind, müssen die im Verschleißtest nach [16] bestimmten Verschleißkoeffizienten mit dem Faktor f auf die Bedingungen nach *Plewe* umgerechnet werden (**GI. 28**).

$$f = \left(\frac{\sigma_{H0 \text{ Plewe}}}{\sigma_{H0 \text{ Test}}}\right)^{1,4} = 0,585$$
 GI. 28

In Bild 82 sind die durchschnittlichen Verschleißkoeffizienten für die ieweiligen Prüfvarianten im Plewe-Diagramm eingetragen. Vergleichend ist zusätzlich die Plewe-Verschleißkurve für unlegierte Mineralöle dargestellt. Die Verschleißkurve der jeweiligen Prüfvariante ergibt sich durch vertikale Verschiebung der Plewe-Verschleißkurve für unlegierte Mineralöle durch den linearen Verschleißkoeffizienten, welcher bei der Öltemperatur von $\vartheta_{OI} = 90$ °C und bei der Umfangsgeschwindigkeit von $v_t = 0.05 \text{ m/s}$ ermittelt wurde. Die Verschleißkoeffizienten für die Umfangsgeschwindigkeit von $v_t = 0,57$ m/s und für die Öltemperatur von ϑ_{Ol} = 120 °C wurden zusätzlich in das Diagramm eingetragen. Es ist zu erkennen, dass der

.



Bild 82: Ermittlung der Verschleißkoeffizienten

Verschleiß bei einer erhöhten Öltemperatur von $9_{\ddot{O}I}$ = 120 °C unter der jeweiligen eingetragenen Verschleißkurve liegt. Zumindest für die unbeschichtete Variante ist dies auf die Wirksamkeit von Additiven bei einer höheren Öltemperatur zurückzuführen.

Der zu erwartende Verschleißbetrag W_I in einem Praxisgetriebe lässt sich nach *Plewe* [129] mit **GI. 29** bestimmen. Der Index T bezieht sich dabei auf die Bedingungen des Verschleißtests nach *Plewe*. Der Verschleißkoeffizient c_{IT} kann für die berechnete vorliegende minimale Schmierfilmdicke des Praxisgetriebes für die gewünschte Schichtart dem **Bild 82** entnommen werden. Einschränkend soll hier bemerkt werden, dass die angegebenen Verschleißkoeffizienten lediglich für die in dieser Arbeit experimentell untersuchten Schichttypen gültig sind. Bei Anwendung einer anderen Schichttype ist für die Bestimmung des Verschleißkoeffizienten ein Verschleißtest nach [16] erforderlich.

$$W_{I} = C_{IT} \cdot \left(\frac{\sigma_{H0}}{\sigma_{H0T}}\right)^{1,4} \cdot \left(\frac{\rho_{C}}{\rho_{CT}}\right) \cdot \left(\frac{\zeta_{W}}{\zeta_{WT}}\right) \cdot N \text{ in mm}$$
GI. 29

mit folgenden Parametern für den Verschleißtest nach Plewe [129]

 $σ_{H0T}$ = 1160 N/mm² $ρ_{CT}$ = 8,4 mm $ζ_{WT}$ = 0,74

Der lineare Verschleißbetrag W₁ stellt die mittlere Dicke des von der Zahnflanke abgetragenen Materials dar. Nach Untersuchungen von *Plewe* [129] liegt kein gleichmäßiger Abtrag über der gesamten Flankenfläche vor. Der maximale Abtrag ist in der Mitte zwischen Wälzkreis und Eingriffsbeginn sowie Eingriffsende zu erwarten. Die größte Auskolkung ist nach diesen Untersuchungen etwa dreimal so groß wie der Betrag des rechnerischen Verschleißbetrages W₁.

9 Einfluss von PVD-Schichten auf die Fresstragfähigkeit

Für die Fresstragfähigkeitsuntersuchungen wurden Standard-Fresstests nach [8] mit der A-Verzahnung auf einem FZG-Verspannungsprüfstand durchgeführt. Als Öle kamen ein unlegiertes Mineralöl, entsprechend dem CEC-Referenzöl RL 144, und ein legiertes Mineralöl, das CEC-Referenzöl RL 133, zur Anwendung. Mit beiden Ölen wurde der Einfluss der Schichtart im Vergleich zur unbeschichteten Verzahnung untersucht. Zusätzlich wurde der Einfluss der Paarung beschichtet – unbeschichtet bei unterschiedlichen Oberflächenstrukturen mit dem Öl RL 144 untersucht. Die Versuche wurden bei Tauchschmierung mit einem Ölstand bis zur Wellenmitte gefahren. Für jede Versuchsvariante wurden 2 Versuche durchgeführt.

Beim Fresstest beträgt die Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis 8,3 m/s, was einer Ritzeldrehzahl von etwa 2170 U/min entspricht. In [8] sind insgesamt 12 Kraftstufen (KS) definiert, welche jeweils 15 Minuten gefahren werden. Für die Arbeit wurden bei Bedarf auch noch die erweiterten Kraftstufen 13 und 14 gefahren. Der Fresstest beginnt bei Kraftstufe 1, die Kraftstufe wird bis zum Ausfall der Verzahnung durch einen Fressschaden jeweils um eine Kraftstufe gesteigert. Die Ölsumpftemperatur liegt zu Beginn jeder Kraftstufe bei 90 °C, eine Begrenzung nach oben während des Prüflaufes ist nicht vorgesehen. **Tabelle 11** gibt einen Überblick über die Ritzeldrehmomente in den jeweiligen Kraftstufen und die entsprechenden Hertz'schen Pressungen am Wälzpunkt. Zusätzlich ist die bis zum Ende der Kraftstufe von den Prüfzahnrädern insgesamt übertragene Arbeit eingetragen.

Nach jeder Kraftstufe erfolgt eine visuelle Überprüfung der Zahnflanken in Bezug auf einen Fressschaden. Fresser treten als Striche, zusammenhängende Streifen oder in Zonen auf, die die gesamte Zahnbreite überdecken können. Fresser haben mattes Aussehen, ihre Rauheit ist erheblich größer als die des Maag-Kreuzschliffes auf der Zahnflanke. Ein Fressschaden gilt als erreicht, sobald die Summe aller Zahnschäden (Riefen und Fresser) am Ritzel eine Breite von 20 mm übersteigt.

Zusätzlich werden Ritzel und Rad nach jeder Kraftstufe ausgebaut und getrennt voneinander gewogen, um den Verschleißabtrag zu bestimmen. Sobald ein Fressschaden auftritt, äußert sich dies in einem sehr hohen Anstieg des Summenverschleißes von Ritzel und Rad. Man spricht in diesem Zusammenhang auch von einem Umsprung des Verschleißes von einer Verschleißtieflage in eine Verschleißhochlage. Die Schadenskraftstufe ist so definiert, dass in der Schadenskraftstufe der Summenverschleiß mindestens 10 mg über dem durchschnittlichen Verschleiß der schadensfreien Kraftstufen liegt [99].

Kraftstufe	Ritzeldrehmoment [Nm]	Hertz'sche Pressung	Bis Ende Kraftstufe	
		im Wälzpunkt	insges. übertragene Arbeit	
		[N/mm²]	[kWh]	
1	3,3	146	0,19	
2	13,7	295	0,97	
3	35,3	474	2,96	
4	60,8	621	6,43	
5	94,1	773	11,8	
6	135,3	927	19,5	
7	183,4	1080	29,9	
8	239,3	1232	43,5	
9	302	1386	60,8	
10	372,6	1538	82	
11	450,1	1691	107,7	
12	534,5	1841	138,1	
13	626,9	1996	173,3	
14	714,2	2130	213,9	

Tabelle 11: Überblick über die Kraftstufen des Fresstests

9.1 Fressuntersuchungen zum Einfluss der Schichtart mit einem unlegierten Mineralöl

Die Versuche mit dem unlegierten Mineralöl wurden mit einem am Institut selber gemischten Öl, entsprechend dem CEC-Referenzöl RL 144, durchgeführt. Bei den beschichteten Varianten waren sowohl das Ritzel als auch das Rad geschliffen und beschichtet. **Bild 84** zeigt die Verschleißverläufe der unbeschichteten und der beschichteten Verzahnungen.

Die unbeschichtete Verzahnung fiel im Wesentlichen in Kraftstufe 3 durch Fressen aus. Üblicherweise liegt die Schadenskraftstufe für das CEC-Referenzöl RL 144 in Kraftstufe 6. Der Grund für die Abweichung ist möglicherweise im selbst gemischten

Öl zu sehen. Die Schadenskraftstufe 3 für dieses selbst gemischte Öl wurde in Versuchen durch ein anderes Institut zweimal bestätigt.

Bei der Variante mit der Schicht WC:H kam es ab Kraftstufe 10 bzw. 11 zu großflächigen Schichtabplatzungen im Zahnkopfbereich des Ritzels (**Bild 83**). Die Schichtabplatzungen nahmen in den folgenden Kraftstufen zu, und aufgrund der fehlenden Schicht kam es auch zum Ausfall durch Fressen. Die Verzahnung fiel



Bild 83: Schichtabplatzer nach KS 10 (WC:H-Schicht)

einmal in Kraftstufe 11 und einmal in Kraftstufe 13 aus, was einer mittleren Schadenskraftstufe von 12 entspricht.

Die WC/C beschichtete Verzahnung fiel zweimal in Kraftstufe 14 durch Fressen aus. Der Umsprung von der Verschleißtieflage in die Verschleißhochlage ist deutlich zu er-Die kennen.



Bild 84: Verschleißverläufe für die Fresstests mit dem Öl RL 144*

Schicht ist bis

auf jene Stellen, an denen Fresser und Riefen am Zahnkopf des Ritzels auftraten, noch vorhanden.

Bild 85 zeigt Flankenfotos der Ritzel nach Beendigung der Tests durch Ausfall aufgrund eines Fressschadens.







Bild 85: Flankenfotos der Ritzel nach dem Ausfall durch Fressen

9.2 Fressuntersuchungen zum Einfluss der Schichtart mit einem legierten Mineralöl

Als legiertes Mineralöl wurde das CEC-Referenzöl RL 133 verwendet, bei den beschichteten Varianten waren wiederum Ritzel und Rad geschliffen und beschichtet.

Bild 86 zeigt die Verschleißverläufe der unbeschichteten und der beschichteten Verzahnungen.

Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, fiel die unbeschichtete Verzahnung einmal in Kraftstufe 10 und einmal in Kraftstufe 11 aus. **Dies entspricht** einer mittleren Schadenskraftstufe von 10.5. wie sie auch im Rahmen von Ringversuchen

ermittelt wurde. In **Bild 87** ist eine Flanke nach dem Ausfall durch Fressen zu sehen.

Mit der Schichtvariante WC/C kam es zu keinen Fressschäden, die beschichtete Verzahnung lief zwei-







Bild 87: Flankenfotos der Ritzel nach dem Testende

mal bis zu Kraftstufe 14 ohne Ausfall durch. **Bild 87** zeigt die schadensfreie Flankenoberfläche nach Kraftstufe 14.

Bei der Verzahnung mit der Schicht WC:H kam es. wie mit dem Öl RL 144*, ab Kraftstufe 10 bzw. 11 Schichtabplatzungen zu im Zahnkopfbereich des Ritzels. Mit höheren Kraftstufen nahm auch die Größe der Schichtab-Zusätzlich platzung zu. entstand ab Kraftstufe 11 im Zahnfußbereich des Rades eine Verschleißzone, welche sich in einer Auskolkung äußerte. Bild 88 zeigt Flankenfotos und

Bild 88: Zahnflanken nach KS 11

Profilmessschriebe von Ritzel und Rad nach Kraftstufe 11. Der 3D-Profilmessschrieb des Rades zeigt deutlich die Auskolkung im Zahnfußbereich, welche in den nachfolgenden Kraftstufen noch zunahm. Die Auskolkung im Zahnfußbereich des Rades entspricht einer Kopfrücknahme am Zahnkopf des Ritzels. Dies vermindert den Eintrittsstoß und entlastet den Bereich maximalen Gleitens am Zahnkopf des Ritzels, wodurch auch Fresserscheinungen verhindert werden. Die Versuche wurden daher nach Kraftstufe 12 bzw. 13 abgebrochen.

9.3 Fressuntersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet

Der Einfluss unterschiedlicher Oberflächenstrukturen bei der Paarung beschichtet – unbeschichtet wurde einerseits mit der Paarung Ritzel geschliffen WC/C beschichtet – Rad geschliffen unbeschichtet und andererseits mit der Paarung Ritzel trowalisiert WC:H beschichtet – Rad geschliffen unbeschichtet untersucht. Zusätzlich zu den Versuchen mit den beschichteten Ritzeln wurde ein Fressversuch mit einem unbeschichteten trowalisierten Ritzel durchgeführt, um eine Referenz für diese Oberflächenstruktur zu erhalten. Die Versuche wurden mit dem selbst gemischten unlegierten Mineralöl RL 144* durchgeführt.

Bild 89 zeigt die Versuchsergebnisse der Paarung Ritzel geschliffen WC/C beschichtet – Rad geschliffen unbeschichtet.

Bild 89: Verschleißverläufe und Profilformabweichung für die Fresstests bei der Paarung Ritzel geschliffen WC/C – Rad unbeschichtet

Das Diagramm zeigt auf der ersten Ordinatenachse den Verschleißverlauf von Ritzel und Rad und den Summenverschleiß. Auf der zweiten Ordinatenachse ist die Profilformänderung am unbeschichteten Rad dargestellt. Das Diagramm zeigt, wie bei der Paarung mit einem geschliffenen beschichteten Ritzel erwartet, dass der Verschleiß überwiegend am unbeschichteten Rad auftritt. Im Gegensatz zu üblichen Fressversuchen, bei denen eine Profilformänderung erst beim Fressschaden auftritt, kommt es bei der Paarung Ritzel geschliffen beschichtet – Rad unbeschichtet am unbeschichteten Rad schon in Kraftstufe 8 zur Bildung einer Verschleißzone mit der entsprechenden Auskolkung im Zahnfußbereich. Die Auskolkung nimmt in den folgenden Kraftstufen kontinuierlich zu, was ebenfalls im Diagramm dargestellt ist. Aufgrund dieser Auskolkung, welche einer Kopfrücknahme am Ritzel gleichkommt, wird der Bereich maximalen Gleitens am Zahnkopf des Ritzels entlastet. Dadurch wird in der Folge Fressen verhindert, weshalb die Versuche nach Kraftstufe 12 abgebrochen wurden. Das beschichtete Ritzel weist auch nach Kraftstufe 12 noch keine Veränderung von Profil- und Flankenform auf, die Schicht ist noch vorhanden. Bild 90 zeigt beispielhaft Flankenfotos und 3D-Profilmessschriebe von Ritzel und Rad nach Kraftstufe 12. Grund für die Auskolkung ist, wie bei den übrigen der zwischen Schicht und Subs-

Schadensformen, Härteunterschied trat in Verbindung mit der Oberflächenrauheit und Ritzel+Rad [mg] dem vorliegenden Grenz-Mischreiund bungszustand. Eine Berechleiß nung der rela-Summenverschl tiven Schmierfilmdicke nach ([49], [50]) ergibt für Kraftstufe 8 eine Schmierfilmdicke von $\lambda \approx 0.3$ und für Kraftstufe 12 eine Schmierfilmdicke von $\lambda \approx 0,13.$

Bild 91 zeigt Bild 91: Verschleißverläufe bei Verwendung von trowalisierten Ritzeln

Versuchsergebnisse der Paarung Ritzel trowalisiert beschichtet – Rad unbeschichtet. Zusätzlich enthält das Diagramm die Versuchsergebnisse mit dem unbeschichteten trowalisierten Ritzel. Die unbeschichtete Verzahnung fiel einmal in der Kraftstufe 6 und einmal in der Kraftstufe 7 aus und erreicht somit eine mittlere Schadenskraftstufe von 6,5. Bei der Variante mit dem trowalisierten beschichteten Ritzel kam es bei den Versuchen ab der Kraftstufe 10 zur Bildung einer Verschleißzone am unbe-

schichteten Rad. welche sich in einer Auskolkung äußerte. Dadurch wurden Fresserscheinungen verhindert und die Versuche nach Kraftstufe 13 abgebrochen. Des Weiteren kam es am beschichteten Ritzel ab der Kraftstufe 7 zu einem Schichtabtrag im Zahnfußbereich. Bild 92 zeigt Flankenfotos und 3D-Profilmessschriebe von Ritzel und Rad nach Kraftstufe 12.

Bild 92: Zahnflanken nach KS 12

9.4 Ergänzende metallographische Untersuchungen

Bild 93 zeigt die Härteverlaufe der unterschiedlichen Zahnradvarianten, metallo-

graphische Schliffbilder der Verzahnung sind im Anhang (Kap. 13.2) dargestellt. Die A-Verzahnung wurde gemeinsam mit der C_{mod}-Verzahnung für die Versuche zu den Grübchenwöhlerlinien und mit der C-GF-Verzahnung beschichtet. Wie bei der C_{mod}-Verzahnung und der C-GF-Verzahnung, erkennt man bei der Variante mit der Schicht

Bild 93: Härteverlauf der Zahnflanken der A-Verzahnung

WC:H einen Härteabfall, was auf ein Anlassen während des Beschichtens zurückzuführen ist. Der Grund liegt, wie auch bei den anderen Verzahnungen, in einer höheren Beschichtungstemperatur als der Anlasstemperatur. Die Anlasstemperatur lag bei etwa 170 °C, die Beschichtungstemperatur für die WC:H-Beschichtung bei 185 °C bis 215 °C.

9.5 Zusammenfassung der Ergebnisse zur Fresstragfähigkeit

In Bild 94 sind die Ergebnisse zur Fresstragfähigkeit zusammenfassend dargestellt.

Bild 94: Zusammenfassung der Ergebnisse zur Fresstragfähigkeit

Da bei den Versuchen mit dem unlegierten Mineralöl RL 144* zwei Ölchargen verwendet wurden, wurden Vergleichsversuche mit beiden Chargen durchgeführt. Beide Öle zeigten vergleichbare Ergebnisse. Die unbeschichteten geschliffenen Verzahnungen fielen im Wesentlichen in Kraftstufe 3 aus (Variante 1). Durch Verbesserung der Oberflächenqualität, das heißt durch Trowalisieren des Ritzels, kommt es zu einer Steigerung der mittleren Fresstragfähigkeit auf die Schadenskraftstufe 6,5 (Variante 2). Bei den Varianten mit geschliffenem beschichtetem Ritzel und geschliffenem beschichtetem Rad liegen die mittleren Fresstragfähigkeiten bei Schadenskraftstufe 12 (Schicht WC:H, Variante 3) bzw. 14 (Schicht WC/C, Variante 5). Bei der Variante mit der Schicht WC:H kam es vor dem Fressschaden zu großflächigen Schichtabplatzungen am Ritzel.

Der Einfluss der Paarung beschichtet – unbeschichtet wurde mit trowalisierten beschichteten Ritzeln und geschliffenen beschichteten Ritzeln untersucht. In Verbindung mit dem geschliffenen beschichteten Ritzel kam es, wie bei den anderen Schadensarten, zu einem kontinuierlich steigenden Verschleiß und der damit verbundenen Auskolkung im Zahnfußbereich des unbeschichteten Rades (Variante 6). Diese Auskolkung kommt einer Kopfrücknahme am Ritzel gleich, weshalb dieser Bereich maximalen Gleitens entlastet wird. Aufgrund dieser Entlastung kommt es zu keinem Fressschaden mehr. Grund für die Verschleiß- und Auskolkungserscheinungen ist, wie bei den anderen Versuchen zum Einfluss der Paarung, der Härteunterschied zwischen Schicht und Substrat in Verbindung mit der Oberflächenrauheit und dem Grenz- und Mischreibungszustand. Bei Verwendung eines trowalisierten beschichteten Ritzels kann der frühzeitige einseitige Verschleiß am unbeschichteten Rad verhindert werden (Variante 4). Allerdings kam es auch bei dieser Variante ab der Kraftstufe 10 zur Ausbildung einer Verschleißzone am unbeschichteten Rad.

Bei Verwendung eines legierten Mineralöles (RL 133) erreichte die unbeschichtete Variante eine Schadenskraftstufe von 10,5 (Variante 7). Die Variante mit der Schicht WC/C lief den Test bis zu Kraftstufe 14 ohne Schaden durch (Variante 9). Bei der Verzahnung mit der WC:H-Schicht (Variante 8) kam es, wie mit dem unlegierten Öl, ab Kraftstufe 11 zu Schichtabplatzungen am Ritzel. Zusätzlich kam es auch zur Ausbildung einer Verschleißzone am Rad. Da diese Verschleißzone wiederum den Zahnkopfbereich des Ritzels entlastet, kam es zu keinem Fressen mehr.

Der wichtigste Einflussparameter zur Vermeidung eines Fressschadens ist die Schichthaftung. Solange die Schicht auf der Flankenoberfläche vorhanden ist, können Fresser verhindert werden. Sobald jedoch die Schicht im fressgefährdeten Zahnflankenbereich zerstört wird, kommt es zum Kontakt Metall – Metall und in der Folge zu Fressschäden. Grund für die hohe Fresstragfähigkeit beschichteter Zahnräder ist vermutlich in einer geringen Affinität beschichteter Oberflächen zueinander zu sehen. Nach *Michaelis* [120] tritt ein Fressschaden umso leichter und heftiger auf, je größer die Affinität der beiden beteiligten Werkstoffe zueinander ist.

9.6 Auswertung und Einordnung der Ergebnisse in die DIN 3990

Ein erstes Berechnungsverfahren für die Fresstragfähigkeit eines Getriebes basiert auf der örtlichen Kontakttemperatur auf der Zahnflanke und ist in der DIN 3990 [2] als Blitztemperatur-Verfahren wiedergegeben. *Michaelis* [120] fand in seinen Untersuchungen, dass ein Mittelwert der Oberflächentemperatur entlang der Eingriffsstrecke für das Fressen maßgebend ist. Dieses Berechnungsverfahren wurde als Integraltemperatur-Verfahren in die DIN 3990 [2] zusätzlich zum Blitztemperatur-Verfahren eingeführt. In dieser Arbeit wurde das Integraltemperatur-Verfahren angewandt.

Zur Vermeidung eines Fressschadens muss die berechnete Integraltemperatur ϑ_{int} des Praxisgetriebes unter der zulässigen Integraltemperatur $\vartheta_{int P}$ eines Werkstoff-Schmierstoffsystems liegen (**GI. 30**).

$$\vartheta_{\text{int}} = \vartheta_{\text{M}} + C_2 \cdot \vartheta_{\text{fla int}} \le \vartheta_{\text{int P}} \text{ in }^{\circ}C$$
 GI. 30

mit folgenden Parametern:

Massentemperatur ϑ_{M} (Gl. 31):

$$\vartheta_{M} = \vartheta_{\ddot{O}I} + (C_{1} \cdot \vartheta_{fla int}) \cdot X_{S} \text{ in }^{\circ}C$$
GI. 31

mit dem empirisch ermittelten Faktor $C_1 = 0,7$ über die Eingriffsstrecke gemittelte Blitztemperatur $\vartheta_{\text{fla int}}$ (**GI. 32**):

$$\vartheta_{\text{fla int}} = \vartheta_{\text{fla E}} \cdot X_{\varepsilon} \text{ in }^{\circ} \text{C}$$
 GI. 32

Gewichtungsfaktor C₂: bei Gerad- und Schrägstirnräder C₂ = 1,5

Die zulässige Integraltemperatur $\vartheta_{int P}$ wird aus der Fress-Integraltemperatur $\vartheta_{int S}$ und einer Fresssicherheit S_{S min} bestimmt (**GI. 33**).

$$\vartheta_{\text{int P}} = \frac{\vartheta_{\text{int S}}}{S_{\text{S min}}} \text{ in }^{\circ}\text{C}$$
GI. 33

Die Fresssicherheit $S_{S min}$ kann für den jeweiligen Einsatzfall aus **Tabelle 12** ausgewählt werden.

$\label{eq:Fresssicherheit} FresssicherheitS_{Smin}$	Fressgefährdung	
S _{S min} < 1	hohe Fressgefährdung	
	niedrige Fressgefährdung	
$1 \le S_{S min} \le 2$	(bei sorgfältigem Einlauf, gutem Tragbild, zutreffenden	
	Annahmen der im Betrieb auftretenden Belastungen)	
$S_{S min} \geq 2$	keine Fressgefährdung	

Tabelle 12: Abschätzung der Fressgefährdung

Die Fress-Integraltemperatur $\vartheta_{int S}$ kann beispielsweise mit Hilfe eines Standard-Fresstests nach [8] bestimmt werden. Dabei werden für die Berechnung der Integraltemperatur die Testbedingungen beim Ausfall der Verzahnung eingesetzt. Die bei den Versuchen vorliegenden Öltemperaturen und die für die Auswertung verwendeten Faktoren sind im **Anhang** (Kap. 13.6) angegeben. **Tabelle 13** zeigt die berechneten Fress-Integraltemperaturen für die untersuchten Schmierstoffe und Schichtarten. Einschränkend soll hier bemerkt werden, dass die angegebenen Fress-Integraltemperaturen lediglich für die in dieser Arbeit experimentell untersuchten Schichttypen gültig sind. Bei Anwendung einer anderen Schichttype ist für die Bestimmung der Fress-Integraltemperatur ein Fresstest nach [8] erforderlich.

unlegiertes Mineralöl	Fress-Integraltemperatur ક _{int s} [°C]	
unbeschichtet (geschliffene Zahnflanken)	120	
unbeschichtet (Paarung trowalisiert - geschliffen)	225	
Schicht WC/C (geschliffene Zahnflanken)	890	
Schicht WC:H (geschliffene Zahnflanken)	645	

legiertes Mineralöl	Fress-Integraltemperatur ક _{int s} [°C]	
unbeschichtet (geschliffene Zahnflanken)	495	
Schicht WC/C (geschliffene Zahnflanken)	780	

 Tabelle 13:
 Fress-Integraltemperaturen in Abhängigkeit von Schichtart und Schmierstoff

10 Einfluss von PVD-Schichten auf das Reibungsverhalten

10.1 Untersuchungen zum Reibungsverhalten an Zahnrädern

Die Untersuchungen zum Reibungsverhalten an Zahnrädern wurden auf einem FZG-Verspannungsprüfstand, welcher mit der entsprechenden Messtechnik ausgestattet ist, mit der C_{mod}-Verzahnung durchgeführt. Der Einfluss der Schichtart wurde mit dem FVA-Referenzöl FVA 2 + 4 % A 99 und mit dem Industriegetriebeöl CLP 220 untersucht. Mit dem Öl CLP 220 wurde auch der Einfluss einer höheren Öltemperatur und der Einfluss der Paarung Ritzel beschichtet – Rad unbeschichtet untersucht. Um allerdings Auskolkungserscheinungen am unbeschichteten Rad bei den Untersuchungen zum Einfluss der Paarung mit geschliffenen Zahnflanken zu vermeiden, wurden diese Versuche mit bereits gelaufenen beschichteten und unbeschichteten Zahnrädern durchgeführt. Um eine statistische Absicherung der Ergebnisse zu erhalten, wurden für jede Variante 3 Versuche durchgeführt. Da für die Versuchswiederholungen keine neuen Radsätze zur Verfügung standen, kann ein gewisser Oberflächeneinfluss auf die Reibungszahl nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Die Versuche wurden nach [47] bei Tauchschmierung durchgeführt, der Ölstand wurde dabei in regelmäßigen Abständen kontrolliert.

Vor dem eigentlichen Versuch wurden die Zahnräder mit dem unlegierten FVA-Referenzöl FVA 3 4 Stunden eingelaufen. Die Belastung während des Einlaufes betrug 302 Nm Ritzeldrehmoment (Momentenstufe 9), die Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis betrug 0,5 m/s, was einer Ritzeldrehzahl von 130 U/min und einer Raddrehzahl von 87 U/min entspricht.

Im eigentlichen Versuchslauf wurden verschiedene Momentenstufen gefahren. **Tabelle 14** gibt einen Überblick über die Momentenstufen und die zugehörigen Ritzeldrehmomente und Hertz'schen Pressungen am Wälzpunkt. Die Hertz'schen Pressungen für die nominelle C_{mod} -Verzahnung wurden mit dem Programm Rikor [128] berechnet. In jeder Kraftstufe wurde die Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis

von 0,5 m/s bis 20 m/s variiert, was einer Variation der Ritzeldrehzahl von 130 U/min bis 5220 U/min und einer Variation der Raddrehzahl von 87 U/min bis 3480 U/min entspricht. Die Öltemperatur be-

Momentenstufe	Ritzeldrehmoment [Nm]	Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt [N/mm²]	
3	35,3	820	
5	94,1	1156	
7	183,4	1483	
9	302	1825	

3480 U/min entspricht.Tabelle 14:Pressungen im Wirkungsgradtest für die Cmod-Ver-Die Öltemperatur be-zahnung

trug 90 °C. Jeder Versuchspunkt wurde dabei solange gefahren, bis quasi-stationäre Versuchsbedingungen vorlagen. Dazu wurde der erste Versuchspunkt einer Momentenstufe 15 Minuten gefahren, die weiteren Versuchspunkte jeweils 5 Minuten.

In der Momentenstufe 7 wurden zusätzlich die Beharrungsmassenübertemperaturen für die unterschiedlichen Versuchsvarianten bestimmt. Als Übertemperatur wird dabei die Temperaturdifferenz zwischen Massentemperatur und Umgebungstemperatur bezeichnet. Dazu wurde die Heizung und Kühlung im Prüf- und Übertragungsgetriebe abgeschaltet und der Prüfstand 5 Stunden laufen gelassen. Die Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis betrug 8,3 m/s. Des Weiteren wurde in der Momentenstufe 7 mit dem Industriegetriebeöl CLP 220 der Einfluss der Öltemperatur untersucht. Dazu wurde die Öltemperatur auf 120 °C erhöht.

Um mögliche Veränderungen an den Prüfzahnrädern im Laufe der Versuche zu analysieren und zu dokumentieren, wurden die Profil- und Flankenform mittels einer 3D-Messung und die Oberflächenrauheit der Zahnflanken regelmäßig kontrolliert. Da nach dem Einlauf keine Veränderungen der Zahnflanken-Topografie und Oberflächenrauheit festgestellt werden konnten, lagen während der Versuche bezüglich der Prüfzahnräder konstante Prüfbedingungen vor. Um auch eine Veränderung des gesamten Versuchsaufbaus über einen längeren Zeitraum feststellen zu können, wird zwischen zwei Prüflaufen mit Versuchsölen jeweils ein Kontrollversuch mit dem unadditivierten Öl FVA 3 nach [47] gefahren und nach [1] ausgewertet.

Für die Auswertung der Versuchsergebnisse werden die einzelnen Verlustanteile der Gesamtverluste in einem Getriebe betrachtet (**GI. 34**)

$$P_{V} = P_{VZP} + P_{VZ0} + P_{VLP} + P_{VL0} + P_{VX0}$$
 GI. 34

Die Gesamtverlustleistung P_V setzt sich aus der Verzahnungsverlustleistung (P_{VZP} und P_{VZ0}), der Lagerverlustleistung (P_{VLP} und P_{VL0}) und anderen Verlustquellen (P_{VX0}), wie zum Beispiel Dichtungen, zusammen. Die Verzahnungsverlustleistung und die Lagerverlustleistung setzen sich wiederum aus einem lastabhängigen (Index P, P_{VZP} und P_{VLP}) und einem lastunabhängigen Anteil (Index 0, P_{VZ0} und P_{VL0}) zusammen.

Die lastunabhängigen Anteile P_{VZ0} und P_{VL0} und die sonstigen Verluste P_{VX0} werden mit Hilfe eines Leerlaufversuches, bei dem kein Lastmoment anliegt, gemessen. Durch Subtraktion dieser Leerlaufverluste von der Gesamtverlustleistung, erhält man die lastabhängige Verlustleistung (P_{VZP} und P_{VLP}). Für die in der Arbeit durchgeführten Versuche kann angenommen werden, dass die Lagerverluste bei der unbeschichteten und den beschichteten Verzahnungen gleich sind. Dadurch kann der Einfluss der Schichtart bei den unterschiedlichen Betriebsbedingungen durch den Vergleich der gesamten lastabhängigen Verluste gut bestimmt werden.

10.1.1 Ergebnisse zum Einfluss der Schichtart

Die Untersuchungen zum Einfluss der Schichtart wurden mit den Ölen FVA 2 + 4 % A 99 und CLP 220 durchgeführt, wobei bei den beschichteten Varianten das Ritzel und das Rad geschliffen und beschichtet waren. **Bild 95** und **Bild 96** zeigen die Messpunkte und gemittelten Kurven für das lastabhängige Gesamtverlustmoment am Rad für das Öl FVA 2 + 4 % A 99 und das Öl CLP 220. Die eingetragenen Verlustmomente sind dabei jeweils die Summen der Verlustmomente für das Prüf- und das Übertragungsgetriebe. Wie bereits beim FZG-Verspannungsprüfstand (Kap. 3.4) beschrieben, können diese Summenverluste für die Bestimmung der Verluste im Prüf- bzw. Übertragungsgetriebe bei der verwendeten C_{mod}-Verzahnung annähernd halbiert werden.

Bild 95: Untersuchungen zur Verlustleistung mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99

Aus beiden Bildern ist zu entnehmen, dass bei niedrigen Drehzahlen bzw. Umfangsgeschwindigkeiten das lastabhängige Gesamtverlustmoment der beschichteten Verzahnungen höher ist als bei der unbeschichteten Verzahnung. Bei höheren Drehzahlen bzw. höheren Umfangsgeschwindigkeiten liegt das lastabhängige Gesamtverlustmoment der beschichteten Verzahnungen unter demjenigen der unbeschichteten. Die beiden beschichteten Varianten weisen ein vergleichbares Verhalten auf. Bei Berechnung der minimalen relativen Schmierfilmdicke λ für Punktkontakt nach ([70], [71], [72]) erkennt man, dass bei einem λ von etwa 0,5 bis 0,8 ein Schnittpunkt der Kurven des lastabhängigen Gesamtverlustmomentes der beschichteten und der unbeschichteten Verzahnung auftritt. Nach [127] ist dies der Bereich des Überganges von der Grenzreibung zur Mischreibung. Daraus lässt sich ableiten, dass im Bereich der Grenzreibung die beschichteten Varianten ein etwas höheres lastabhängiges Gesamtverlustmoment als die unbeschichteten Varianten aufweisen, im Bereich der Mischreibung und Vollschmierung ein etwas geringeres.

Bild 96: Untersuchungen zur Verlustleistung mit dem Öl CLP 220

10.1.2 Ergebnisse zum Einfluss der Öltemperatur

Mit dem Öl CLP 220 wurde bei einem Ritzeldrehmoment von 183 Nm (Momentenstufe 7) der Einfluss der Öltemperatur mit unbeschichteten und geschliffenen beschichteten Verzahnungen untersucht. Dazu wurde neben der üblichen Öltemperatur von 90 °C auch die höhere Öltemperatur von 120 °C gefahren. **Bild 97** zeigt das lastabhängige Gesamtverlustmoment am Rad über der Radrehzahl bzw. der Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis. Das dargestellte Verlustmoment ist das Summenverlustmoment aus Prüf- und Übertragungsgetriebe.

Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass auch bei der höheren Öltemperatur von 120 °C das lastabhängige Gesamtverlustmoment der beschichteten Verzahnungen bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten höher ist verglichen mit der unbeschichteten, bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten niedriger. Bei einer relativen Schmierfilmdicke von $\lambda \approx 0,45$ sind die Verlustmomente von beschichteter und unbeschichteter Verzahnung etwa gleich. Auch bei der höheren Öltemperatur sind

die Verlustmomente der beschichteten Verzahnungen im Grenzreibungsgebiet etwas höher verglichen mit der unbeschichteten, im Bereich der Mischreibung und Vollschmierung etwas niedriger.

Des Weiteren sind die absoluten Verlustmomente bei einer Öltemperatur von 120 °C niedriger als bei einer Öltemperatur von 90 °C. Dies gilt auch bei vergleichbaren Schmierungsbedingungen. Grund dafür könnte zumindest für die unbeschichteten Verzahnungen die Wirksamkeit von Additiven bei höheren Temperaturen sein.

Bild 97: Untersuchungen zum Einfluss der Öltemperatur mit dem Öl CLP 220

10.1.3 Ergebnisse zum Einfluss der Paarung beschichtet – unbeschichtet

Der Einfluss der Paarung Ritzel geschliffen beschichtet – Rad unbeschichtet wurde mit dem Industriegetriebeöl CLP 220 und der Schichtart WC/C untersucht. Es wurden bereits gelaufene Zahnräder verwendet, um Verschleiß- und Auskolkungserscheinungen am unbeschichteten Rad zu vermeiden. Die Versuchsergebnisse sind in **Bild 98** dargestellt. Die Zahnradpaarung Ritzel beschichtet – Rad unbeschichtet verhält sich bezüglich des Reibungsverhaltens verglichen mit der unbeschichteten Versuchsvariante ähnlich wie die Zahnradpaarung Ritzel beschichtet – Rad beschichtet. Das absolute Verlustmoment der Zahnradpaarung beschichtet – unbeschichtet liegt jedoch geringfügig unter dem Verlustmoment der Zahnradpaarung beschichtet.

10.1.4 Ergebnisse zur Massentemperatur

Bild 99 zeigt die ermittelten Beharrungsmassenübertemperaturen an den Prüfritzeln für die beiden untersuchten Öle FVA 2 + 4 % A 99 und CLP 220. Generell ergeben sich für die untersuchten Öle sehr ähnliche Beharrungsmassenübertemperaturen. Nach *Doleschel* liegen die bestimmten Beharrungsmassenübertemperaturen in einer Bandbreite von \pm 3 K [48]. Die Ergebnisse lassen daher nur tendenzielle Aussagen zu den unterschiedlichen Beharrungsmassenübertemperaturen zu.

Beim Öl FVA 2 + 4 % A 99 sind die unbeschichtete und die mit WC/C beschichtete Variante vergleichbar, bei der Variante mit der Schicht WC:H kommt es zu einer tendenziell geringeren Beharrungsmassenübertemperatur.

Beim Öl CLP 220 ergibt sich ein ähnliches Bild, wobei die tendenzielle Reduzierung der Beharrungsmassenübertemperatur der Variante mit der Schicht WC:H deutlicher zu erkennen ist. Bei der Variante Ritzel beschichtet – Rad unbeschichtet liegt die Be-

harrungsübertemperatur unter jener der Variante beschichtet - beschichtet. Da die Massentemperatur direkt von der Verlustleistung bei den jeweiligen Betriebsbedingungen abhängt, korrelieren diese Ergebnisse gut mit den Messungen der Verlustleistung.

Bild 99: Beharrungsmassenübertemperaturen am Ritzel

10.2 Untersuchungen zum Reibungsverhalten an Scheiben

Auf einem Zwei-Scheiben-Prüfstand wurden Reibungszahlmessungen durchgeführt. Der Einfluss der Schichtart wurde dabei mit dem FVA-Referenzöl FVA 2 + 4 % A 99 und dem Industriegetriebeöl CLP 220 untersucht. Für diese Versuche waren bei den beschichteten Varianten beide Scheiben geschliffen und beschichtet. Mit dem Öl CLP 220 wurde zusätzlich auch der Einfluss der Paarung Scheibe beschichtet – Scheibe unbeschichtet untersucht. Um allerdings Verschleißerscheinungen bei Scheibenversuchen mit geschliffenen Scheiben, wie in Kap. 4.2 (Entwicklung notwendiger Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder) beschrieben, zu vermeiden, wurden diese Versuche mit bereits gelaufenen beschichteten und unbeschichteten Scheiben durchgeführt. Um eine statistische Absicherung der Ergebnisse zu erhalten, wurden für jede Variante 3 Versuche durchgeführt. Um neben einer statistischen Absicherung auch einen möglichen Oberflächeneinfluss auf die Reibungszahl zu verhindern, wurden für die unbeschichtete und für die mit der jeweiligen Schichtart beschichteten Prüfvarianten jeweils drei quergeschliffene Scheibenpaare gefertigt. Das heißt, dass jede Versuchswiederholung mit einem neuen Scheibenpaar durchgeführt wurde.

Jedes unbeschichtete und beschichtete Scheibenpaar wurde vor den Versuchen 1 Stunde mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 eingelaufen. Die aufgebrachte Normalkraft im Kontakt betrug dabei 4700 N, was einer Hertz'schen Pressung von 1300 N/mm² entspricht. Die Summengeschwindigkeit betrug 1 m/s, der Schlupf 20 % und die Öltemperatur 90 °C. Bei diesen Prüfbedingungen lag im Kontakt Mischreibung vor, sodass während der ersten 30 Minuten des Einlaufes die Reibungszahl durch das Einglätten der Scheibenoberflächen kontinuierlich abnahm und anschließend konstant blieb. Nach dem Einlauf wurde die Oberflächenrauheit der Scheiben vermessen, um eine mögliche weitere Änderung während der Reibungszahlmessungen dokumentieren zu können.

Mit jedem eingelaufenen Scheibenpaar wurden mit dem unlegierten Penthaerithritester LP 3600 Reibungszahlen bei unterschiedlichen Belastungen und Summengeschwindigkeiten gemessen. Die Öltemperatur bei diesen Messungen betrug 50 °C, der Schlupf 10 %. Da der Schmierstoff LP 3600 im Reibungsverhalten sehr empfindlich auf unterschiedliche Oberflächenrauheiten reagiert, kann mit diesem Verfahren einfach überprüft werden, inwieweit für die eigentlichen Reibungszahluntersuchungen reibungsäquivalente Oberflächen vorliegen. *Vojacek* [158] verwendete dieses Öl zum Beispiel, um im Rahmen von Kalibrierversuchen reibungsäquivalente Oberflächen zu erzeugen. **Bild 100** zeigt beispielhaft die gemessenen Reibungszahlen und deren Streuung für die drei Scheibenpaare der mit

WC/C beschichteten Scheiben. Für alle Prüfvarianten lag die Streuung der Reibungszahl innerhalb einer maximalen Abweichung $\Delta \mu = 0,004,$ von sodass nach [158] die Scheibenoberflächen als reibungsäquivalent

betrachtet werden **Bild 100:** Reibungszahlmessungen mit dem Öl LP 3600 können.

Die eigentlichen Reibungszahlmessungen wurden bei unterschiedlichen Belastungen, Summengeschwindigkeiten und Schlupfwerten durchgeführt. **Tabelle 15** gibt einen Überblick über die untersuchten Normalkräfte mit den zugehörigen Hertz'-Pressungen im Kontakt. schen Die Summengeschwindigkeit wurde jeweils von 1 m/s bis 16 m/s und der Schlupf 1 % jeweils von bis 50 % variiert. Sämtliche Versuche wurden bei Einspritz- Tabelle 15: Normalkraft und Pressung im schmierung bei einer Öltemperatur von 90 °C durchgeführt. Jeder Versuchspunkt

Normalkraft im	Hertz'sche Pressung	
Kontakt	im Kontakt	
[N]	[N/mm²]	
1000	600	
2780	1000	
4700	1300	

wurde dabei solange gefahren, bis quasi-stationäre Versuchsbedingungen vorlagen. Quasi-stationäre Bedingungen liegen vor, sobald die Änderung der Massentemperatur während einer Minute innerhalb einer Bandbreite von 0,5 K liegt.

Um mögliche Veränderungen an den Prüfscheiben im Laufe der Versuche zu analysieren und zu dokumentieren, wurde die Oberflächenrauheit der Scheiben regelmäßig kontrolliert. Da nach dem Einlauf keine wesentlichen Veränderungen mehr festgestellt werden konnten, lagen während der Versuche bezüglich der Scheibenrauheit konstante Prüfbedingungen vor.

10.2.1 Ergebnisse zum Einfluss der Schichtart

Die Untersuchungen zum Einfluss der Schichtart wurden mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 und dem ÖI CLP 220 durchgeführt, wobei bei den beschichteten Scheiben beide Scheiben geschliffen und beschichtet waren. Bild 101 zeigt beispielhaft die gemessenen Reibungszahlen mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei einer Hertz'schen Pressung im Kontakt von 1300 N/mm². Bild 102 zeigt die in den Versuchen gemessenen Massentemperaturen der oberen Scheibe. Alle eingetragenen Messpunkte und die einzelnen Messkurven sind die Mittelwerte aus drei Einzelmessungen mit drei unterschiedlichen Scheibenpaaren. Die Ergebnisse bei den restlichen Belastungen sind im Anhang (Kap. 13.7) dargestellt.

Wie dem Diagramm der Reibungszahlen zu entnehmen ist, liegen bei diesen Versuchbedingungen überwiegend Grenz- und Mischreibungsbedingungen vor. Die Reibungszahlen der beschichteten Varianten liegen immer unter den Reibungszahlen der unbeschichteten Scheiben, die Scheiben mit der Schicht WC/C weisen tendenziell eine etwas niedrigere Reibungszahl als die Scheiben mit der Schicht WC:H auf. Des Weiteren nimmt die Reibungszahlreduktion für höhere Summengeschwindigkeiten und höhere Schlupfwerte zu. Eine Erklärung dafür kann möglicherweise in Bild 102 gefunden werden. Bild 102 zeigt, dass der Unterschied der Massentemperatur zwischen unbeschichteten und beschichteten Scheiben mit steigender Summengeschwindigkeit und steigendem Schlupf zunimmt. Die niedrigeren Massentemperaturen bei den beschichteten Varianten ergeben bei gleichen Versuchsbedingungen verglichen mit der unbeschichteten Variante eine höhere Schmierfilmdicke und damit bessere Schmierungsbedingungen. Dies kann bei Grenzreibungsbedingungen zu niedrigeren Reibungszahlen führen.

Bei den Varianten, welche nicht bis zu einem Schlupf von 50 % gefahren wurden, stieg die Massentemperatur während des Versuches über 160 °C an, weshalb der Versuch beendet wurde. Dies deswegen, um nicht in den Anlassbereich des Grundwerkstoffes zu gelangen.

Bild 101: Reibungszahlmessungen mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei p_H = 1300 N/mm²

Bild 102: Massentemperaturmessungen mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei p_H = 1300 N/mm²

Bild 103 zeigt die Reibungszahlen mit dem Öl CLP 220 bei einer Hertz'schen Pressung im Kontakt von 600 N/mm², **Bild 104** wiederum die zugehörigen Massentemperaturen. Bei diesen Versuchsbedingungen liegt eine EHD-Schmierung vor. Bemerkenswert ist daher, dass es trotz der vorliegenden EHD-Schmierung zu einer Reduktion der Reibungszahl der beschichteten Varianten gegenüber den unbeschichteten Varianten kommt. Die Ergebnisse der restlichen Reibungszahlmessungen sind im **Anhang** (Kap. 13.8) dargestellt.

Bild 103: Reibungszahlmessungen mit dem Öl CLP 220 bei $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$

Bild 104: Massentemperaturmessungen mit dem Öl CLP 220 bei $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$

Zusammenfassend kann man sagen, dass bei den Untersuchungen zum Reibungsverhalten in Verbindung mit Scheiben beschichtete Scheiben sowohl im Grenz- und Mischreibungsgebiet als auch im EHD-Bereich eine Reduktion der Reibungszahl zeigen. Dies ist im Bereich der Grenzreibung unterschiedlich zu den Ergebnissen in Verbindung mit Zahnrädern. Eine Erklärung dafür könnten die unterschiedlichen Betriebsbedingungen bei Zahnrädern und Untersuchungen mit Scheiben sein. So muss bei Zahnrädern der Schmierfilm bei jedem Zahneingriff erneut aufgebaut werden, bei den Scheiben hingegen existiert ein permanent vorhandener Schmierfilm. Des Weiteren kommt es bei den Zahnrädern bei jedem Eingriffsbeginn zu einem Eintrittsstoß, welcher bei den Scheiben ebenfalls nicht vorliegt. Die Ergebnisse der Zahnrad- und Scheibenversuche sind daher nicht direkt miteinander vergleichbar.

10.2.2 Ergebnisse zum Einfluss der Paarung beschichtet – unbeschichtet

Der Einfluss der Paarung Scheibe geschliffen beschichtet – Scheibe unbeschichtet wurde mit dem Öl CLP 220 und der Schichtart WC/C untersucht. Wie bereits erwähnt, wurden bereits gelaufene Scheiben verwendet, um Verschleißerscheinungen an der unbeschichteten Scheibe zu vermeiden.

Bild 105 zeigt die gemessenen Reibungszahlen, **Bild 106** die zugehörigen Massentemperaturen. Die dargestellten Werte sind wiederum Mittelwerte aus 3 Einzelmessungen mit 3 unterschiedlichen Scheibenpaaren.

Bild 105: Reibungszahlmessungen mit dem Öl CLP 220 zum Einfluss der Paarung

Bild 106: Massentemperaturmessungen mit dem ÖI CLP 220 zum Einfluss der Paarung

Aus dem Diagramm mit den Massentemperaturen ist zu entnehmen, dass die Massentemperaturen der Paarung beschichtet – unbeschichtet mit den Massentemperaturen der unbeschichteten Variante vergleichbar sind. Die Reibungszahlen liegen zumindest bei den höheren Schlupfwerten zwischen der unbeschichteten und der beschichteten Variante, bei der beide Scheiben beschichtet waren.

10.3 Untersuchungen zum Trockenlaufverhalten an Zahnrädern

Beschichtungen könnten bei Ausfall der Schmierstoffversorgung Notlaufeigenschaften bieten, weshalb in Stichversuchen mit unterschiedlichen Verzahnungsgeometrien und Schichtarten das Trockenlaufverhalten an Zahnrädern untersucht wurde. Die Versuche wurden auf einem FZG-Verspannungsprüfstand mit der C_{mod}-Verzahnung und der verlustoptimierten Verzahnung (Low-loss gears) mit den Schichtarten WC/C und Diamor durchgeführt. Ein Versuch galt als beendet, sobald Schichtversagen bzw. Schichtverschleiß auftrat. Das Ritzeldrehmoment betrug bei den Versuchen für beide Verzahnungen 41 Nm. Die Ritzeldrehzahl betrug 1450 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis von 5,56 m/s entspricht. Um eine statistische Absicherung zu erhalten, wurden jeweils 3 Versuche durchgeführt.

Bild 107 zeigt die Ergebnisse der Versuche. Eine unbeschichtete Verzahnung würde nach [136] bei Trockenlauf schon nach einigen tausend Umdrehungen durch Fresser ausfallen. Durch eine Beschichtung kommt es bereits zu einer deutlichen Steigerung

Lebensder dauer auf etwa 200000 Lastwechsel. Eine weitere Lebensdauersteigerung kann in der Kombination einer verlustoptimierten Verzahnung mit Beschieiner chtung erzielt werden. Mit der

Bild 107: Ergebnisse der Trockenlaufversuche

Schicht WC/C erreicht man eine Lebensdauer von etwa 1,2 Mio Lastwechseln. Die weitaus größere Lebensdauer wird in Verbindung mit der sehr harten Diamor-Schicht erreicht, die mittlere Lebensdauer liegt bei 7,8 Mio Lastwechseln.

Für Trockenreibung eignen sich daher anscheinend vor allem sehr harte und verschleißfeste Schichten. Allerdings sollten hierzu in der Zukunft noch weitere systematische Untersuchungen bei unterschiedlichen Prüfbedingungen, wie etwa bei unterschiedlicher Belastung oder Umfangsgeschwindigkeit, durchgeführt werden.

11 Zusammenfassung und Ausblick

In der Arbeit wurde eine mögliche Steigerung der Leistungsdichte an Getrieben durch die Anwendung moderner PVD-Beschichtungen untersucht, wobei im Wesentlichen zwei metallhaltige wasserstoffhaltige amorphe Kohlenstoffschichten mit den Bezeichnungen WC/C und WC:H zur Anwendung kamen. Beide Schichten bestehen aus einer Wolframkarbid-Kohlenstoff-Deckschicht, welche gradiert in eine Wolframkarbid-Stützschicht übergeht. Die Anbindung an den Grundwerkstoff geschieht über eine Chrom-Haftvermittlungsschicht. Beide Schichten weisen eine körnige Schichtmorphologie mit wenige Mikrometer großen voneinander separierten Körnern auf. Begleitende Untersuchungen an den gelaufenen Zahnrädern zeigten für beide beanspruchte Schichten ein unterschiedliches Verhalten. Bei der WC/C-Schicht kommt es zum Ausbrechen einzelner Körner, bei der WC:H-Schicht abgetragen wird die Deckschicht gleichmäßig abgetragen. Sobald die Deckschicht abgetragen stützschicht.

Um die Tragfähigkeit beschichteter Zahnräder systematisch untersuchen zu können, wurden zu Beginn notwendige Rahmenbedingungen für die Anwendung beschichteter Zahnräder entwickelt. Der wichtigste Einflussfaktor ist die Paarung, das heißt Ritzel und Rad beschichtet oder nur das Ritzel beschichtet. Dabei spielt die vorliegende Oberflächenstruktur eine wesentliche Rolle. Bei Verwendung von geschliffenen Zahnflanken ($R_a \approx 0.3 \mu m$) müssen beide Reibpartner beschichtet werden, um Verschleiß- und Auskolkungserscheinungen am unbeschichteten Partner zu verhindern. Die Auskolkungen entstehen in Verbindung mit einem Mischreibungszustand aufgrund abrasiven Verschleißes des weicheren unbeschichteten Partners durch den härteren beschichteten Partner. Eine Paarung beschichtet unbeschichtet ist möglich, falls der beschichtete Partner eine glatte plateauförmige Oberflächenstruktur besitzt. Dies ist etwa bei trowalisierten Oberflächen der Fall, solange die Oberfläche durch den Beschichtungsprozess nicht aufgeraut wird. Des Weiteren sollten die Zahnräder vor dem Beschichten einem Mikrostrahlprozess unterworfen werden, um eine ausreichende Schichthaftung zu gewährleisten. Da das PVD-Beschichtungsverfahren ein Sichtlinienverfahren ist, muss eine Abnahme der Schichtdicke vom Zahnkopf bis zum Zahnfuß bei der Wahl der Schichtdicke mitberücksichtigt werden.

Tabelle 16 gibt einen Überblick über die wesentlichen Ergebnisse zur Tragfähigkeit beschichteter Zahnräder im Vergleich zu unbeschichteten. Durch die Ermittlung von Festigkeits- und Tragfähigkeitswerten und Einordnung derselben in die DIN 3990 [2] und ISO 6336 [9] bzw. in bestehende Rechenverfahren ([129], [144]) sind die

		Unbeschichtet		Besch Besch. bzw. Besch Unbesch.	
Paarung	Ritzel	geschl.	trow.	geschl. besch.	trow. besch.
	Rad	geschl.	geschl.	geschl. besch.	geschl. unbesch.
Zahnflanke σ_{Hlim}		1300N/mm^2		1650 N/mm ² (WC:H)	
(Dauerfestigkeit)		1300 N/IIIII		1675 N/mm ² (WC/C)	
Zahnfuß σ _{Flim}		$F2F N/mm^2$		450 N/mm ² (WC:H)	
(Dauerfestigkeit)		555 N/IIIII		510 N/mm ² (WC/C)	
Graufleckentrag-		niedrig	niedrig -	bach	hoch
fähigkeit (Tegula 32)			mittel	noch	
Schmierfilmd. λ_{GFP}		0,	12	0,	08
Verschleißka	ategorie	mittel	mittel	niedria	niedria
(FVA 2 + 4 % A 99)			millor	nicong	Theory
Fresstragfähigkeit (RL 144*, unlegiert)		KS 3 KS 6,5	KS 12 (WC:H)	Verschleißzone	
			NO 0,5	KS 14 (WC/C)	(Rad) ab KS 10
Fross-Tomp		_{nt S} 120 °C	225 °C	645 °C (WC:H)	
r ress-remp.	Uint S			890 °C (WC/C)	

Ergebnisse einer Berechnung zugänglich und können für die Dimensionierung von Praxisgetrieben verwendet werden.

Tabelle 16: Wesentliche Ergebnisse zur Zahnradtragfähigkeit

Die etwas geringere Grübchendauerfestigkeit und das starke Absinken der Zahnfußdauerfestigkeit der Variante mit der Schicht WC:H verglichen mit der Variante mit der Schicht WC/C kann auf einen Anlasseffekt während des Beschichtens zurückgeführt werden. In dieser Arbeit lag die Beschichtungstemperatur teilweise über der Anlasstemperatur, was Aussagen zu prozessbedingten Gefügeumwandlungen mit Auswirkungen auf die Zahnradtragfähigkeit erlaubte. Durch Anpassen der Anlasstemperatur in der Wärmebehandlung an die nachfolgende Beschichtungstemperatur kann ein Anlassen während des Beschichtens verhindert werden. Neben der Grübchendauerfestigkeit wird die Lebensdauer im Zeitfestigkeitsgebiet durch die Anwendung von Beschichtungen um den Faktor 2 bis 3 gesteigert.

Bei ergänzenden Grübchenversuchen wurde festgestellt, dass beschichtete Zahnräder empfindlicher als unbeschichtete Zahnräder auf mögliche Kantenträger und auf die Schadensart Zahnbruch reagieren. Dies auch dann, wenn das Beschichten zu keinem Anlassen mehr führte. Grund dafür könnte ein Anriss in der harten spröden Schicht und, in Verbindung mit einer guten Schichthaftung, ein rascher Rissfortschritt in den Grundwerkstoff sein.

Graufleckenbildung im eigentlichen Sinn konnte bei den beschichteten Varianten, solange die Schicht vorhanden war, nicht beobachtet werden. Die Profilformänderung beruht im Wesentlichen auf Kratzern und Riefen, das heißt auf der Schadensform der Schabemarken. Wichtigster Einflussfaktor auf die Fresstragfähigkeit ist die Schichthaftung. Durch die Schicht kann Fressen verhindert werden. Sobald jedoch die Schicht von der Zahnflankenoberfläche entfernt wurde, kommt es zum Kontakt Metall – Metall und in der Folge zum Fressschaden. Obwohl frühzeitiger Verschleiß am unbeschichteten Rad bei der Paarung Ritzel trowalisiert beschichtet – Rad unbeschichtet verhindert wurde, kam es ab der Kraftstufe 10 teilweise zur Bildung einer Verschleißzone am Rad. Dadurch wurden Fresser am Ritzel unterdrückt.

Das Reibungsverhalten an Zahnrädern kann anhand der gesamten lastabhängigen Verluste analysiert werden. Die beschichteten Varianten zeigten im Bereich der Grenzreibung ein etwas höheres lastabhängiges Gesamtverlustmoment verglichen mit der unbeschichteten Verzahnung, bei Mischreibung und Vollschmierung ein etwas geringeres. Bei Untersuchungen zum Reibungsverhalten an Scheiben zeigten die beschichteten Scheiben in allen Schmierungszuständen eine niedrigere Reibungszahl verglichen mit den unbeschichteten Scheiben. Gründe für die unterschiedlichen Ergebnisse zwischen Scheiben- und Zahnradversuchen sind vor allem in den unterschiedlichen Prüfmethoden und -bedingungen zu sehen. So muss der Schmierfilm im Zahnradkontakt bei jedem Zahneingriff erneut gebildet werden, im Scheibenversuch besteht ein permanenter Schmierfilm.

Der Einfluss einer Schicht auf den Spannungszustand beschichteter Oberflächen wurde anhand von FE-Analysen untersucht. Die Pressung an der Oberfläche wird durch die Beschichtung nur unwesentlich beeinflusst. Am Interface Schicht -Substrat kommt es aufgrund der unterschiedlichen Werkstoffeigenschaften zu einem steilen Spannungsgradienten. Dadurch kann sich das Spannungsmaximum an die Stelle des Interfaces verschieben, wobei die Spannungen über dem Spannungsmaximum einer unbeschichteten Oberfläche liegen können. Bei unzureichender Schichthaftung kann dies ein Grund für einen frühzeitigen Schichtabtrag sein. Da Schichten zu Sprödbruch bei geringer Bruchdehnung neigen, kann das Spannungsmaximum am Interface Schicht – Substrat zu einem Riss in der Schicht führen. In Verbindung mit einer sehr guten Schichthaftung kann es dann zu einem Rissfortschritt in das Substrat kommen, was das empfindliche Reagieren beschichteter Zahnräder auf den Schaden Zahnbruch erklären kann. Positiv auf den Spannungszustand beschichteter Oberflächen wirken sich Schichten mit einem kleineren E-Modul als dem E-Modul des Substrates und einer Querdehnungszahl, welche mit der Querdehnungszahl des Substrates vergleichbar ist, aus. Durch Darstellung der Ergebnisse in dimensionslosen Diagrammen können sämtliche Spannungen einer beschichteten Oberfläche mit Hilfe der Nennspannung der unbeschichteten Oberfläche bestimmt und den Festigkeiten eines Schicht-Substrat-Systems gegenübergestellt werden.

Eine noch offene Problemstellung ist oft die Festigkeit eines Schicht-Substrat-Systems. Nachteil der heutigen einfachen Prüfverfahren zur Bestimmung der Festigkeit ist, dass es zu einer plastischen Verformung des Substrates kommt. Überdies werden in den bestehenden Prüfverfahren keine Wälzkontakte abgebildet.

In dieser Arbeit wurde anhand von Zeitfestigkeitsversuchen gezeigt, dass eine Paarung beschichtet – unbeschichtet bei sehr guter Oberflächenqualität des beschichteten Partners möglich ist. In weiteren Untersuchungen empfiehlt sich die Bestimmung der Dauerfestigkeit einer solchen Paarung und die Klärung der Fragestellung inwieweit es durch die Beschichtung eines Partners bei einer geringen Übersetzung auch zu einer Tragfähigkeitssteigerung des unbeschichteten Partners kommt.

Mögliche zusätzliche Anwendungsgebiete für beschichtete Bauteile könnten Notlaufsituationen sein. In dieser Arbeit wurde in Stichversuchen eine wesentliche Lebensdauersteigerung durch die Kombination von verlustoptimierten Verzahnungen mit Beschichtungen bei Trockenlauf gezeigt. In der Folge sollten systematische Untersuchungen mit unterschiedlichen Schichten bei variierenden Prüfbedingungen durchgeführt werden.

Des Weiteren ist die Reaktivität zwischen Schichten und den für Stahloberflächen entwickelten Ölen noch nicht umfassend erforscht. Erste Untersuchungen zeigen, dass die Schichten im Wesentlichen inert sind und daher unter Umständen auf ökologisch bedenkliche Additive verzichtet werden kann.

Die Vielfalt der am Markt verfügbaren Schichten nimmt stetig zu. Um diese Schichten möglichst effizient für den Einsatz in Getrieben qualifizieren zu können, empfiehlt sich die Entwicklung eines einfachen Screeningtests zur Schichtqualifizierung. In diesem Test sollten sämtliche Zahnradschadensformen mit begrenztem Prüf- und Materialaufwand untersucht werden.

12 Literatur

Normen und Richtlinien

- [1] CEC Protocol PTC-18: Working Group Test Monitoring Systems, Issue 3, January 2003
- [2] DIN 3990 Teil 1 5: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, 1987
- [3] DIN 50359: Metallische Werkstoffe Universalhärteprüfung
- [4] DIN EN ISO 6507: Härteprüfung nach Vickers
- [5] DIN Fachbericht 39: Charakterisierung dünner Schichten, Beuth Verlag, Berlin, 1993
- [6] DIN V ENV 1071 Teil 3: Hochleistungskeramik; Verfahren zur Prüfung keramischer Schichten; Teil 3: Bestimmung der Haftung mit dem Ritztest
- [7] EN ISO 14577: Instrumentierte Eindringprüfung zur Bestimmung der Härte und anderer Werkstoffparameter
- [8] ISO 14635 part 1: Gears FZG test procedures Part 1: FZG test method A / 8,3 / 90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils, 2000
- ISO 6336 part 1 5: Calculation of load capacity of spur and helical gears, 2002, 2003
- [10] Stahlschlüssel, Verlag Stahlschlüssel, Marbach, 2001
- [11] VDI-Richtlinie 2840 (Entwurf): Kohlenstoffschichten Grundlagen, Schichttypen und Eigenschaften, Januar 2004
- [12] VDI-Richtlinie 3198: Beschichtung von Werkzeugen der Kaltmassivumformung: CVD- und PVD-Verfahren, August 1992
- [13] VDI-Richtlinie 3824 Teil 1 4: Qualitätssicherung bei der PVD- und CVD-Hartstoffbeschichtung

Zeitschriftenaufsätze, Bücher und Dissertationen

- [14] Alanou M. P., Evans H. P., Snidle R. W.: Effect of different surface treatments and coatings on the scuffing performance of hardened steel discs at very high sliding speeds, 6th International Tribology Conference – AUSTRIB '02, 2. – 5. Dec. 2002, Perth, Australia, p. 257 – 266
- [15] Bach F.-W., Möhwald K., Laarmann A., Wenz T.: Moderne Beschichtungsverfahren, Wiley-VCH Verlag, 2005, ISBN 3-527-30977-2
- [16] Bayerdörfer I., Michaelis K., Höhn B.-R., Winter H.: Method to Assess the Wear Characteristics of Lubricants – FZG Test Method C / 0,05 / 90 : 120 / 12, DGMK Information Sheet, Project Nr. 377, November 1996

- [17] Bayerdörfer I., Michaelis K., Höhn B.-R., Winter H.: Untersuchungen zum Einfluss von Schmierstoff und Betriebsbedingungen auf das Verschleißverhalten von Zahnrädern, Abschlußbericht DGMK Forschungsprojekt Nr. 377-01, Nov. 1996
- [18] Beckmann C., Brand J., Bewilogua K., Blug B., Konrath G., Hollstein T.: Diamantähnliche Kohlenstoffschichten als Konstruktionselement, GfT – Tribologie Fachtagung 2001, 24. – 26. Sept. 2001, Göttingen, S. 22 / 1 – 22 / 10
- [19] Beckmann C., Brand J., Bewilogua K.: Diamantähnliche Kohlenstoffschichten als Konstruktionselemente, Tribologie & Schmierungstechnik, 49. Jahrgang, 4 / 2002, S. 40 – 45
- [20] Berger M., Stokley P.: PVD Protective Coatings for Wear Parts, in: Surface Engineering, Volume II: Engineering Applications, Edited by Datta P. K., Gray J. S., 1993, p. 22 – 30
- [22] Berger M.: Das Fressen findet nicht statt: Wolframkarbid / Kohlenstoff-Beschichtung von Zahnrädern, KEM, Band 34, Dezember 1997, S. 27 – 29
- [23] Berger M.: PVD-beschichtete Präzisionsbauteile: Verbessertes Betriebsverhalten, Schweizer Maschinenmarkt, Nr. 20, 1991, S. 24 – 31
- [24] Berger M.: PVD-Beschichtung von Zahnrädern und Wälzlagern, Stahl, 3 / 1993, S. 39 43
- [25] Berger M.: PVD-Schichten f
 ür Zahnr
 äder und W
 älzlager, AWT Arbeitsgemeinschaft W
 ärmebehandlung und Werkstofftechnik, 6. – 7. Mai 1992, Suhl / Th
 üringen, S. 163 – 171
- [26] Berger M.: Verschleißschutz für Gleitlager und Gleitführungen, Antriebstechnik, 31. Jahrgang, Nr. 5, 1992, S. 63 – 66
- [27] Berger M.: Verschleißschutz f
 ür Zahnr
 äder Hartstoffschichten erh
 öhen die Lebensdauer von Maschinenelementen, Der Konstrukteur, 24, Sonderheft, 1993, S. 92 – 94
- [28] Berger M.: Verschleißschutzschichten für Zahnräder mittels PVD-Verfahren, VDI-Berichte Nr. 1230, 1996, S. 539 – 544
- [29] Berger M.: Verschleißschutzschichten für Zahnräder und Wälzlager, Antriebstechnik, 30. Jahrgang, Nr. 12, 1991, S. 50 – 53
- [30] Berger M.: Zahnfresser-Eliminator: Leistungssteigerung durch verbesserten Verschleißschutz für Zahnräder, KEM Digest, Band 32, 1995, S. 105 106
- [31] Bloyce A.: A production-scale, hard, low-friction coating for gearing and mechanical systems, International Journal of gearing and transmissions, Nr. 3, 2000, p. 83 – 89
- [32] Bouzakis K.-D., Vidakis N., David K.: The concept of an advanced impact tester supported by evaluation software for the fatigue strength characterization of hard layered media, Thin solid films, Volume 355 – 356, 1999, p. 322 – 329
- [33] Bouzakis K.-D., Vidakis N., Leyendecker T., Lemmer O., Fuss H.-G., Erkens G.: Determination of the fatigue behaviour of thin hard coatings using the impact test and a FEM simulation, Surface and coatings technology, Volume 86 – 87, 1996, p. 549 – 556
- [34] Brand J., Brand C., Gäbler J.: Die Vielfalt der Kohlenstoffschichten ein Überblick, Tribologie & Schmierungstechnik, 50. Jahrgang, 3 / 2003, S. 18 – 22
- [35] Brand J., Brand C., Wittdorf R., Weck M., Schlattmeier H., Bugiel C.: Steigerung der Leistungsfähigkeit von wälzbeanspruchten Oberflächen durch den Einsatz von DLC-Schichten, Tribologie & Schmierungstechnik, 51. Jahrgang, 6 / 2004, S. 27 – 32
- [36] Brand J., Schäfer L.: Harte tribologische Schichten Innovative Schmierstoffe der Zukunft, Tribologie & Schmierungstechnik, 46. Jahrgang, 3 / 1999, S. 29 – 32
- [37] Brecher C., Schlattmeier H., Bugiel C.: Reibungs- und Temperaturverhalten PVD-beschichteter Wälzkontakte, Tribologie & Schmierungstechnik, 52. Jahrgang, 5 / 2005, S. 7 – 12
- [38] Bugiel C., Hurasky-Schönwerth O., Schlattmeier H., Yakaria H., Weck M.: SFB 442: Umweltverträgliche Tribosysteme durch geeignete Werkstoffverbunde und Zwischenstoffe am Beispiel der Werkzeugmaschine – Teilprojekt B1, Arbeits- und Ergebnisbericht 2. Halbjahr 2000 / 2001 / 2002 / 2003, RWTH Aachen, S. 319 – 366
- [39] Bugiel C., Schlattmeier H., Brecher C.: Load carrying capacity of PVD-coated gearings, Final report for AGMA Foundation, August 2004
- [40] Bugiel C., Schlattmeier H., Weck M.: PVD-Beschichtungen im hochbelasteten Wälzkontakt, 44. Arbeitstagung "Zahnrad- und Getriebeuntersuchungen", 14. / 15. Mai 2003, Aachen, S. 1 – 32
- [41] Bugiel C.: Load Carrying Capacity of PVD-Coated Gearings, AGMA Foundation News, Gear Industry Journal, Summer 2004, p. 48 – 52
- [42] Dennis T.: The Quiet Revolution in Automotive Manufacturing, Motor Industry Research Association (MIRA) magazine "Technology toward the Millennium '99", April 1999
- [43] Diao D. F., Sawaki Y., Suzuki H.: Effect of interlayer on maximum contact stresses of hard coating under sliding contact, Surface and coatings technology, Volume 86 – 87, 1996, p. 480 – 485
- [44] Dießelberg M., Stock H.-R.: Multilayer coatings, Final report WP 2, EU-Project Oil-free Powertrain (IPS-2001-80006), November 2005

- [45] Dimigen H.: Dünne Schichten für die Trockenschmierung, 11th Int. Colloquium
 "Industrial and Automotive Lubrication", Technische Akademie Esslingen, 13. – 15. Jan. 1998, S. 2083 – 2093
- [46] Dinter R. M.: Riefen und Risse aus Schneckenflanken von Zylinder-Schneckengetrieben, Schriftenreihe des Institutes f
 ür Konstruktionstechnik der Ruhr-Universit
 ät Bochum, Heft 97.3, 1997
- [47] Doleschel A., Michaelis K., Höhn B.-R.: Verfahren zur Bestimmung des Reibungsverhaltens von Schmierstoffen im FZG Zahnradverspannungsprüfstand, FVA-Informationsblatt Nr. 345, Januar 2002
- [48] Doleschel A., Michaelis K., Höhn B.-R.: Vergleichende Beurteilung des Einflusses von Schmierstoffen auf den Wirkungsgrad bei Zahnradgetrieben, FVA-Forschungsheft Nr. 664, 2002
- [49] Dowson D., Higginson G. R.: Elastohydrodynamic Lubrication, Oxford Pergamon Press, 1966
- [50] Dowson D.: Elastohydrodynamics, Instn. mech. Engrs., Proc. 182 (1967 / 68), Part 3A
- [51] Eberspächer C.: Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, Diss. TU München, 1995
- [52] Eleöd A.: Mechanische Belastbarkeit der DLC-Beschichtungen, Tribologie & Schmierungstechnik, 50. Jahrgang, 2 / 2003, S. 27 – 33
- [53] Elsharkawy A. A., Hamrock B. J.: A numerical solution for dry sliding line contact of multilayered elastic bodies, Journal of Tribology, Volume 115, April 1993, p. 237 – 245
- [54] Elstorpff M.-G.: Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet, Diss. TU München, 1993
- [55] Emmert S., Schönnenbeck G., Oster P., Rettig H.: Testverfahren zur Untersuchung des Schmierstoffeinflusses auf die Entstehung von Grauflecken bei Zahnrädern, FVA Informationsblatt Nr. 54 / I – IV, Juli 1993
- [56] Emmert S.: Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnelllaufender Stirnradgetriebe, Diss. TU München, 1994
- [57] Enke K.: Wie universell sind DLC-Schichten?, Jahrbuch Oberflächentechnik, 54, 1998, S. 163 – 184
- [58] Erdemir A., Eryilmaz O. L., Fenske G. R.: Synthesis of diamondlike carbon films with superlow friction and wear properties, Journal of Vacuum Science and Technology A, 18 (4), July / August 2000, p. 1987 – 1992
- [59] Erdemir A., Eryilmaz O. L., Nilufer I. B., Fenske G. R.: Synthesis of superlowfriction carbon films from highly hydrogenated methane plasmas, Surface and Coatings Technology, Vol. 133 – 134, 2000, p. 448 – 454

- [60] Erdemir A.: Origin of superlubricity and wearless sliding in diamondlike carbon films, Tribology 2004 – 8th International Tribology Conference of the South African Institute of Tribology, 24. – 26. March 2004
- [61] Friedrich C.: Tribologische Problemlösungen mit PVD-Hartstoffschichten zum Verschleißschutz, Diss. TU Darmstadt, 1998, ISBN 3-8265-3543-X
- [62] Fuchs A.: Leistungssteigerung von Antriebstechnikkomponenten durch WC/C-Beschichtung, Antriebstechnik, 36. Jahrgang, Nr. 12, 1997, S. 46 – 47
- [63] FVA-Merkblatt 0 / 5: Ergänzungen zu Merkblatt 0 / 5: Empfehlung zur Vereinheitlichung von Pulsatorversuchen zur Zahnfußtragfähigkeit von vergüteten und gehärteten Zylinderrädern, Februar 1999
- [64] Glatthaar B., Joachim F., Kurz N.: Langsamlaufverschleiß in Leistungsgetrieben, 12th International Colloquium "Tribology 2000 – Plus", 11. – 13. Jan. 2000, Technische Akademie Esslingen, S. 585 – 591
- [65] Gries T., Burkhard W., Lugscheider E., May J., Bosserhoff B.: Wirtschaftlichkeitsanalyse neuer Beschichtungstechnologien, VDI-Zeitschrift, Band 137, 1997, Nr. 7 / 8, S. 42 – 46
- [66] Grossl A., Martens S., Feldhofer G., Haslinger R.: Synthesis Design optimisation for friction minimisation and lube oil elimination in gears and engines, Final report WP 8, EU-Project Oil-free Powertrain (IPS-2001-80006), December 2005
- [67] Güttler J.: Einsatz von Metall-Kohlenstoff-Beschichtungen in der Automobilindustrie, Jahrbuch Oberflächentechnik, 50, 1997, S. 155 – 165
- [68] Güttler J.: Metal-carbon layers for industrial application in the automotive industry, Surface and Coatings Technology, 60, 1993, p. 531 535
- [69] Habig K.-H.: Chemical vapor deposition and physical vapor deposition coatings: Properties, tribological behavior and applications, Journal of Vacuum Science and Technology A, 6 (4), November / December 1986, p. 2832 – 2843
- [70] Hamrock B. J., Dowson D.: Calculating minimum lubricant film thickness, Machine Design, 11 (1978), May, S. 114 – 115
- [71] Hamrock B. J., Dowson D.: Isothermal Elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Part III – Fully flooded results, Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 1977
- [72] Hamrock B. J., Dowson D.: Lubricant film thickness in flexible parts, Machine Design, 11 (1978), July, S. 74 – 75
- [73] He J.-W., Hendrix B. C., Hu N.-S., Xu K.-W., Bell T., Sun Y., Mao K.: Interfacial fatigue limit as measure of cyclic bonding strength of hard coatings, Surface Engineering, 12. Jahrgang, 1996, Nr. 1, p. 49 – 54

- [74] Höhn B.-R., Michaelis K., Grossl A., Zoch H.-W., Stock H. R., Quast M.: Einfluss moderner Oberflächenbeschichtungen (PVD) auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, FVA-Forschungsheft 752, 2005
- [75] Holmberg K., Laukkanen A., Ronkainen H., Wallin K., Varjus S.: Modelling stresses and fracture in thin coatings, 6th International Tribology Conference – AUSTRIB '02, 2. – 5. Dec. 2002, Perth, Australia, p. 651 – 656
- [76] Holmberg K., Laukkanen A., Ronkainen H., Wallin K., Varjus S.: Novel method for evaluation of fracture toughness of thin surface coatings by numerical simulation and scratch test, Industrial systems review, 2002, ISSN 1459-1804, p. 6 – 11
- [77] Hösel T., Goebbelet J.: Empfehlung zur Vereinheitlichung von Flankentragfähigkeitsversuchen an vergüteten und gehärteten Zylinderrädern, FVA-Merkblatt Nr. 0 / 5, 1979
- [78] Hösel T., Joachim F.: Zahnflankenwälzfestigkeit unter Berücksichtigung der Ausfallwahrscheinlichkeit, Antriebstechnik, 17. Jahrgang, Nr. 12, 1978, S. 533 – 537
- [79] Hück M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen, Berichtsband der 6. Sitzung des DVM Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Berlin 1981, S. 147 – 176
- [80] Hurasky-Schönwerth O., Weck M., Spechtel B., Krell M.: Coated Gearings and Bearings Optimized for Environmentally Acceptable Lubricants, 13th International Colloquium Tribology, 15. – 17. Jan. 2002, Technische Akademie Esslingen, ISBN 3-924813-48-5, S. 1787 – 1796
- [81] Hurasky-Schönwerth O.: Einsatzverhalten von PVD-Beschichtungen und biologisch schnell abbaubaren synthetischen Estern im tribologischen System des Zahnflankenkontaktes, Diss. RWTH Aachen, 2004
- [82] Jiang J. C., Meng W. J., Evans A. G., Cooper C. V.: Structure and mechanics of W-DLC coated spur gears, Surface and Coatings Technology, Vol. 176, 2003, p. 50 – 56
- [83] Jiang J., Arnell R. D.: The effect of substrate surface roughness on the wear of DLC coatings, Wear, 239 (2000), p. 1 – 9
- [84] Joachim F., Kurz N., Glatthaar B.: Einfluss von Beschichtungen und Oberflächenbehandlungen auf die Zahnflankenlebensdauer, Konstruktion, März 2004, S. 56 – 58
- [85] Joachim F., Kurz N., Glatthaar B.: Influence of Coatings and Surface Improvements on the Lifetime of Gears, VDI-Berichte Nr. 1665, 2002, S. 565 – 582

- [86] Joachim F.: Steigerung der Flankentragfähigkeit (Grübchen) von ungehärteten Zahnrädern (Rollen) durch die Paarung mit gehärteten Gegenrädern (Bestimmung des Werkstoffpaarungsfaktors für die Berechnung), Literaturrecherche und -auswertung, FVA-Forschungsheft Nr. 21, 1975
- [87] Joachim F.: Streuungen der Grübchentragfähigkeit, Antriebstechnik, 21. Jahrgang, Nr. 4, 1982, S. 156 – 159
- [88] Joachim F.: Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern, Diss. TU München, 1984
- [89] Kacsich T., Hans R., Vetter J.: Reibmindernde Schichten für Automobilanwendungen, Jahrbuch Oberflächentechnik, 56, 2000, S. 135 – 146
- [90] Kacsich T., Theissen J., Loos J.: Diamond Like Carbon Coatings for Fatigue Resistance and Wear Protection in Gear Wheels and Roller Bearings
- [91] Kacsich T.: Reibarme Schichten optimieren Tribosysteme, Konstruieren + Gießen, 28 (2003), Nr. 2, S. 28
- [92] Käser W.: Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern Einfluss von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit, Diss. TU München, 1977
- [93] Kayser O.: Reibungsarme DLC-Beschichtungen für die Antriebstechnik, Antriebstechnik, 42 Jahrgang, Nr. 7, 2003, S. 28 – 29
- [94] Klaffke D., Brand J., Brand C., Wittdorf R., Hartelt M.: Tribologische Charakterisierung metalldotierter DLC-Schichten, Tribologie & Schmierungstechnik, 51. Jahrgang, 4 / 2004, S. 15 – 19
- [95] Knotek O., Bosserhoff B., Schrey A., Leyendecker T., Lemmer O., Esser S.: A new technique for testing the impact load of thin films: the coating impact test, Surface and Coatings Technology, Vol. 54 / 55, 1992, p. 102 – 107
- [96] Kopatsch F.: Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, Diss. TU München, 2000
- [97] Laakmann M., Gold P. W., Lohrengel A.: Verschleißschutzbeschichtungen für hochbelastete Maschinenelemente, Antriebstechnisches Kolloquium Aachen, 27. – 28. Mai 1997, ISBN 3-9805239-1-8, S. 291 – 310
- [98] Laakmann M.: PVD-Hartstoffschichten für Präzisionsbauteile, Tribologie & Schmierungstechnik, 42. Jahrgang, 6 / 1995, S. 310 314
- [99] Lechner G., Seitzinger K.: Durchführung und Anwendung der Getriebeölteste IAE, Ryder und FZG, Erdöl und Kohle – Erdgas – Petrochemie, 20. Jahrgang, Nov. 1967, Nr. 11, S. 800 – 806
- [100] Ledrappier F., Gachon Y., Langlade C., Vannes A. B.: Surface fatigue behaviour mapping of PVD coatings for mechanical purposes, Tribotest journal, June 2005, p. 333 – 343

- [101] Leng J., Mauer G., Weck M.: PVD-Beschichtungen zur Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit, 31. Arbeitstagung "Zahnrad- und Getriebeuntersuchungen", 30. / 31. Mai 1990, Aachen, S. 13 / 1 – 13 / 20
- [102] Leng J., Schweicher M., Weck M.: PVD-Beschichtung einsatzgehärteter Zylinderräder, 34. Arbeitstagung "Zahnrad- und Getriebeuntersuchungen", 26. / 27. Mai 1993, Aachen, S. 1 – 17
- [103] Leng J., Weck M.: Einsatzmöglichkeiten von PVD-Schichten auf wälzbeanspruchten Bauteilen, Antriebstechnik, 35. Jahrgang, 1996, Nr. 5, S. 41 – 44
- [104] Leng J.: PVD-Hartstoffschichten: Untersuchungen von PVD-Hartstoffschichten zur Steigerung der Tragfähigkeit und Verschleißfestigkeit von Zylinderrädern aus Stahlwerkstoffen, FKM Forschungsheft Nr. 216, Vorhaben Nr. 170, 1996
- [105] Liu W., Oster P., Höhn B.-R.: Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben – Vertiefung und Anwendung des Graufleckentests, FVA Arbeitsblatt Nr. 259 / II + III, Januar 2002
- [106] Löhr M., Spaltmann D., Effner U., Woydt M.: Der Einfluss des E-Moduls und des Grundöles auf das Wälzverhalten von DLC- und Diamantbeschichtungen, Tribologie & Schmierungstechnik, 52. Jahrgang, 1 / 2005, S. 32 – 36
- [107] Loos J.: Leistungsfähige Wälzlager für umweltverträgliche Schmierstoffe durch PVD-Verschleißschutzschichten, Diss. RWTH Aachen, 2001
- [108] Loss J., Klaas H., Gold P. W.: Kontaktspannungssimulation von Schicht-Substrat-Systemen, GfT – Tribologie Fachtagung 2002, 23. – 25. Sept. 2002, Göttingen, S. 31 / 1 – 31 / 12
- [109] Lugscheider E., Bobzin K., Bärwulf S.: PVD-Dünnschichttechnologie für maßgeschneiderte Oberflächen, Tribologie & Schmierungstechnik, 48. Jahrgang, 4 / 2001, S. 34 – 36
- [110] Lugscheider E., Bobzin K., Langer G., Reimann A., Krämer A.: SFB 442: Umweltverträgliche Tribosysteme durch geeignete Werkstoffverbunde und Zwischenstoffe am Beispiel der Werkzeugmaschine – Teilprojekt A5, Arbeitsund Ergebnisbericht 2. Halbjahr 2000 / 2001 / 2002 / 2003, RWTH Aachen, S. 225 – 281
- [111] Lugscheider E., Bobzin K., Maes M., Murrenhoff H., v. Bebber D., Dott W., Eisenträger A., Michel K., Brinkmann C.: Umweltverträgliche Tribosysteme: Untersuchungen der Wechselwirkung zwischen Schmierstoffadditiven und beschichteten Oberflächen, GfT – Tribologie Fachtagung 2002, 23. – 25. Sept. 2002, Göttingen, S. 49 / 1 – 49 / 17
- [112] Lugscheider E., Bobzin K.: Benetzbarkeit von PVD-Werkstoffverbunden durch Schmierstoffe, Tribologie & Schmierungstechnik, 48. Jahrgang, 2 / 2001, S. 32 – 36

- [113] Lugscheider E., Knotek O., Wolff C., Bärwulf S.: Structure and properties of PVD-coatings by means of impact tester, Surface and coatings technology, Volume 116 – 119, 1999, p. 141 – 146
- [114] Lugscheider E., Möller M.: Entwicklung angepasster PVD Verschleißschutzschichten für verschiedene Tribosysteme, GfT – Tribologie Fachtagung 1999, 27. – 29. Sept. 1999, Göttingen, S. 17 / 1 – 17 / 16
- [115] Mao K., Sun Y., Bell T.: A numerical model for the dry sliding contact of layered elastic bodies with rough surfaces, Tribology Tansactions, Vol. 39, 1996, p. 416 – 424
- [116] Martens S., Weihnacht V., Berger L.-M., Zieris R., Schulz I., Kleemann C.: Ceramic Coatings, Final report WP 3.1, EU-Project Oil-free Powertrain (IPS-2001-80006), March 2004
- [117] Martens S., Weihnacht V., Berger L.-M., Zieris R.: Ceramic coated gear wheels, Final report WP 3.2, EU-Project Oil-free Powertrain (IPS-2001-80006), February 2005
- [118] Matthews A., Eskildsen S. S.: Engineering applications for diamond-like carbon, Diamond and Related Materials, 3 / 1994, p. 902 911
- [119] Mercer C., Evans A. G., Yao N., Allameh S., Cooper C. V.: Material removal on lubricated steel gears with W-DLC-coated surfaces, Surface and Coatings Technology, Vol. 173, 2003, p. 122 – 129
- [120] Michaelis K.: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben, Diss. TU München, 1987
- [121] Michler T.: Verbesserung der tribotechnischen Eigenschaften von Verzahnungen, VDI-Berichte, Nr. 1460, 1999, S. 131 – 140
- [122] Michler T.: Verbesserung der tribotechnischen Eigenschaften von Verzahnungen durch WC/C-Schichten, Antriebstechnik, 38. Jahrgang, Nr. 6, 1999
- [123] Michler T.: WC/C-Beschichtungen für die Großserie, Antriebstechnik, 40. Jahrgang, Nr. 6, 2001, S. 34 – 39
- [124] Michler T.: WC/C-Schichten f
 ür den Einsatz in Automobilgetrieben Grundlegendes über den Einsatz von Beschichtungen bei Zahnr
 ädern, VDI-Berichte, Nr. 1610, 2001, S. 187 – 202
- [125] Nakanishi T., Ueno T., Ariura Y., Miyamoto Y., Murata H.: Load-carrying capacity of the HB ≈ 340 (hardened and tempered) gears, 3rd Report: Influences of difference in hardness and roughness on surface durability, Bulletin of the JSME, Vol. 23, Nr. 180, June 1980, S. 1010 – 1015
- [126] Niemann G., Winter H., Höhn B.-R.: Maschinenelemente, Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, 3. Auflage, Springer-Verlag, 2001

- [127] Niemann G., Winter H.: Maschinenelemente, Band II: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe, 2. Auflage, Springer-Verlag, 1983
- [128] Otto M., Thoma F., Oster P., Höhn B.-R.: FVA-Ritzelkorrektur (Rikor H 1.0) Benutzeranleitung, FVA-Forschungsheft Nr. 481, 2005
- [129] Plewe H.-J.: Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern, Diss. TU München, 1980
- [130] Podgornik B., Jacobson S., Hogmark S.: DLC coating of boundary lubricated components – advantages of coating one of the contact surfaces rather than both or none, Tribology International, Vol. 36, 2003, p. 843 – 849
- [131] Podgornik B., Jacobson S., Hogmark S.: Influence of EP and AW additives on the tribological behaviour of hard low friction coatings, Surface and Coatings Technology, Vol. 165, 2003, p. 168 – 175
- [132] Rass J., Seidel S.: PVD-Beschichtungen im Motoren- und Automobilbau, Konstruktion, September 2002, S. 7 – 8
- [133] Reimann A., Lackner, Pinero C., Parco M., Lugscheider E.: SFB 442: Umweltverträgliche Tribosysteme durch geeignete Werkstoffverbunde und Zwischenstoffe am Beispiel der Werkzeugmaschine – Teilprojekt A2, Arbeits- und Ergebnisbericht 2. Halbjahr 2000 / 2001 / 2002 / 2003, RWTH Aachen, S. 77 – 139
- [134] Repenning D.: Bauteile im Maßanzug, KEM, Juli 2002, S. 27 29
- [135] Repenning D.: Hochlast für kleine Bauteile, KEM, Juni 2001, S. 122 124
- [136] Römhild I.: Getriebe ohne Öl, Getriebe geringer Verluste Anwendung neuer Ergebnisse aus der Materialforschung zur Verringerung der reibungsbedingten Verluste und Erwärmung in Zahnradgetrieben. Untersuchungen zu Möglichkeiten des Wegfalls bzw. verminderten Einsatzes von Öl in Leistungsgetrieben, Abschlussbericht Deutsche Bundesstiftung Umwelt, Aktenzeichen 09527, 1998
- [137] Rossow E.: Eine einfache Rechenschiebernäherung an die den normal scores entsprechenden Prozentpunkte, Qualitätskontrolle, 9. Jahrgang, Heft 12, 1964, S. 146 – 147
- [138] Schaller K.-V.: Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken, Diss. TU München, 1990
- [139] Schedl U., Oster P., Höhn B.-R., Winter H.: Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder im Einstufen- und Lastkollektivversuch, FVA-Informationsblatt Nr. 2 / IV, Juli 1997
- [140] Schilling M., Ege: Referenzöle für Wälz- und Gleitlager-, Zahnrad- und Kupplungsversuche – Datensammlung für Mineralöle, FVA Forschungsheft 180, 1985

- [141] Schmidt I.: Leistungssteigerung von Getriebekomponenten durch Beschichtungen, VDI-Berichte, Nr. 866, 1990, S. 139 – 155
- [142] Schönnenbeck G.: Einfluss der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s, Diss. TU München, 1984
- [143] Schrade U., Tobie T., Oster P., Michaelis K., Höhn B.-R.: Calculation of the micropitting load capacity of case carburized gears, COST 532 Conference Triboscience and Tribotechnology, 12. 14. Oct. 2005, Porto, Portugal, p. 55 71
- [144] Schrade U.: Einfluss von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, Diss. TU München, 2000
- [145] Seßler W., Rist O.: Schwingungsverschleiß von Metall-Kohlenstoffschichten, Tribologie & Schmierungstechnik, 42. Jahrgang, 2 / 1995, S. 72 – 79
- [146] Skopp A., Klaffke D.: Tribological Behaviour of Hard Coatings, 11th Int. Colloquium "Industrial and Automotive Lubrication", Technische Akademie Esslingen, 13. – 15. Jan. 1998, S. 1039 – 1050
- [147] Spaltmann D., Löhr M., Binkowski S., Woydt M.: Einfluss der Topographie von DLC-Schichten auf deren Verhalten unter geschmierter Wälzbeanspruchung, Tribologie & Schmierungstechnik, 51. Jahrgang, 6 / 2004, S. 18 – 26
- [148] Stahl K.: Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, Diss. TU München, 2001
- [149] Steingröver K., Höhn B.-R.: FVA-Stirnradprogramm Stplus, Benutzeranleitung, FVA-Forschungsheft Nr. 477, 2000
- [150] Stott W. R.: Myths and Miracles of Gear Coatings, Gear Technology, July / August 1999, p. 35 – 44
- [151] Svahn F., Kassman-Rudolphi Å.: Sliding wear and rolling contact fatigue of rough low friction coatings, 6th International Tribology Conference AUSTRIB '02, 2. 5. Dec. 2002, Perth, Australia, p. 87 94
- [152] Svahn F.: Tribology of carbon based coatings for machine element applications, Diss. Uppsala University, 2004, ISBN 91-554-6116-6
- [153] Terauchi Y., Nadano H., Kohno M., Nakamoto Y.: Scoring resistance of TiCand TiN-coated gears, Tribology International, Vol. 20, 1987, Nr. 5, p. 248 – 254
- [154] Thornton J. A.: Influence of substrate temperature and deposition rate on structure of thick sputtered Cu coatings, Journal of Vacuum Science and Technology, 12, 1975, p. 830 – 835

- [155] Tobie T.: Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Einflüsse aus Einsatzhärtungstiefe, Wärmebehandlung und Fertigung bei unterschiedlicher Baugröße, Diss. TU München, 2001
- [156] van der Zwaag S., Field J. E.: The effect of thin hard coatings on the Hertzian stress field, Philosophical magazine A, Vol. 46, Nr. 1, 1982, p. 133 150
- [157] Vetters H., Hirsch T., Stock H.-R., Mayr P.: Dünne Hartstoffschichten pr
 üfen, Metalloberfl
 äche, 47 (1993), 6, S. 294 – 301
- [158] Vojacek H.: Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluss der chemischen Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit / Wälz-Körper, Diss. TU München, 1984
- [159] Voßiek J., Höhn B.-R.: Entwicklung eines Verfahrens zur Beurteilung des Verschleißverhaltens von Schmierstoffen für Zahnradgetriebe, DGMK Bericht 377, Dezember 1992
- [160] Weck M., Hurasky-Schönwerth O., Bugiel C.: Tribologisches Verhalten eines PVD-Schicht-Substrat-Systems im Zahnkontakt, GfT – Tribologie Fachtagung 2002, 23. – 25. Sept. 2002, Göttingen, S. 71 / 1 – 71 / 13
- [161] Weck M., Hurasky-Schönwerth O., Schlattmeier H., Bugiel C.: WC/C-Beschichtung im Zahneingriff – eine umweltfreundliche Alternative?, Antriebstechnik, 42. Jahrgang, Nr. 5, 2003, S. 43 – 46
- [162] Weck M., Kempa B., Hurasky-Schönwerth O.: PVD-Beschichtungen für den Einsatz in Leistungsgetrieben, GfT – Tribologie Fachtagung 1999, 27. – 29.
 Sept. 1999, Göttingen, S. 30 / 1 – 30 / 14
- [163] Wimmer A., Salzgeber K., Haslinger R.: Analysis of minimum oil requirements considering friction in gears and engines, Final report WP 1, EU-Project Oilfree Powertrain (IPS-2001-80006), June 2003

Weitere Informationsschriften

- [164] Balzers: Informationen über die Balinit C (WC/C) Schicht, Internetauftritt der Fa. Balzers Verschleißschutz GmbH
- [165] Balzers: Leistungsfähigere und zuverlässigere Präzisionsbauteile, 1. Auflage, 2003, Balzers Verschleißschutz GmbH
- [166] FAG: Doping für die Oberfläche Wälzlager-Beschichtungen bei FAG, Technische Information Nr. WL-62-1 D-E, FAG OEM und Handel AG, Schweinfurt, März 1999
- [167] Kacsich T.: Nanostrukturierte Metall-Kohlenstoff-Schichten für Anwendungen in der Automobilindustrie, Presseinformation der Fa. Metaplas Ionon GmbH, Bergisch-Gladbach

13 Anhang

13.1	Prüfver	zahnungen und Prüfscheiben	A2
	13.1.1	C-Verzahnung (C-PT)	A2
	13.1.2	C _{mod} -Verzahnung	A3
	13.1.3	A-Verzahnung	A4
	13.1.4	Schräg-Hochverzahnung	A5
	13.1.5	Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm	A6
	13.1.6	Verlustoptimierte Verzahnung (Low-loss gears)	A7
	13.1.7	Prüfscheiben	A8
13.2	Schliffb	ilder der unterschiedlichen Zahnradvarianten	A9
	13.2.1	C _{mod} -Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 1, Beschichtungs-	
		charge 1)	A9
	13.2.2	C _{mod} -Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 1, Beschichtungs-	
		charge 2)	A10
	13.2.3	C _{mod} -Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 2, Beschichtungs-	
		charge 3)	A11
	13.2.4	C-GF-Verzahnung	A12
	13.2.5	A-Verzahnung	A13
	13.2.6	Schräg-Hochverzahnung	A14
	13.2.7	Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm	A15
	13.2.8	Ungeschliffene C-Räder (Pulsatorversuche)	A16
13.3	Tragbild	der der C _{mod} -Verzahnung	A17
13.4	Faktore	n zur Berechnung der Zahnflankenspannung für die C _{mod} -Verz-	
	zahnun	g	A18
13.5	Faktore	n zur Berechnung der Zahnfußspannung für ungeschliffene	
	C-Räde	er (Pulsatorversuche)	A18
13.6	Öltemp	eraturen und Faktoren zur Berechnung der Fress-Integral-	
	tempera	atur für die A-Verzahnung	A19
13.7	Reibun	gsverhalten bei Scheiben (Öl FVA 2 + 4 % A 99)	A20
13.8	Reihun	asverhalten bei Scheiben (Öl CLP 220)	A22
10.0	i toibuli		

13.1 Prüfverzahnungen und Prüfscheiben



13.1.1 C-Verzahnung (C-PT)

Bild A 1: Zeichnungen der C-Verzahnung (C-PT)



13.1.2 C_{mod}-Verzahnung

Bild A 2: Zeichnungen der C_{mod} -Verzahnung



13.1.3 A-Verzahnung

Bild A 3: Zeichnungen der A-Verzahnung



13.1.4 Schräg-Hochverzahnung

Bild A 4: Zeichnungen der Schräg-Hochverzahnung



13.1.5 Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm

Bild A 5: Zeichnungen der Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm



13.1.6 Verlustoptimierte Verzahnung (Low-loss gears)

Bild A 6: Zeichnungen der verlustoptimierten Verzahnung (Low-loss gears)



13.1.7 Prüfscheiben

Bild A 7: Zeichnung der Prüfscheiben

13.2 Schliffbilder der unterschiedlichen Zahnradvarianten

13.2.1 C_{mod}-Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 1, Beschichtungscharge 1)

Ritzel unbeschichtet (geätzt)



Bild A 8: Schliffbild eines unbeschichteten Ritzels der Cmod-Verzahnung

Ritzel WC/C beschichtet (geätzt)



Gefüge Flanke (leichte Anlasseffekte) Randgefüge Flanke (feiner Martensit, wenig Restaust.)

Kerngefüge (Zwischenstufe (oberer Bainit))

Bild A 9: Schliffbild eines WC/C beschichteten Ritzels der C_{mod}-Verzahnung

Ritzel WC:H beschichtet (geätzt)



Bild A 10: Schliffbild eines WC:H beschichteten Ritzels der C_{mod}-Verzahnung

13.2.2 C_{mod}-Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 1, Beschichtungscharge 2)

Ritzel unbeschichtet (geätzt)





Ritzel WC/C beschichtet (geätzt)











13.2.3 C_{mod}-Verzahnung (Zahnradfertigungscharge 2, Beschichtungscharge 3)

Ritzel unbeschichtet (geätzt)





Ritzel WC:H beschichtet (geätzt)



Bild A 15: Schliffbild eines WC:H beschichteten Ritzels der C_{mod}-Verzahnung

13.2.4 C-GF-Verzahnung

Ritzel unbeschichtet (geätzt)





Ritzel WC/C beschichtet (geätzt)







Ritzel WC:H beschichtet (geätzt)

Bild A 18: Schliffbild eines WC:H beschichteten Ritzels der C-GF-Verzahnung

13.2.5 A-Verzahnung

Ritzel unbeschichtet (geätzt)





Ritzel WC/C beschichtet (geätzt)





ImmImmImmImmGefüge Flanke
(leichte Anlasseffekte)Randgefüge Flanke
(feiner Martensit, wenig
Restaustenit)Kerngefüge
(Zwischenstufe (oberer
Bainit))

Ritzel WC:H beschichtet (geätzt)



13.2.6 Schräg-Hochverzahnung

Ritzel unbeschichtet (geätzt)





Ritzel WC/C beschichtet (geätzt)



Bild A 23: Schliffbild eines WC/C beschichteten Ritzels der Schräg-Hochverzahnung



Ritzel WC:H beschichtet (geätzt)



13.2.7 Verzahnung mit Achsabstand a = 200 mm

Ritzel unbeschichtet (geätzt)



Bild A 25: Schliffbild eines unbeschichteten Ritzels der Verzahnung mit a = 200 mm

Ritzel WC/C beschichtet (geätzt)



(leichte Anlasseffekte)

(Martensit, Restaustenit)

(Zwischenstufe (oberer Bainit), etwas Martensit)

Bild A 26: Schliffbild eines WC/C beschichteten Ritzels der Verzahnung mit a = 200 mm



Rad WC:H beschichtet (geätzt)

Bild A 27: Schliffbild eines WC:H beschichteten Rades der Verzahnung mit a = 200 mm



Rad unbeschichtet



Bild A 28: Schliffbild eines unbeschichteten ungeschliffenen C-Rades

Rad WC/C beschichtet



Bild A 29: Schliffbild eines WC/C beschichteten ungeschliffenen C-Rades

Rad WC:H beschichtet



Bild A 30: Schliffbild eines WC:H beschichteten ungeschliffenen C-Rades

13.3 Tragbilder der C_{mod}-Verzahnung



Bild A 31: Berechnete und mit Ruß aufgenommene Tragbilder der C_{mod}-Verzzahnung

13.4 Faktoren zur Berechnung der Zahnflankenspannung für die C_{mod}-Verzahnung

Faktoren für die Berechnung nach DIN 3990 [2]

K _A	=	1	Z_B	=	1,075	Z_{v}	=	0,996
Kv		gemäß Tabelle unten	Z_H	=	2,342	Z_R	=	1,039
$K_{H\alpha}$	=	1	Z_E	=	191,6 [(N/mm ²) ^{0,5}]	Z_{L}	=	0,923
$K_{H\beta}$		gemäß Tabelle unten	Z_{ϵ}	=	0,924	Z_W	=	1
			Z_{β}	=	1	Z_X	=	1

Faktoren für die Berechnung nach dem Verfahren nach Stahl [148]

\mathbf{K}_{A}	=	1	Z _B '	=	1,054	Z_{v}	=	0,996
Kv		gemäß Tabelle unten	Ζ _H	=	2,342	Z_R	=	1,039
Κ _{Ηαβ} '		gemäß Tabelle unten	Z_E	=	191,6 [(N/mm ²) ^{0,5}]	Z_L	=	0,923
			Z _ε '	=	0,908	Z_W	=	1
			Ζ _β '	=	1	Z_X	=	1
			Z _{S0} '	=	0,908			
			Zs'	=	0,889			

Ritzeldreh-			
moment	Kv	$K_{H\beta}$	Κ _{Ηαβ} '
[Nm]			
50	1,13	2,24	2,65
100	1,05	1,78	2,07
150	1,03	1,56	1,75
200	1,01	1,42	1,61
250	1,01	1,34	1,51
300	1,02	1,28	1,43

Ritzeldreh-			
moment	Kv	$K_{H\beta}$	Κ _{Ηαβ} '
[Nm]			
350	1,02	1,24	1,37
400	1,02	1,21	1,33
450	1,02	1,19	1,30
500	1,02	1,17	1,27
550	1,02	1,15	1,24
600	1,02	1,14	1,22

13.5 Faktoren zur Berechnung der Zahnfußspannung für ungeschliffene C-Räder (Pulsatorversuche)

Y_F	=	1,771	\mathbf{Y}_{ST}	=	2
Y_S	=	1,9206	$\mathbf{Y}_{\delta \text{relT}}$	=	1
\mathbf{Y}_{β}	=	1	\mathbf{Y}_{RrelT}	=	1,027
			Y _X	=	1

13.6 Öltemperaturen und Faktoren zur Berechnung der Fress-Integraltemperatur für die A-Verzahnung







			<u>u</u> .				
	A 22.	N /:++			\/~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~ ~		400
киа	Δ	MITTIERE	Ultemperaturen	nei den	Versuchen	mit dem	1 3 3
Dilu	A JJ.	IVIILLICIC	Onemperaturen		VCISUCIICII	THIL GOIL	100

unlegiertes Mineralöl	$\vartheta_{flaE}[^{o}C]$	X_{ϵ}	ϑ _{öl} [°C]	Xs
unbeschichtet (geschliffene Zahnflanken)	42	0,32	90	1,0
unbeschichtet (Paarung trow geschl.)	176	0,32	103	1,0
Schicht WC/C (geschliffene Zahnflanken)	1059	0,32	148	1,0
Schicht WC:H (geschliffene Zahnflanken)	737	0,32	130	1,0

legiertes Mineralöl	$\vartheta_{\text{fla E}} [^{\circ}C]$	X_{ϵ}	ϑ _{Öl} [°C]	Xs
unbeschichtet (geschliffene Zahnflanken)	507	0,32	139	1,0
Schicht WC/C (geschliffene Zahnflanken)	907	0,32	147	1,0



13.7 Reibungsverhalten bei Scheiben (Öl FVA 2 + 4 % A 99)

Bild A 34: Reibungszahlmessungen mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei p_H = 600 N/mm²



Bild A 35: Massentemperaturmessungen mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei p_H = 600 N/mm²



Bild A 36: Reibungszahlmessungen mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei p_H = 1000 N/mm²



Bild A 37: Massentemperaturmessungen mit dem Öl FVA 2 + 4 % A 99 bei $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$



13.8 Reibungsverhalten bei Scheiben (Öl CLP 220)

Bild A 38: Reibungszahlmessungen mit dem Öl CLP 220 bei p_H = 1000 N/mm²



Bild A 39: Massentemperaturmessungen mit dem Öl CLP 220 bei p_H = 1000 N/mm²



Bild A 40: Reibungszahlmessungen mit dem Öl CLP 220 bei p_H = 1300 N/mm²



Bild A 41: Massentemperaturmessungen mit dem Öl CLP 220 bei p_H = 1300 N/mm²

Dissertationen der FZG

- 1 PERRET H.: Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe, TH Braunschweig, 1935
- 2 BELLMANN H.: Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen, TH Braunschweig, 1939
- 3 HIERSIG H. M.: Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung, TH Braunschweig, 1943
- 4 HELBIG F.: Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen, TH Braunschweig, 1943
- 5 ARF D.: Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen, TH Braunschweig, 1944
- 6 OESMANN W.: Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung, TH Braunschweig, 1945
- RUBO E.: Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens, TH Braunschweig, 1948
- 8 GLAUBNITZ H.: Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken, TH Braunschweig, 1948
- 9 TALKE H.: Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche, TH Braunschweig, 1948
- 10 CRAMER H.: Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte, TH Braunschweig, 1949
- 11 THOMAS W.: Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung, TH Braunschweig, 1949
- 12 MAUSHAKE W.: Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad, TH Braunschweig, 1950
- 13 KRAUPNER K. W.: Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung, TH Braunschweig, 1951
- 14 BANASCHEK K.: Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegung. Einfluss von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff, TH Braunschweig, 1951
- 15 HEYER E.: Versuche mit Zylinderschneckentrieben. Einfluss von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit, TH München, 1952
- 16 HENTSCHEL G.: Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten, TH München, 1952
- 17 WINTER H.: Tragfähigste Evolventengeradverzahnung, TH München, 1954
- 18 ROY A. K.: Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades, TH München, 1957

- 19 RETTIG H.: Dynamische Zahnkraft, TH München, 1957
- 20 OHLENDORF H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern, TH München, 1958
- 21 UNTERBERGER M.: Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnrädern, TH München, 1958
- 22 LOOMAN J.: Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern, TH München, 1959
- 23 JARCHOW F.: Versuche an Stirnrad-Globoidschneckentrieben, TH München, 1960
- 24 POPOVIC L.: Einfluss von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit, TH München, 1960
- 25 EHRLENSPIEL K.: Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung, TH München, 1962
- 26 PITTROFF H.: Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern, TH München, 1962
- 27 SCHREIBER H.: Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern, TH München, 1962
- 28 ROTH K.: Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung, TH München, 1963
- 29 NARUSE C.: Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben, TH München, 1964
- 30 GARTNER F.: Die Mischreibung bei Linienberührung, TH München, 1964
- 31 ASSMANN H.: Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand, TH München, 1965
- 32 REISTER D.: Einseitiges Breitentragen bei Stirnrädern, TH München, 1965
- 33 KORRENN H.: Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern, TH München, 1965
- 34 HÖSEL T.: Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung, TH München, 1965
- 35 LANGENBECK K.: Die Verschleiß- und Fressgrenzlast der Hypoidgetriebe, TH München, 1966
- 36 MEMMEL M.: Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern, TH München, 1966
- 37 BÖTSCH H.: Der Einfluss der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl, TH München, 1966
- 38 LECHNER G.: Die Fresslastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl, TH München, 1966
- 39 LANGE S.: Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertz'schen Theorie, TH München, 1967
- 40 SCHWÄGERL D.: Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertz'schen und nach der hydrodynamischen Theorie, TH München, 1967
- 41 MICHELS K.: Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl / Grauguss, TH München, 1968
- 42 GACKSTETTER G.: Verlustarme Verzahnung, TH München, 1968
- 43 GEUPEL H.: Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung, TH München, 1969
- 44 GREKOUSSIS R.: Vergleichende Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern, TH München, 1969
- 45 BAETHGE J.: Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern, TH München, 1969
- 46 SCHULZ H. D.: Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke, TH München, 1969
- 47 STÖLZLE K.: Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse, TH München, 1970
- 48 SEITZINGER K.: Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Fresstragfähigkeit, TU München, 1971
- 49 STÖSSEL K.: Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen, TU München, 1971
- 50 SCHMIDT G.: Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München, 1972
- 51 HIRT M.: Einfluss der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern, TU München, 1974
- 52 WILKESMANN H.: Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil), TU München, 1974
- 53 RICHTER M.: Der Verzahnungswirkungsgrad und die Fresstragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben – Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden, TU München, 1976
- 54 RÖSCH H.: Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen Einfluss von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf, TU München, 1976
- 55 GAGGERMEIER H.: Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung, TU München, 1977

- 56 KÄSER W.: Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluss von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit, TU München, 1977
- 57 KNABEL W.: Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen, TU München, 1977
- 58 WIRTH X.: Über den Einfluss von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder, TU München, 1977
- 59 HUBER G.: Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen, TU München, 1978
- 60 BROSSMANN U.: Über den Einfluss der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder, TU München, 1979
- 61 PLEWE H.-J.: Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern, TU München, 1980
- 62 FRESEN G.: Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch), TU München, 1981
- 63 OSTER P.: Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik, TU München, 1982
- 64 HORNUNG K.: Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit, TU München, 1983
- 65 WEISS T.: Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern, TU München, 1983
- 66 VOJACEK H.: Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluss der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit / Wälzkörper, TU München, 1984
- 67 SCHÖNNENBECK G.: Einfluss der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s, TU München, 1984
- 68 WIENER H.: Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager, TU München, 1984
- 69 MATHIAK D.: Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben, TU München, 1984
- 70 STRASSER H.: Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München, 1984

- 71 JOACHIM F.-J.: Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluss von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand), TU München, 1984
- 72 GERBER H.: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung, TU München, 1984
- 73 SIMON M.: Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder, TU München, 1984
- 74 SCHMIDT W.: Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder, TU München, 1984
- 75 FUNCK G.: Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen, TU München, 1985
- 76 PAUL M.: Einfluss von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder, TU München, 1986
- 77 HOPPE F.: Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen, TU München, 1986
- 78 MICHAELIS K.: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben, TU München, 1987
- 79 WECH L.: Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben, TU München, 1987
- 80 KNAUER G.: Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder Einfluss von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur, TU München, 1988
- 81 PLACZEK T.: Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen, TU München, 1988
- 82 PFLAUM H.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben, TU München, 1988
- 83 BRINCK P.: Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr, TU München, 1989
- 84 entfallen
- 85 NEUPERT K.: Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1990
- 86 PREXLER F.: Einfluss der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt, TU München, 1990
- 87 SCHALLER K.-V.: Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken, TU München, 1990
- 88 COLLENBERG H.-F.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe, TU München, 1991
- 89 MÜLLER R.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben, TU München, 1991

- 90 ANZINGER M.: Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet, TU München, 1991
- 91 KAGERER E.: Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt, TU München, 1991
- 92 HASLINGER K.: Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder, TU München, 1991
- 93 VOLLHÜTER F.: Einfluss der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern, TU München, 1992
- 94 PINNEKAMP B.: Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen, TU München, 1992
- 95 SCHUBERT M.: Einfluss der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern, TU München, 1993
- 96 STEINGRÖVER K.: Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1993
- 97 ELSTORPFF M.-G.: Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet, TU München, 1993
- 98 EMMERT S.: Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnelllaufender Stirnradgetriebe, TU München, 1994
- 99 SUCHANDT T.: Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenketten, TU München, 1994
- 100 HÄMMERL B.: Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung, TU München, 1994
- 101 WEISS R.: Einfluss der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit, TU München, 1994
- 102 SCHLENK L.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Großzahnrädern, TU München, 1995
- 103 MANN U.: Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluss verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer, TU München, 1995
- 104 RUDZEWSKI S.: Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme, TU München, 1995
- 105 RANK R.: Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen, TU München, 1995
- 106 EBERSPÄCHER C.: Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 1995
- 107 RANK B.: Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1996
- 108 SATTELBERGER K.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben, TU München, 1997

- 109 HIRSCHMANN V.: Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben, TU München, 1997
- 110 THOMAS J.: Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern, TU München, 1998
- 111 WIKIDAL F.: Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen, TU München, 1998
- 112 PERPONCHER V. C.: Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München, 1998
- 113 SCHEDL U.: Einfluss des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 1998
- 114 VOLLMER T.: Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids, TU München, 1998
- 115 HEITMANN A.: Entwicklung des i²-Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang, TU München, 1998
- 116 PFLEGER F.: Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen, TU München, 1998
- 117 KERSCHL S.: Der Autarke Hybrid Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotenzials, TU München, 1998
- 118 DÖBEREINER R.: Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München, 1998
- 119 WEIGAND U.: Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München, 1999
- 120 SCHRADE U.: Einfluss von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München, 2000
- 121 KÖLL J.: Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München, 2000
- 122 FÖRSTER W.: Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i²-Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München, 2000
- 123 LANGE N.: Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguss, TU München, 2000
- 124 LUTZ M.: Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München, 2000
- 125 KOPATSCH F.: Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München, 2000
- 126 BAYERDÖRFER I.: Einfluss von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2000
- 127 TOBIE T.: Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 2001

- 128 STAHL K.: Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München, 2001
- 129 NEUMÜLLER M.: Einfluss der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München, 2001
- 130 MOSBACH C.: Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, TU München, 2002
- 131 DYLA A.: Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München, 2002
- 132 GRASWALD C.: Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München, 2002
- 133 GEISER H.: Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München, 2002
- 134 SCHINAGL S.: Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München, 2002
- 135 DOLESCHEL A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München, 2003
- 136 ANNAST R.: Kegelrad-Flankenbruch, TU München, 2003
- 137 SÜSSMUTH J.-F.: Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München, 2003
- 138 MATTEN D.: Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München, 2003
- 139 GEIER N.: Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München, 2003
- 140 HERTTER T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2003
- 141 KRIEGER H.: Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München, 2004
- 142 STEUTZGER M.: Einfluss der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2004
- 143 SCHMIDBAUER T.: Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug, TU München, 2004
- 144 LIU W.: Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München, 2004
- 145 FEHLING R.: Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation, TU München, 2004
- 146 GUTTENBERG P.: Der autarke Hybrid am Prüfstand Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse, TU München, 2004

- 147 WIMMER T.: Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen, TU München, 2004
- 148 RADEV T.: Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests, TU München, 2005
- 149 KRASTEV I.: Optimierung des Lastschaltvorgangs im i²-Getriebe, TU München, 2005
- 150 HEILEMANN J.: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe, TU München, 2005
- 151 HEIZENRÖTHER M.: Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse, TU München, 2005
- 152 WIMMER A.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie, TU München, 2006
- 153 BRUCKMEIER S.: Flankenbruch bei Stirnradgetrieben, TU München, 2006
- 154 HAUSER C.: Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen, TU München, 2007
- 155 GROSSL A.: Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2007