UNI STUTTGART

Berichte aus dem
Institut für Maschinenelemente
Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Axel Baumann

Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle

Bericht Nr. 150

D 93
ISBN 978-3-936100-51-8

Institut für Maschinenelemente
Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Axel Baumann
aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn

Tag der mündlichen Prüfung: 04.09.2013

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2013

„Einfachheit ist die höchste Stufe der Vollendung“

Leonardo da Vinci 1452 – 1519

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojekts „Einfluss des Getriebeöls auf das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben“ im Bereich Getriebe/Triebstrang/Hybrid (RD/PT) der Firma Daimler AG in Stuttgart. Sie wurde während meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart sowie in der PKW-Getriebeentwicklung der Firma Daimler AG angefertigt.

Ganz besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor des Instituts für Maschinenelemente der Universität Stuttgart. Durch seine stetige Unterstützung, wissenschaftliche Betreuung sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen hatte ich die Möglichkeit, dieses Forschungsprojekt erfolgreich bearbeiten zu können. Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn, ehemaliger Inhaber des Lehrstuhls für Maschinenelemente und der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau der Technischen Universität München, danke ich sehr für die kritische Durchsicht meiner Arbeit und die Übernahme des Mitberichts. Ebenso gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann, Leiter des Lehrstuhls Kraftfahrwesen am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Besonders bedanken möchte ich mich bei der Firma Daimler AG, insbesondere den Herren Dipl.-Ing. R. Böhnke, Dipl.-Ing. K. Hagemann, Dipl.-Ing. W. Krechberger und Dipl.-Ing. J. Zinßer, für die Initiierung und kontinuierliche Unterstützung des Industrieprojekts. Dies war eine wichtige Grundlage für das Entstehen und den Erfolg der vorliegenden Arbeit. Dank aussprechen möchte ich den Firmen Deutsche Pentosin-Werke GmbH, Wedel, besonders Herrn Dr. E. Steigerwald und Evonik RohMax Additives GmbH, Darmstadt, speziell Herrn Dr.-Ing. C. Wincierz für die Kooperation und die Bereitstellung von Getriebeölformulierungen zur Durchführung wichtiger Versuchsreihen.

Für die Zusammenarbeit möchte ich den ehemaligen und aktuellen Mitgliedern des Bereichs Antriebstechnik am Institut danken. Zudem danke ich meinen Studien-/Bachelorarbeitern und Hiwis, die mit ihren Arbeiten sowie zahllosen Arbeitsstunden zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Bei meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Maschinenelemente und der Daimler AG bedanke ich mich für das freundliche Arbeitsklima sowie die vielen fachlichen Diskussionen. Danksagen möchte ich weiterhin den Mitarbeitern der IMA-Werkstatt, des Sekretariats und des Elektroniklabors für die Hilfe.

Ganz besonders herzlich möchte ich mich bei meinen Eltern für die langjährige Unterstützung bei meinem beruflichen Werdegang bedanken. Meiner Partnerin danke ich besonders für die große Unterstützung und den Rückhalt während der Entstehung dieser Arbeit.

Leinfelden-Echterdingen, im September 2013 A. Baumann

Inhaltsverzeichnis

1 Einführung **1**
1.1 Problemstellung 3
1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung der Arbeit 3
1.3 Aufbau der Arbeit 4

2 Stand der Forschung und Technik **5**
2.1 Markt- und Entwicklungssituation von Fahrzeuggetrieben 5
2.2 Drehschwingungsverhalten von Verbrennungsmotoren 6
2.3 Anforderungen und Aufbau von Fahrzeuggetrieben in Stirnradbauweise 9
2.4 Arbeiten zum Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben 11
2.5 Maßnahmen zur Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben 15
2.6 Getriebeverlustleistung 16

3 Klapper- und Rasselgeräusche von Fahrzeuggetrieben **19**
3.1 Verzahnungsrasseln 20
3.2 Synchronringrasseln 21
3.3 Rasselgeräuschanalyse von Fahrzeuggetrieben 24
3.3.1 Prüfstandsaufbau und Versuchsdurchführung 26
3.3.2 Akustische Eigenschaften der Schallschutzkabine 30

4 Schmierstoffe als Konstruktionselemente **35**
4.1 Aufgaben und Anforderungsprofil eines Getriebeschmierstoffs 35
4.2 Chemischer Aufbau von Getriebeölen 36
4.2.1 Grundöle auf Mineralölbasis 37
4.2.2 Polyetheröle 37
4.2.3 Synthetische Kohlenwasserstoffe 38
4.2.4 Carbonsäureester 38
4.2.5 Additive 39
4.3 Mechanische Eigenschaften von Getriebeölen 41
4.3.1 Viskosität 41
4.3.2 Dichte 42
4.4 Ausgewählte Testverfahren zur Prüfung von Getriebeölen 42

4.4.1 Kontaktwinkelmessung 42
4.4.2 Mini Traction Machine zur Reibwertmessung 48
4.4.3 Fließverhalten unter Scherbeanspruchung 52

5 Parametervariation von Grundölen und Additiven 55
5.1 Aufbau des Handschaltgetriebes für Front-Quer-Antrieb 55
5.2 Versuchsablauf 57
5.3 Rasselgeräuschuntersuchungen 58
5.3.1 Serienmäßige Getriebeöle, Haftfähigkeitszusatz und Benetzungsmittel 58
5.3.2 Getriebeöle auf Basis von Polyalkylenglykolen 60
5.3.3 Variation des Grundöltyps 62
5.3.4 Variation von VI-Verbesserern 63
5.3.5 Verschiedene Konzentrationen von dispergierendem PAMA . 66
5.3.6 Verschiedene VI-Verbesserer in hoher Konzentration 67
5.3.7 Formulierungen mit Estern 68
5.3.8 Wirkung von Friction Modifier und Antischaumwirkstoff . . 70
5.4 Messung des antriebsseitigen Verlustmoments 72
5.5 Hinweise zur Formulierung eines optimierten Getriebeöls 74

6 Wechselbeziehung zwischen Öl und geometrischen Parametern 75
6.1 Aufbau des einstufigen Prüfgetriebes 75
6.2 Versuchsablauf 83
6.3 Versuche zum Verzahnungsrasseln 85
6.3.1 Variation des Ölstands 85
6.3.2 Variation der Ölsumpftemperatur 88
6.3.3 Beitrag von Synchronisierungen 91
6.3.4 Einfluss einer Relativdrehzahl zwischen Getriebewelle und Losrad 92
6.3.5 Einfluss der Ölsorte bei unterschiedlichen Verdrehflankenspielen 97
6.3.6 Abhängigkeit zwischen Axial- und Verdrehflankenspiel . . . 99
6.4 Versuche zum Synchronringrasseln 103
6.4.1 Variation der Ölsumpftemperatur 104
6.4.2 Einfluss einer Relativdrehzahl zwischen Kupplungskörper und Synchronring 105
6.4.3 Variation des Lüftspiels zwischen Kupplungskörper und Synchronring 108

7 Mechanismus der Rasselgeräuschentstehung 111
7.1 Drehwegabweichung ohne Drehschwingungsanregung 111
7.2 Vergleich von Gerad- und Schrägverzahnung 113

7.3 Einfluss des Verdrehflankenspiels bei schrägverzahntem Losrad im nicht-geschalteten Zustand 116
7.4 Variation der Ölsorte bei Schrägverzahnung 118
7.5 Zusammenfassung zum Mechanismus der Rasselgeräuschentstehung 123

8 Zusammenfassung und Ausblick 127

Literaturverzeichnis 131

A Ergänzungen zum Verzahnungsrasseln 149

B Ergänzungen zum Synchronringrasseln 159

Abbildungsverzeichnis 165

Tabellenverzeichnis 167

Abstract

Minimizing of Automotive Transmission Rattle Noise by Means of Gear Oils

The following thesis describes the development of gear oils for automotive transmissions with low noise emissions and high efficiency. Caused by downsizing and downspeeding of internal combustion engines, the torque fluctuation at the crankshaft induces torsional vibrations in the powertrain that it is connected to. Manual transmissions, automated manual transmissions and dual clutch transmissions are particularly sensitive to so-called gear-rattle noise. Gear-rattle noise arises from oscillations of loose parts with clearance, e.g. idler gears, synchronizer rings and gearshift sleeves.

Gear oil is considered as a machine component that influences the beginning and damping of loose part oscillations within their clearance. The aim of this research is the formulation of a gear oil with excellent lubrication film thickness properties for the application in a five-speed manual transmission. Acoustic measurements on a gear-rattle noise test bench verify the noise reduction of newly developed gear oils with commonly used low oil viscosity. Water soluble polyalkylenglycols as base fluids are capable of reducing the gear-rattle noise level by up to 4 dB(A) in first gear. The addition of certain polyalkylmethacrylates as viscosity index improvers in high concentration to hydrocracked mineral base oils yields up to 2 dB(A) in noise reduction. In addition friction modifiers can help to reduce the gear-rattle noise level of automotive transmissions, for instance the solid lubricant additive molybdenum-dialkyldithiocarbamate.

Drag torque measurements show improvements on the transmission efficiency under loading and idle conditions with a water soluble polyalkylenglycol. Novel methods for testing the flow characteristics, as well as the spreading and traction of gear oils are introduced. The test results correlate well with the findings of the gear-rattle noise measurements. Gear oils with low traction coefficients in mixed and fluid friction regimes reduce the gear-rattle noise level.

The excellent gear-rattle noise damping capabilities of a water soluble polyalkylenglycol are investigated and compared to a mineral oil. A single-speed transmission has been designed and installed on a gear-rattle noise test bench to compare both gear oils. Idler gear and synchronizer ring vibrational behavior due to the torsional vibrations are studied. Only by using helical gear pairs the noise damping capa-

bilities of water soluble polyalkylenglycol can be found, in contrast to mineral oil. Thus, it can be concluded that the formation of a hydrodynamic lubrication film in the gear mesh is responsible for the noise reduction compared to other factors, e.g. a higher drag torque on the idler gear. Synchronizer rings are easily excited by torsional vibrations because of their small moment of inertia. At high differential speeds between the synchronizer ring and the synchronizer body, the centrifugal effect leads to a decrease in drag torque as the synchronizer ring is subject to chaotic vibrations in this case.

An analysis of the transmission error proves that gear tooth impacts during rattling lead to elastic deformation of the meshing gear pairs. High contact forces during impacts cause Hertzian flattening of tooth flanks and rising fluid viscosity with pressure in the contact zone (elastohydrodynamic lubrication regime). Elastic deformation of meshing gear pairs lead to deviations from the Law of Gearing. The main source for the intensity of gear-rattle noise is the additional presence of meshing impacts at the beginning of each gear pair meshing. The traction coefficient in this meshing zone is very high because of high sliding velocities of the tooth flanks. Gear-rattle noise reduction can be achieved by avoiding meshing impacts, e.g. by minimizing the traction coefficient of the gear oil or high lubrication film thickness at the gear mesh.

Abkürzungen und Indices

Abkürzung	Bedeutung
A	Eingriffsbeginn
AMT	Automated Manual Transmission Automatisiertes Schaltgetriebe
APS	Auto Power Spectrum Autoleistungsspektrum
AT	Automatic Transmission Konventionelles Automatgetriebe
AW	Getriebeausgangswelle Anti Wear Verschleißschutz
C	Wälzpunkt
CAD	Computer-Aided Design Rechnerunterstütztes Konstruieren
Cr	Chrom
CVT	Continuously Variable Transmission Stufenlosgetriebe
DCT	Dual Clutch Transmission Doppelkupplungsgetriebe
Diff.	Differential
E	Eingriffsende
E-Drive	Electric Drive Elektroantrieb
EO	Ethylenoxid
EP	Extreme Pressure Hochdruckzusatz
EW	Getriebeeingangswelle
FFT	Fast Fourier Transform Schnelle Fouriertransformation
FM	Friction Modifier Reibwertveränderer
FSG	Frontschaltgetriebe

GMO	Glycerol-Mono-Oleat
HC	Hydrocrackö l
HV	Haftzusatz
ICP	Integrated Circuit Piezoelectronic Spannungsversorgung eines Messaufnehmers mit integriertem Vorverstärker über ein Input-Modul
K	Konstantenstufe
LCV	Light Commercial Vehicle Leichtes Nutzfahrzeug
M	Mineralöl
Mn	Mangan
MoDTC	Molybdän-Dialkyldithiocarbamat
MT	Manual Transmission Handschaltgetriebe
MTM	Mini Traction Machine Reibwertmessgerät
NFZ	Nutzfahrzeug
Ni	Nickel
NSG	Neues Schaltgetriebe für Standardantrieb
NV	Benetzungsverbesserer
PAG	Polyalkylenglykol
PAK	Prüfstands-Akustik-Messsystem
PAMA	Polyalkylmethacrylat
PAO	Polyalphaolefin
PC	Personal Computer
PG	Polyalkylenglykol
PKW	Personenkraftwagen
PO	Propylenoxid
PTFE	Polytetrafluorethylen
R	Rückwärtsgang
RMS	Root Mean Square Effektivwert
Si	Silicium
SN	Solvent Neutral Solventraffinat
SUV	Sport Utility Vehicle Geländewagen
TTL	Transistor-Transistor-Logik
VI	Viskositätsindex
ZMS	Zweimassenschwungrad
ZnDDP	Zinkdialkyldithiophosphat

Index	**Bedeutung**
0	Lastunabhängig
0	Referenz
1, 2	Fortlaufende Nummerierung für Festrad, Losrad
0°	Senkrecht
a	Axial
AW	Getriebeausgangswelle
B	Lager
b	Kugel
ca	Gehäuse
D	Dichtungen
D	Dispers
d	Scheibe
E	End-
eq	Äquivalent
EW	Getriebeeingangswelle
f	Verschiebung
G	Getriebe
g	Gleiten
gerad	Geradverzahnung
ges	Gesamt
GW	Getriebewelle
H	Hertz
K	Wälzlagerkäfig
l	Flüssig
Lp	Losteil
Lr	Losrad
m	Gemittelt
n	Normal
P	Polar
PTFE	Polytetrafluorethylen
q	Quadratisch
R	Reibung
r	Radial
s	Fest
schräg	Schrägverzahnung
SK	Synchronkörper
t	Verdrehrichtung
t	Tangential
V	Verlust

w	Wälzkreis
WK	Wälzkörper
X	Sonstiges
Z	Zahnräder

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	mm^2	Fläche
a	mm	Achsabstand
d	mm	Durchmesser
e	mm	Lückenweite
F	N	Kraft
f	Hz	Frequenz
f	mm	Verlagerung, Verschiebung
h	mm	Schmierfilmhöhe
i	$-$	Übersetzung
J	$\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2$	Trägheitsmoment
j	mm	Flankenspiel
j	$-$	Ordnungszahl
L	dB	Schalldruckpegel
m	mm	Modul
n	$^1/_{\mathrm{min}}$	Drehzahl
P	W	Leistung
p	$^{\mathrm{N}}/_{\mathrm{mm}^2}$	Druck
R	μm	Oberflächenrauigkeit
S	$^{\mathrm{mN}}/_{\mathrm{m}}$	Spreitungskoeffizient
s	mm	Spiel
s	mm	Zahndicke
SRR	$-$	Gleit-/Rollverhältnis
T	Nm	Drehmoment
T	°C	Temperatur
t	s	Zeit
U	$^{\mathrm{mm}}/_{\mathrm{s}}$	Mittlere Rollgeschwindigkeit
u	$^{\mathrm{mm}}/_{\mathrm{s}}$	Rollgeschwindigkeit
v	$^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$	Geschwindigkeit
VCF	$-$	Volumenkorrekturfaktor
VI	$-$	Viskositätsindex
x, y, z	m	Weg

z	$-$	Zähnezahl
α	$^\circ$	Eingriffswinkel
α	$-$	Schallabsorptionsgrad
β	$^\circ$	Schrägungswinkel
χ	$^{\mathrm{mN}}/_{\mathrm{m}}$	Grenzflächenspannung
Δ	$-$	Abweichung, Differenz
δ	$^\circ$	Konuswinkel
ε	mm	Exzentrizität
φ	$^\circ$	Kippwinkel
γ	$^\circ$	Exzenterwinkel
$\dot{\gamma}$	$^{1}/_{\mathrm{s}}$	Scherrate
η	$\mathrm{mPa} \cdot \mathrm{s}$	Dynamische Viskosität
μ	$-$	Reibwert
θ	rad	Drehwinkel
ϱ	$^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$	Dichte
σ	$^{\mathrm{mN}}/_{\mathrm{m}}$	Oberflächenspannung
τ	$^{\mathrm{N}}/_{\mathrm{mm}^2}$	Schubspannung
ω	$^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}}$	Winkelgeschwindigkeit
$\widehat{\omega}$	$^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}}$	Winkelgeschwindigkeitsamplitude
$\dot{\omega}$	$^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$	Winkelbeschleunigung
$\widehat{\dot{\omega}}$	$^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$	Winkelbeschleunigungsamplitude
ξ	$^\circ$	Kontaktwinkel
$\varnothing$	mm	Durchmesser

1 Einführung

Bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen ist die Geräuschminderung ein wichtiges Ziel. Steigende Kundenanforderungen an das Fahrzeuginnengeräusch sowie der Wunsch nach hoher Geräuschqualität bei Neuentwicklungen von Kraftfahrzeugen unterstreichen die Wichtigkeit der Geräuschreduzierung. Grundsätzlich setzt sich das Fahrgeräusch eines Kraftfahrzeugs je nach Fahrzustand aus den Antriebsgeräuschen (z. B. Motor, Auspuff, Getriebe, Ventilator), dem Reifen-Fahrbahn-Geräusch sowie aus den Windgeräuschen, die durch die Fahrzeugumströmung entstehen, zusammen. Im Bereich von niedrigen bis mittleren Geschwindigkeiten ist das Antriebsgeräusch dominierend, während ab mittleren Geschwindigkeiten das Reifen-Fahrbahn-Geräusch und die Windgeräusche in den Vordergrund treten [157].

In der Gesamtfahrzeugakustik wurde das relativ niederfrequente Fahrgeräusch, das zahlreiche höherfrequente Störgeräusche maskieren kann, stetig weiter verbessert und optimiert. Aus diesem Grund gewinnen Getriebegeräusche als störende Geräuschquelle und das Getriebe als Übertragungspfad von Körperschallschwingungen in den Fahrzeuginnenraum weiter an Bedeutung. Fahrzeuggetriebegeräusche stören meist nicht aufgrund ihrer Lautheit, sondern infolge ihres lästigen Charakters, der sich von übrigen Lärmquellen des Fahrzeugs abhebt. Manche Geräuschphänomene des Getriebes, wie z. B. Klapper- und Rasselgeräusche, sind nur in ganz bestimmten Betriebszuständen hörbar oder variieren in ihrer Intensität. Aus diesem Grund stellen Getriebegeräusche Störgeräusche dar, die einen unerwünschten Eindruck von schlechter Qualität und Haltbarkeit vermitteln. Sie sind häufig Anlass zu Kundenreklamationen.

Tab. 1.1 zeigt Geräusche von Fahrzeuggetrieben und ihre Ursachen, absteigend sortiert nach der Bedeutung, die die einzelnen Geräuscharten im Fahrzeuggetriebe haben. Die Abwälzgeräusche unter Last stehender Zahnradpaare werden als Heul- und Pfeifgeräusche bezeichnet [102]. Die Verzahnungen, wie sie in aktuellen Fahrzeuggetrieben eingesetzt werden, sind hinsichtlich geringer Schwingungsanregung, z. B. durch Schrägverzahnung und Zahnprofilkorrekturen, optimiert. Die Schwingungen unbelasteter Losteile äußern sich als Klapper- und Rasselgeräusche [147]. Lastwechselanschlaggeräusche („Clonk“) werden beim plötzlichen Lastwechsel durch Aufeinanderschlagen von Flanken spielbehafteter Bauteile erzeugt. Dieses metallisch klingende Geräusch kann durch Anpassung der Steifigkeiten, Dämpfungen, Spiele und Trägheitsmomente dieser Teile reduziert werden [57]. Schaltgeräusche kommen bei mangelhafter Funktion der Synchronisierung durch vorzeitigen

Tab. 1.1: Getriebegeräusche und ihre Ursachen [100]

Getriebegeräusch	**Ursache**
1. **Heulen/Pfeifen**	Schwingungen belasteter Zahnräder: • Eintrittsstöße, • schwankende Eingriffssteifigkeit, • Abwälzgeräusche
2. **Klappern/Rasseln**	Losteilschwingungen, angeregt durch Drehschwingungen des Antriebsstrangs: • Losräder, • Synchronringe, • Schaltmuffen
3. **Lastwechselanschlaggeräusche (hochfrequent)**	Anschlaggeräusche bei beginnender Verspannung spielbehafteter Bauteile (z. B. Zahnräder, Schaltverzahnung, Welle-Nabe-Verbindungen etc.)
4. **Schaltgeräusche**	Kratzen und Ratschen der Schaltverzahnung bei mangelhafter Funktion der Synchronisierung
5. **Lagergeräusche**	Laufgeräusche der Wälzlager; insbesondere bei beschädigten Lagern

Eingriff der Schaltmuffenverzahnung in die Mitnahmeverzahnung des Losrades vor. An beschädigten Wälzlagern treten Laufgeräusche auf, deren Pegel mit zunehmender Schädigung stark ansteigt [100].

Die von Fahrzeuggetrieben abgestrahlten Geräusche bestehen primär aus indirekt erzeugtem Luftschall. Durch äußere und innere Anregung werden zuerst die Zahnradstufen, Schaltungsteile und Wellen des Getriebes in Schwingungen versetzt. Diese Schwingungen werden über die Lager und Lagersitze als Körperschall weitergeleitet und von den Gehäuseoberflächen als Luftschall abgestrahlt. Aus dieser Betrachtung lassen sich nachfolgende Bereiche unterteilen, in denen Maßnahmen zur Geräuschreduktion ansetzen können:

- Äußere Schwingungsanregung, die in das Getriebe eingeleitet wird,
- innere Schwingungsanregung (z. B. Anregung aus dem Zahneingriff, Biegeschwingungen der Wellen),

- Körperschallweiterleitung und Schallübertragung innerhalb des Getriebes,
- Schallabstrahlung von den Gehäuseoberflächen [76].

1.1 Problemstellung

Den Fokus der vorliegenden Arbeit bilden die Klapper- und Rasselgeräusche, die überwiegend bei synchronisierten Fahrzeuggetrieben in Stirnradbauweise (z. B. MT, AMT, DCT) unter äußerer Schwingungsanregung durch den Verbrennungsmotor auftreten. Dadurch schwingen unbelastete Losräder, Synchronringe und Schaltmuffen innerhalb ihrer funktions- und fertigungsbedingten Spiele. Diese Losteilschwingungen verursachen in bestimmten Betriebsbereichen hörbare Klapper- und Rasselgeräusche.

Aus Fuel-Economy-Gründen geht der allgemeine Trend zum Leichtbau und zur Reduktion von Verlustmomenten im Antriebsstrang, z. B. durch niedrigviskose Getriebeöle oder Absenkung des Ölvolumens. Dadurch wird jedoch die natürliche Dämpfung verringert und die Schallentstehung und Abstrahlung begünstigt. Insbesondere kleine[1], leistungsstarke Verbrennungsmotoren mit neuartigen Brennverfahren und höheren Verbrennungsdrücken führen prinzipbedingt zu höheren Drehungleichförmigkeiten und damit zu einem höheren Anregungsniveau von Schwingungen im Antriebsstrang. Aus diesem Grund wird ein individuelles Getriebeöl benötigt, welches beide Aspekte – Reduzierung der Verlustmomente wie auch Geräuschreduktion – gleichzeitig erfüllt.

1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung der Arbeit

Durchgeführte Rasselgeräuschuntersuchungen an einem MT für Front-Quer-Antrieb haben gezeigt, dass der bisher angenommene Einfluss des Getriebeöls – viskositätsabhängiger Einfluss auf den Rasselgeräuschpegel – für unterschiedliche Getriebeöle nicht mehr gültig ist [5, 6]. Vielmehr existiert eine Abhängigkeit im Bereich der chemischen Bestandteile und der mechanischen Eigenschaften der Öle.

Die Zielsetzung der Arbeit ist es, einen geringeren Rasselgeräuschpegel des Getriebes, insbesondere bei rasselempfindlichen Antrieben, z. B. mit Dieselmotor, mittels des Getriebeöls zu erreichen. Dazu wird das Phänomen „Getrieberasseln“ analysiert und der Schmierstoff als Konstruktionselement betrachtet, um damit Einfluss auf die Entstehung der Losteilschwingungen zu nehmen. Es soll der Wirkmechanismus erklärt werden, womit im Fahrzeuggetriebe mit dem Konstruktionselement Öl eine Geräuschreduktion erzielt werden kann. Der Wirkmechanismus wird anhand von

[1] Weniger als 1 l Hubraum

Versuchsreihen an einem Rasselgeräuschprüfstand für Fahrzeuggetriebe mit einem einstufigen Prüfgetriebe untersucht. Bei diesem können die geometrischen Parameter Verdrehflankenspiel, Axialspiel und Schrägungswinkel der Verzahnung sowie weitere Parameter, wie z. B. Schaltstellung, Ölstand und Öltemperatur, variiert werden. Damit ist es möglich, die Phänomene Verzahnungsrasseln und das Rasselgeräuschverhalten einer Synchronisierung im nicht-geschalteten Zustand („Synchronringrasseln“) getrennt voneinander zu untersuchen. Daneben soll ein Getriebeöl zur Geräuschminimierung mit Parametervariation von Grundölen und Additiven für den Praxiseinsatz im Handschaltgetriebe entwickelt werden. In den Versuchsreihen erfolgt gleichermaßen die Betrachtung auf die antriebsseitigen Verlustmomente des Getriebes.

Als wirtschaftliche Ergebnisse werden die Vermeidung von Kundenreklamationen und daraus resultierende Kosten infolge komfortbeeinträchtigter Geräuschkulisse durch den Antriebsstrang angestrebt. Durch bessere Verträglichkeit der Drehschwingungen an der Getriebeeingangswelle kann ein Kostenvorteil durch Entfall des ZMS entstehen. Es sollen zu geringe Schmierfilmdicken durch genauere Kenntnis des Schmierfilmbildungsverhaltens von unterschiedlichen Getriebeölen in tribologischen Kontakten vermieden werden. Daraus ergeben sich weitere Möglichkeiten zur Erhöhung der Leistungsdichte und des Wirkungsgrades sowie zur Geräuschreduktion von Fahrzeuggetrieben durch gezieltere Auswahl von Getriebeölformulierungen mit guten Reib- und Schmierfilmbildungseigenschaften.

1.3 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 wird der Stand der Forschung und Technik zum Themengebiet der Klapper- und Rasselgeräusche von Fahrzeuggetrieben vorgestellt. Die Grundlagen zur Getriebeverlustleistung werden präsentiert, da diese bei Neuentwicklungen von Getrieben zu berücksichtigen sind. Kapitel 3 behandelt den Entstehungsmechanismus der Geräusche beim Verzahnungs- und Synchronringrasseln und beschreibt den für die Untersuchungen verwendeten Rasselgeräuschprüfstand. In Kapitel 4 werden die Möglichkeiten dargestellt, ein Getriebeöl zu formulieren, mit dem eine Rasselgeräuschreduktion und eine Minimierung der Verlustmomente gleichzeitig erfolgen kann. Es werden neuartige Testverfahren vorgestellt, womit die mechanischen Eigenschaften und das Schmierfilmbildungsverhalten der Öle untersucht werden können. Kapitel 5 zeigt die systematische Getriebeölentwicklung für ein serienmäßiges Handschaltgetriebe. Es werden Hinweise zur optimalen Formulierung eines Getriebeöls gegeben. In Kapitel 6 wird der Geräuschentstehungsmechanismus mit Parametervariationen an einem einstufigen Prüfgetriebe methodisch herausgearbeitet. Weiterführend wird in Kapitel 7 der physikalische Wirkmechanismus der Rasselgeräuschentstehung bei Verwendung von unterschiedlichen Ölsorten erläutert.

2 Stand der Forschung und Technik

Kapitel 2 beschreibt den derzeitigen Stand der Forschung und Technik von Rasselgeräuschen bei Fahrzeuggetrieben in Bezug zur vorliegenden Arbeit. Es wird auf das Drehschwingungsverhalten von Verbrennungsmotoren und den Aufbau von Fahrzeuggetrieben in Stirnradbauweise eingegangen. Bekannte Maßnahmen zur Rasselgeräuschreduktion und die Grundlagen der Getriebeverlustleistung werden erläutert.

2.1 Markt- und Entwicklungssituation von Fahrzeuggetrieben

Die Entwicklungsdynamik in der Fahrzeugantriebstechnik hat sich in den letzten Jahren stark beschleunigt. Durch die Weiterentwicklung der Verbrennungsmotoren wurden enorme Fortschritte hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Leistungsdichte erzielt. An die Fahrzeuggetriebetechnik werden daher ebenfalls hohe Anforderungen gestellt. Es sind weltmarktspezifisch unterschiedliche Getriebebauarten vorzufinden. Eine Prognose für die Verteilung der Getriebebauarten im westeuropäischen Markt im Jahr 2015 zeigt Abb. 2.1. Der Anteil an MT wird auch in Zukunft mit einem überwiegendem Marktanteil von 72 % am dominantesten bleiben. Größtenteils Fahr-

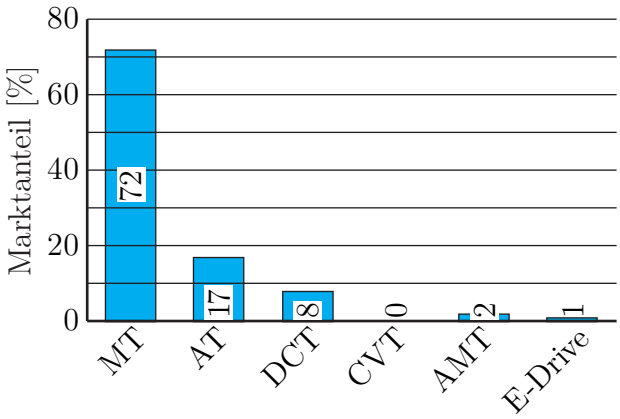

Abb. 2.1: Prognostizierte Marktanteile von Fahrzeuggetrieben für PKW und LCV kleiner als 6 t in Westeuropa 2015 nach Gumpoltsberger u. a. [63]

zeuge aus den volumenstarken Klein- und Kompaktfahrzeugsegmenten sowie auch Mittelklassenfahrzeuge werden mit preisgünstigen, manuellen Schaltgetrieben mit hohen Wirkungsgraden ausgerüstet. AT ohne Zugkraftunterbrechung werden einen Anteil von 17 % haben und sind meist aus Komfortgründen in Fahrzeugen der oberen Mittel- und Luxusklasse und in SUVs vorhanden. Vor allem lastschaltbare DCT werden wegen des zum MT vergleichbaren Wirkungsgrades und den Möglichkeiten bei der Wahl der Schaltstrategie ihren Marktanteil auf 8 % steigern. CVT werden vom Markt verdrängt, da die Kundenakzeptanz im europäischen Markt dafür nicht vorhanden ist und der Wirkungsgrad vergleichsweise gering ist. AMT liegen bei einem Anteil von 2 %, da die Möglichkeit einer Automatisierung als kostengünstiges Add-On zum MT gegeben ist. Der E-Drive wird zunehmend im Bereich Kurzstrecken und Pendelverkehr in Erscheinung treten. Allgemein wird die Vielfalt der Antriebssysteme in Zukunft zunehmen.

2.2 Drehschwingungsverhalten von Verbrennungsmotoren

Drehschwingungen sind mechanische Schwingungen, die durch zeitlich veränderliche Drehmomente angeregt werden und der Rotationsbewegung überlagert sind. Die Amplituden der Drehschwingungen von Verbrennungsmotoren haben in den letzten Jahren stark zugenommen [16, 53, 59, 118]. Das liegt zum einen daran, dass die Erregerquellen stärker und komplexer geworden sind. Andererseits lassen sich auf Gewicht und Wirkungsgrad optimierte Motoren und Antriebsstränge leichter anregen.

Die Hauptursache von Drehschwingungen in Fahrzeugantriebssträngen ist der Verbrennungsmotor, wobei die Anregung über die Gas- und Massenkräfte des Kurbeltriebs erfolgt. Dadurch entstehen Drehungleichförmigkeiten bzw. Drehschwingungen der Kurbelwelle, die in das Getriebe eingeleitet und zum Teil noch durch das Getriebe über die Kardanwelle und das Differential bis zu den Seitenwellen übertragen werden. Trotz Einsatz von Schwingungsentkopplungs- und Schwingungsreduktionssystemen im Antriebsstrang werden noch nennenswerte Winkelbeschleunigungsamplituden an der Getriebeeingangswelle erreicht, die zu Rasselgeräuschen des Getriebes führen können.

Die Entwicklungen moderner Verbrennungsmotoren sind sehr stark an internationale Vorschriften und Umweltanforderungen geknüpft. Der Trend zur Reduzierung der CO_2-Emissionen, zur Einhaltung von spezifischen Abgasnormen und zur Ressourcenschonung ist hierbei deutlich zu erkennen [18]. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, wird insbesondere bei direkteinspritzenden Otto- und Dieselmotoren das Zusammenwirken von Abgasturbolader und Hubraumreduktion („Downsizing“) genutzt. Bei konsequentem Downsizing ist zusätzlich die Verringerung der

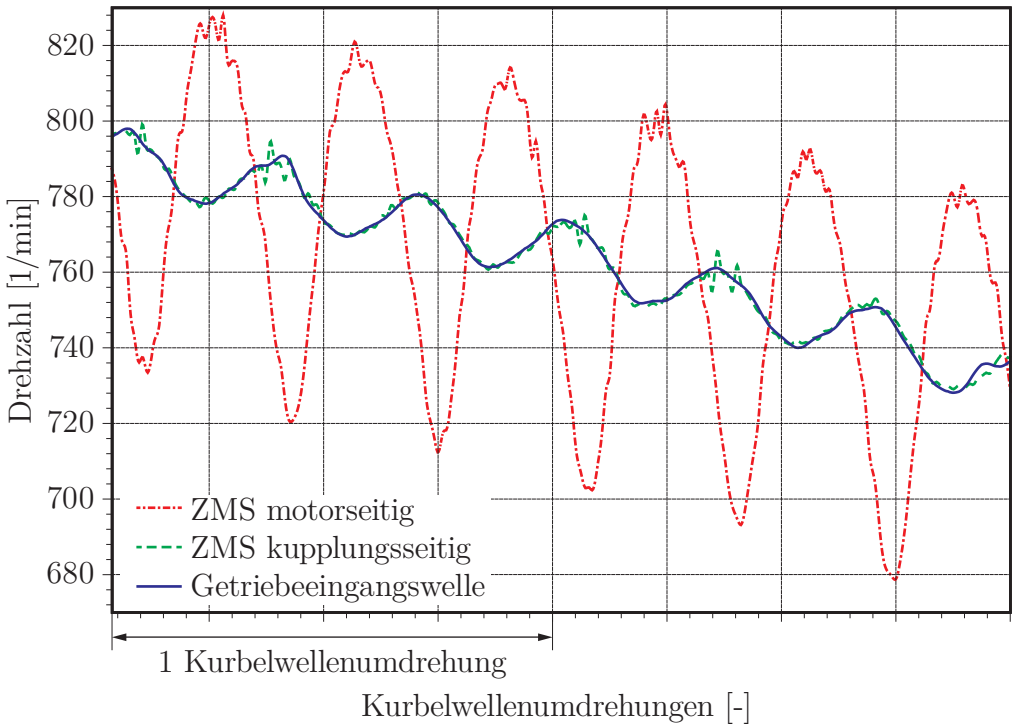

Abb. 2.2: Ausschnitt eines gemessenen Drehzahlhochlaufs an einem Sechszylindermotor mit ZMS

Zylinderzahl, z. B. der Sprung von einem Vierzylinder- auf einen Dreizylindermotor oder vom Sechs- zum Vierzylinderaggregat, bei gleichbleibender oder sogar gesteigerter Leistungsdichte bemerkbar. Durch den Einsatz moderner Brennverfahren, wie z. B. dem Schichtbrennverfahren oder durch die betriebspunktabhängige Deaktivierung einzelner Zylinder, kann ein zusätzlicher Verbrauchsvorteil erreicht werden.

Eine weitere Möglichkeit den Kraftstoffverbrauch der Verbrennungsmotoren zu senken ist das so genannte „Downspeeding“. Durch die gute Leistungsentfaltung moderner Motoren bei geringen Drehzahlen in Verbindung mit der heute üblichen hohen Getriebespreizung ist ein äußerst niedertouriges, kraftstoffsparendes Fahrprogramm möglich. Dadurch wird der Motor aber prinzipiell im Bereich höherer Anregungspegel betrieben.

Abb. 2.2 zeigt den Ausschnitt eines gemessenen Drehzahlhochlaufs im geschalteten Gang über zwei Kurbelwellenumdrehungen an einem Sechszylindermotor mit ZMS. Es sind die Drehzahlverläufe der primär- und sekundärseitigen Kurbelwelle des Motors (ZMS motor- bzw. kupplungsseitig) und der Getriebeeingangswelle dargestellt. Deutlich erkennbar ist die Zündfrequenz des Sechszylindermotors mit der 3. Ordnung[1]. Es bilden sich während einer Kurbelwellenumdrehung drei vollstän-

[1]Dreifache Drehfrequenz der Kurbelwelle

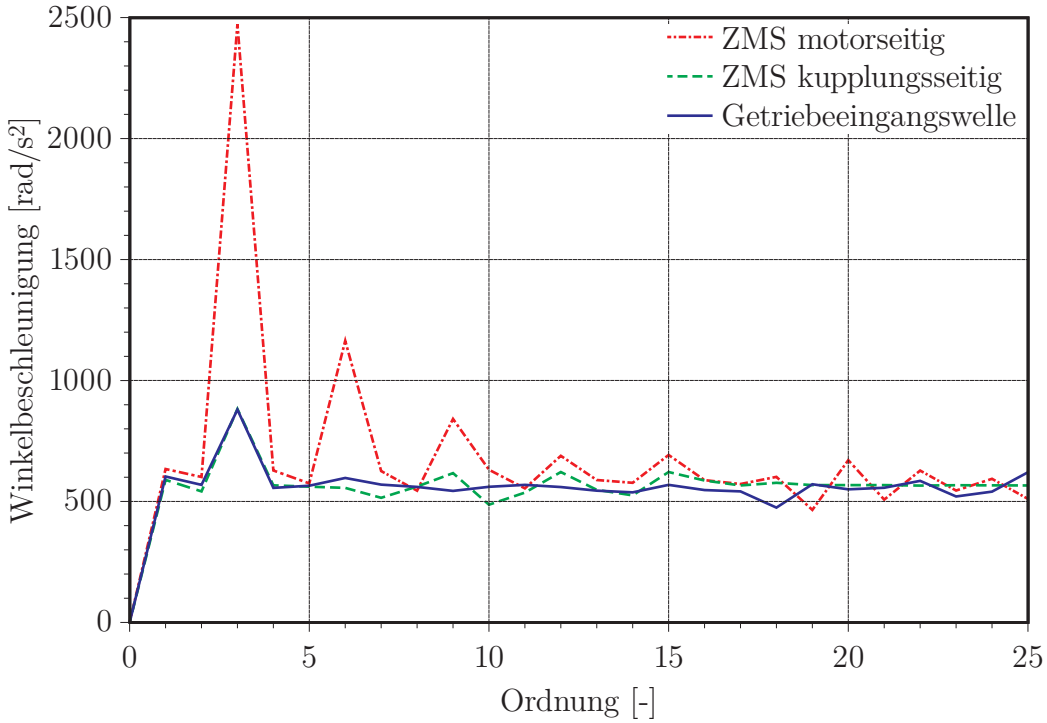

Abb. 2.3: Ordnungs-APS der Winkelbeschleunigung an primär- und sekundärseitiger Kurbelwelle und an der Getriebeeingangswelle

dige, annähernd sinusförmige Schwingungsperioden aus. Das zwischen Motor und Getriebe eingebaute ZMS reduziert die vom Verbrennungsmotor erzeugte Drehungleichförmigkeit nicht vollständig, so dass an der Getriebeeingangswelle noch eine nennenswerte Drehungleichförmigkeit anliegt. Die jeweilige Amplitudenhöhe der Winkelgeschwindigkeit in Abb. 2.2 entspricht der Höhe der Drehzahlungleichförmigkeit in $^{rad}/_{s}$. Durch zeitliche Ableitung nach Gl. (2.2) ergibt sich daraus der Verlauf der Winkelbeschleunigung in $^{rad}/_{s^2}$.

Das zugehörige Ordnungs-APS[2] der Winkelbeschleunigung in Abb. 2.3 zeigt neben der maßgeblichen 3. Ordnung weitere Ordnungen, die dadurch zu erklären sind, dass die Drehungleichförmigkeit durch den Verbrennungsvorgang von einem reinen Sinusverlauf abweicht und daher bei einer Ordnungsanalyse überlagerte Ordnungen in Erscheinung treten. An der Getriebeeingangswelle ist eine deutliche Überhöhung der 3. Ordnung zu erkennen. Die Amplitudenhöhe, die in das Getriebe eingeleitet wird, ist stark von der Isolationswirkung des ZMS abhängig. Die Schwingungsamplituden können noch verstärkt werden, wenn die Erregerfrequenz in der Nähe einer Eigenfrequenz des Antriebsstrangs liegt.

Nach Weidner ist die Annäherung des Drehzahlverlaufs eines Verbrennungsmotors durch eine konstante Grunddrehzahl mit überlagerter Sinusschwingung entspre-

[2]Abk.: Ordnungs-Auto Power Spectrum: Betrag (Magnitude) eines Ordnungs-FFT-Spektrums

chend der Hauptanregungsordnung zulässig [147]. Daher lässt sich der angenäherte Winkelgeschwindigkeitsverlauf mathematisch wie folgt beschreiben

$$\omega\left(t\right) = \omega_{\mathrm{m}} + \widehat{\omega} \cdot \sin\left(j \cdot \omega_{\mathrm{m}} \cdot t\right). \tag{2.1}$$

Daraus ergibt sich durch zeitliche Ableitung der Verlauf der Winkelbeschleunigung zu

$$\dot{\omega}\left(t\right) = j \cdot \omega_{\mathrm{m}} \cdot \widehat{\omega} \cdot \cos\left(j \cdot \omega_{\mathrm{m}} \cdot t\right). \tag{2.2}$$

Die Amplitude der Winkelbeschleunigung beträgt

$$\widehat{\dot{\omega}} = j \cdot \omega_{\mathrm{m}} \cdot \widehat{\omega}. \tag{2.3}$$

Eingesetzt in Gl. (2.2) folgt damit für den Verlauf der Winkelbeschleunigung

$$\dot{\omega}\left(t\right) = \widehat{\dot{\omega}} \cdot \cos\left(j \cdot \omega_{\mathrm{m}} \cdot t\right). \tag{2.4}$$

Der Parameter j stellt die Ordnungszahl des Verbrennungsmotors dar. Bei Viertaktmotoren entspricht j der Zylinderzahlhalbierenden, d. h.

$$j = \frac{\text{Zylinderanzahl}}{2}. \tag{2.5}$$

Die Winkelgeschwindigkeit der mittleren Motorgrunddrehzahl wird durch ω_{m} beschrieben. Für die Anregungsamplitude der Drehschwingung ist die Winkelbeschleunigungsamplitude $\widehat{\dot{\omega}}$ von Bedeutung.

Das Berechnungsmodell für Losteilschwingungen nach Lang zeigt bei Berücksichtigung von Frequenzanteilen neben der Hauptanregungsordnung keine Änderung im Rasselgeräuschpegel. Subjektiv wird der Rasselgeräuschpegel mit realitätsnaher Anregungsfunktion jedoch als lästiger empfunden [77].

2.3 Anforderungen und Aufbau von Fahrzeuggetrieben in Stirnradbauweise

MT, AMT und DCT für PKWs werden ausschließlich in Stirnradbauweise mit Synchronisiereinrichtungen in Vorgelegebauart ausgeführt und enthalten daher spielbehaftete Losteile, die zu Schwingungen angeregt werden können. Als Stirnräder kommen üblicherweise korrigierte Evolventenzahnräder mit Schrägverzahnung zum Einsatz. Basis der Zahnradgeometrie ist das Verzahnungsgesetz [102]. MT für PKWs haben in der Regel fünf oder sechs Vorwärtsgänge. Von Patzner u. a. wird ein MT mit sieben Vorwärtsgängen vorgestellt [110]. Durch kontinuierliche Weiterentwicklung erreicht das MT ein hohes Leistungsgewicht und einen guten Wirkungsgrad.

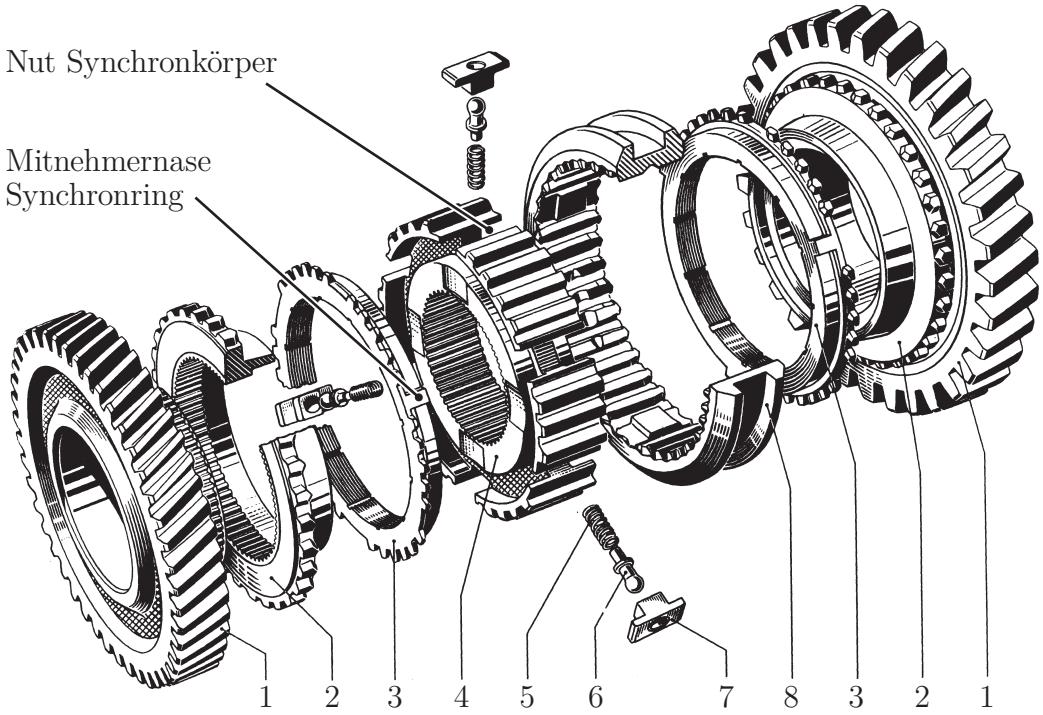

Abb. 2.4: Einkonus-Synchronisierung nach System Borg-Warner [87]

Nachteilig sind die Zugkraftunterbrechungen bei den Schaltungen und der Fahrereinfluss bei der Wahl der verbrauchsoptimalen Schaltpunkte [61]. Dennoch haben MT aufgrund der hohen Stückzahlen ein hohes Weiterentwicklungspotential. Bedeutende Entwicklungsziele für MT sind die Reduzierung der Verlustmomente, die Erhöhung der Leistungsdichte und Leichtbau.

Synchronisierungen gewährleisten das Angleichen von verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten der Schaltmuffe und des zu schaltenden Losrads durch Reibschluss. In MT, AMT und DCT finden Einkonus-Synchronisierungen nach dem System Borg-Warner eine breite Anwendung, siehe Abb. 2.4. Zur Schaltkraftreduktion bzw. zur Steigerung der Drehmomentkapazität werden Mehrkonus-Synchronisierungen mit zwei bis drei Reibpaarungen eingesetzt.

Das auf einer Getriebewelle fest angeordnete Gangrad („Festrad“) befindet sich in permanentem Eingriff mit dem nadelgelagerten Losrad 1 auf einer parallelen Getriebewelle. Die Synchronisierung dient dem Angleich der unterschiedlichen Drehzahlen von Schaltmuffe 8 und dem Losrad 1 beim Schaltvorgang. Ein Gangwechsel kann nur dann stattfinden, wenn das in Eingriff zu bringende Losrad und die Getriebewelle, auf der dieses Losrad sitzt, die gleiche Drehzahl aufweisen. Die Verbindung wird formschlüssig über die Klaueninnenverzahnung der Schaltmuffe mithilfe des Synchronkörpers 4 mit Innenverzahnung und der Schaltverzahnung des Kupplungskörpers 2 erzeugt. Die anstehende Schaltkraft leitet die Axialbewegung der Schalt-

muffe ein, wodurch die Druckstücke 7 über die Kugelbolzen 6 und die Druckfedern 5 zunächst den Synchronring 3 mit Sperrverzahnung an den Kupplungskörper 2 andrücken. Die eigentliche Drehzahlangleichung geschieht durch Reibung zwischen dem Gegenkonus des Synchronrings, der über den Synchronkörper 4 mit der Getriebewelle gekoppelt ist, und dem Reibkonus des Kupplungskörpers während sich die Getriebewelle und das Losrad unterschiedlich schnell drehen. Das dabei entstehende Reibmoment verdreht den Synchronring um ca. die halbe Teilung der Klaueninnenverzahnung der Schaltmuffe so lange bis die Getriebewelle und das Losrad die gleiche Drehzahl aufweisen. Ist die Synchronisierung abgeschlossen, kann durchgeschaltet werden und der Leistungsfluss ist damit hergestellt [100].

Damit die Synchronisierung und somit der Gangwechsel einwandfrei erfolgen kann, ist ein funktionsbedingtes Axialspiel des Losrads auf der Getriebewelle notwendig. Ebenso ist für das Verdrehen und axiale Verschieben des Synchronrings ein funktionsbedingtes Spiel in radialer Richtung innerhalb der Anschlagnasen des Synchronrings sowie in axialer Richtung vorzusehen. Der Synchronring hat im nichtgeschalteten Zustand, wo er nicht formschlüssig mit der Schaltmuffe verbunden ist, mit dem Synchronkörper nur Reibkontakt und ist ansonsten zwischen den Synchronkörperanschlägen frei beweglich. Dabei baut sich in der Reibfläche des Kupplungskörpers und des Synchronrings in Abhängigkeit von Drehzahl und Reibflächengeometrie ein hydrodynamischer Schmierfilm auf [130, 154]. Die Relativbewegung beim Schaltvorgang findet im Bereich der Grenz- und Mischreibung statt, da die makro- und mikrogeometrische Gestalt der Reibfläche einen hydrodynamischen Schmierfilmaufbau weitgehend verhindert [101].

2.4 Arbeiten zum Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben

Tesch stellt in experimentellen Untersuchungen einen Zusammenhang zwischen Getriebegeräusch und Eingriffsstörung fest. Als Ursache für die Geräuschanregung von Getrieben werden die auftretenden Zahnverformungen und Verzahnungsfehler, die einen Übertragungsfehler der Drehbewegung und einen stoßartigen Eingriffsbeginn verursachen, aufgezeigt [141]. Gerber untersucht anhand der Messung von Zahnfußdehnungen die Höhe von dynamischen Zahnkräften entlang der Eingriffsstrecke an Stirnrädern mit Teilungsabweichung. Bei vorzeitigem Zahneingriff entstehen die maximalen Zahnfußdehnungen am Eingriffsbeginn, da die Zahnpaarsteifigkeit im Eingriffsbeginn am geringsten ist. Die Höhe der dynamischen Zahnkräfte wird maßgeblich durch die Intensität der Anregung und der Dämpfung bestimmt. Die Verzahnungsdämpfung wird durch das Getriebeöl und die Schmierfilmbildung während des Zahneingriffs beeinflusst [54].

Der Entstehungsmechanismus von Getrieberasselgeräuschen wird experimentell

z. B. von Brosey u. a. beschrieben. Demnach entstehen Rasselgeräusche durch periodische Drehbeschleunigungen der Getriebeeingangswelle, die durch die zyklische Verbrennung des Motors angeregt werden. Dadurch schwingen Losteile innerhalb ihrer Spiele und erzeugen beim Anschlagen Geräusche. Die Höhe des Rasselgeräuschpegels wird durch das Massenträgheitsmoment und die Verlustmomente der Getriebekomponenten festgelegt [17]. Experimentelle und rechnerische Untersuchungen zum Rasseln von Synchronringen im Sonderfall der trockenen Reibung werden von Nill vorgestellt. Versuch und Rechnung zeigen übereinstimmend, dass Synchronringe bei periodischer Anregung immer zweimal je Periode gegen die Anschlagsflächen des Synchronkörpers anstoßen [103].

Ein mathematisches Ersatzmodell von Küçükay beschreibt analytisch und numerisch die Schwingungen in unbelasteten Getriebestufen eines MT. Eine rechnerische Parameterstudie macht deutlich, dass die Größe der Zahnflankenspiele, die Dämpfungseigenschaften des Getriebeöls und die Stoßzahl der Zahnräder das Rasselgeräuschverhalten des Getriebes maßgeblich bestimmen [75]. Weidner stellt ein Modell zur Berechnung von Losteilschwingungen vor und ermittelt die notwendigen Modellparameter experimentell. Das Zahnflankenspiel, die Trägheitsmomente der Losteile, die Amplitude der Drehungleichförmigkeit und die Verlustmomente werden als entscheidende Parameter genannt, um die Rasselgeräusche von Seriengetrieben zu vermindern. Das Verlustmoment hat nur im Bereich der Rasselgrenze einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten der Losteile [147].

Lang erweitert das Berechnungsmodell für Losteilschwingungen nach [147] um einen translatorischen Freiheitsgrad und untersucht das Rasselgeräuschverhalten von Getrieben mit verschiedenen Parametereinstellungen. Die Höhe des Rasselgeräuschpegels hängt folglich direkt von Verdrehflanken- und Axialspiel eines Losrads sowie von der Viskosität des Getriebeöls ab. Messungen an einem MT für Front-Quer-Antrieb mit Getriebeölen auf Basis von PAO und PAG zeigen bei gleicher Ölviskosität ein unterschiedliches Geräuschverhalten. Es wird auf weiteren Untersuchungsbedarf hingewiesen, welche Grundöle und Additive für die Rasselgeräuschminimierung verantwortlich sind [77].

Hinz führt experimentelle Rasselgeräuschanalysen an einem MT für Front-Quer-Anwendung durch und untersucht den Einfluss des Getriebeöls bei unterschiedlichen Temperaturen sowie den Einsatz einer Öleinspritzung in den Zahneingriff auf das Rasselgeräusch. Bei niedrigen Öltemperaturen wird ein niedrigeres Rasselgeräusch festgestellt, was auf die erhöhte Ölviskosität zurückgeführt wird. Der zeitliche Verlauf des Körperschallsignals bleibt im Vergleich mit warmem Getriebe jedoch erhalten, was mit der Existenz von Losteilschwingungen begründet wird. Die Verwendung einer Öleinspritzung in den Zahneingriff zeigt kein signifikantes Verbesserungspotential zur Minimierung von Rasselgeräuschen [66].

Rach nimmt Messungen zum Bewegungsverhalten eines schwingenden Losrads in einem Experimentalgetriebegehäuse vor. Die Messung der translatorische Bewe-

gung wird mit Wegsensoren und die Rotationsbewegung mit einem Hallsensor an den Zahnköpfen realisiert. Stoßereignisse an den jeweiligen Spielgrenzen sind in den Darstellungen nicht erkennbar, da die messtechnische Winkelauflösung dafür zu gering ist. Das Getriebeöl und die Losradumgebung werden als wesentliche Einflussparameter auf das Bewegungsverhalten des Losrads identifiziert. In Geräuschuntersuchungen an Seriengetrieben wird die Wirkung der Grunddrehzahl und der Motoranregungsordnung untersucht. Steigende Grunddrehzahlen haben bei gleichbleibender Anregungsordnung wegen der zunehmenden Anregungsfrequenz eine Steigerung des Rasselgeräuschpegels zur Folge. Neben der Ölviskosität bestimmen die Öladditive (VI-Verbesserer, Silikonzusätze) das Rasselgeräuschverhalten des untersuchten Seriengetriebes [115].

Lechner u. a. stellen das Prinzip der Festradentkoppelung vor. Dabei wird das Festrad von der zugehörigen Getriebewelle schaltbar ausgeführt, damit die Drehschwingung nicht auf das Losrad übertragen wird [84]. Dogan ermittelt in experimentellen Untersuchungen an Serien- und Elementarprüfgetrieben, dass eine beschichtete Verzahnungsoberfläche und eine damit verbundene bessere Haftung des Getriebeöls an den Zahnflanken zu einer Dämpfung der Verdrehflankenstöße führt. Den größten Beitrag zum Rasselgeräuschpegel liefern das Verdrehflanken- und Axialspiel des Losrads. Das Radialspiel hat keinen signifikanten Einfluss. Des Weiteren beeinflussen die Wahl des Getriebeöls mit Additivzusätzen und die Ölviskosität die Rasselgeräuschcharakteristik maßgeblich. Mesogene Flüssigkeiten zeigen bei vergleichbarer Ölviskosität einen reduzierten Rasselgeräuschpegel, was auf einen niedrigeren Reibwert im hydrodynamischen Bereich zurückgeführt wird [42]. Ryborz stellt Praxisuntersuchungen zum Rasselgeräuschverhalten von NFZ-Getrieben mit hohen Massenträgheitsmomenten und von Planetenradsätzen an. Folglich erzeugen Getriebe mit einem geringeren Massenträgheitsmoment bezogen auf die Getriebeeingangswelle niedrigere Rasselgeräuschpegel [123].

Von Bertsche u. a. wird die Entkoppelung der Konstantenstufe nach [84] eines MT für Standardantrieb umgesetzt und experimentell untersucht. Damit wird das Abschalten der Vorgelegewelle im Leerlauf und im Direktgang erreicht, was merklich geringere Rasselgeräuschpegel und ein niedrigeres Verlustmoment im Vergleich zum Seriengetriebe verursacht [8]. Brancati u. a. erarbeiten ein Rechenmodell, bei dem die Elastizität im Zahnkontakt und Ölausquetscheffekte während des Zahneingriffs mit berücksichtigt werden. Auf Basis der Simulationsergebnisse wird zur Rasselgeräuschminimierung empfohlen, das Öl in den Zahneingriff zu leiten oder Getriebeöle einzusetzen, die ein verbessertes Haftvermögen auf den Zahnflanken ermöglichen [12, 13]. Weiter beschreiben Brancati u. a. einen Prüfaufbau, mit dem die Messung des Relativwinkels beim Zahneingriff möglich ist und validieren damit ihre Simulationsergebnisse [14].

Li führt Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten eines Losrads im Zustand der trockenen Reibung durch. Das Ziel ist es, das Bewegungsverhalten mit

Aktorik zu beeinflussen. Es wird darauf hingewiesen, die Axialstöße des Losrads zu eliminieren, da dies wiederum Auswirkungen auf den Verlauf der Verdrehflankenstöße hat [85]. Theodossiades u. a. entwickeln ein Berechnungsmodell, das die hydrodynamische Flüssigkeitsreibung im Zahneingriff von schwingenden Losrädern miteinbezieht. Die Ölviskosität hat bedeutende Wirkung auf das gesamte Systemverhalten, da dadurch Einfluss auf die Verlustmomente genommen wird [142].

Stockmeier entwickelt die Festradentkoppelung nach [84] zur vollständigen Rasselgeräuscheliminierung weiter. In einem Experimentalprüfgehäuse mit einer Stirnradpaarung wird der Einfluss der Entkoppelung auf das Rasselgeräuschverhalten untersucht. Durch die Entkoppelung wird die Rasselgrenze zu deutlich höheren Anregungspegeln hin verschoben. Begleitend wird eine Reduktion der Getriebeverluste in der entkoppelten Anordnung nachgewiesen [134]. Tangasawi u. a. beschreiben ein Berechnungsmodell, das hydrodynamische Schmierungszustände im Zahneingriff und Ölausquetscheffekte berücksichtigt und gleichen die Simulationsergebnisse mit Getriebemessungen ab. Die niederfrequenten Anteile im Frequenzspektrum der Losraddrehbewegung werden mit abnehmender Ölviskosität verstärkt, was zu einem höheren Geräuschpegel führt [138].

Ziegler u. Eberhard erarbeiten ein elastisches Zahnradmodell mit Kollisionserkennung und untersuchen damit das Zahnhämmern in Rädertrieben von Dieselmotoren. Bei hoher wechselseitiger Belastung der Zahnräder treten gleichzeitig hohe Zahnkräfte auf, die zu elastischer Verformung der Zähne und des Radkörpers führen [158]. Crowther u. a. untersuchen mit einem nicht-linearen Modell das Antwortverhalten von Losrädern im Zeitbereich unter Drehschwingungsanregung mit unterschiedlichen Motordrehzahlverläufen. Bei entsprechend hoher Anregung mit der 2. Motorordnung schwingt das Losrad während einer Kurbelwellenumdrehung jeweils einmal hin und her. Dabei werden mehrfache Stöße – sowohl an den Arbeits- als auch an den Rückflanken – erzeugt [22].

Dion u. a. zeigen eine experimentelle und rechnerische Untersuchung der dynamischen Phänomene eines schwingenden Losrads in einem Fahrzeuggetriebe. Die Untersuchungen zeigen übereinstimmend, dass für bestimmte Anregungszustände mehrere Stöße auf einer Seite des Zahneingriffs auftreten. Die Anzahl der Mehrfachstöße auf einer Zahnflankenseite hängt von der Verlagerung der Getriebewelle und deren Stoßintensität von der Winkelbeschleunigung der Getriebewelle ab [41]. De la Cruz u. a. erweitern das Berechnungsmodell von [142] um eine hydrodynamische Kontaktsteifigkeit im Zahneingriff und vergleichen die Berechnungsergebnisse mit Körperschallmessungen eines MT. Durch die hohen Zahnkräfte im Eingriff eines schwingenden Losrads entstehen signifikante Änderungen in der Kontaktsteifigkeit, die durch die Schmierfilmhöhe beeinflusst werden [23].

Novak verfolgt das Prinzip von [134] weiter und entwickelt einen Getriebeprototyp für Standardantrieb mit vollständiger Festradentkoppelung aller Gangstufen. In Geräusch- und Wirkungsgradmessungen wird das Optimierungspotential der Festra-

dentkoppelung im Vergleich zu Serienradsatzanordnungen mit Klauenschaltung und mit Einkonus-Synchronisierungen verifiziert [104].

2.5 Maßnahmen zur Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben

Maßnahmen zur Reduktion von Getrieberasselgeräuschen können im Wesentlichen bei der Reduktion der Schwingungsanregung des Antriebsstrangs durch den Verbrennungsmotor sowie bei internen Maßnahmen, die die Schwingungen und das Anschlagen der Losteile beeinflussen, ansetzen.

Interne Maßnahmen basieren zum einen auf dem Grundgedanken eine zusätzliche Kraft auf das Losrad aufzubringen, um das Abheben der Zahnflanken bei steigender Winkelbeschleunigungsamplitude so lange wie möglich zu unterdrücken. Das kann z. B. durch Aufbringen eines Verspannmoments auf die Losräder [78] oder durch Magnetisierung [42, 123] erfolgen. Zum anderen bewirkt eine Einschränkung der Bewegungsmöglichkeiten der Losteile innerhalb ihrer Spiele die auftretenden Stoßkräfte und damit die Rasselgeräuschentstehung. Zur Bewegungseinschränkung von Synchronringen sind verschiedene Möglichkeiten bekannt [1, 7, 47, 146]. Die Festradentkoppelung verhindert konstruktiv die Übertragung der Drehschwingungen auf die Losräder [104, 134]. Ein Konstruktionskatalog mit weiteren internen Maßnahmen ist in [43] enthalten.

Die Reduzierung bzw. Abkopplung der Drehungleichförmigkeiten an der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors wird durch den Einsatz des ZMS erreicht. Das ZMS vermindert hohe Winkelbeschleunigungen an der Getriebeeingangswelle im Leerlauf und beim Fahren im Zug- und Schubbetrieb durch Verlagerung der Resonanzfrequenz deutlich unter die Leerlaufdrehzahl des Motors [88, 127]. Eine weitere Möglichkeit ist der Einbau eines Torsionsdämpfers in die Kupplungsscheibe [116, 132]. Der hydraulische Drehmomentwandler, wie er bei AT als Anfahrelement verwendet wird, bietet durch die Flüssigkeitsdämpfung eine Option zur Drehschwingungsdämpfung [113, 114, 126]. Ein Drehschwingungstilger am Getriebeausgang bewirkt durch gezielte Gegenschwingungen eine Reduktion der Drehschwingungen der Getriebewellen [117]. Ähnliche Tilgerprinzipien zur Gegenmomenterzeugung sind mit dem Fliehkraftpendel, das eine mit der Erregerfrequenz veränderbare Eigenfrequenz besitzt [71, 117, 119], dem Gelenkwellentilger [80], dem Kurbelwellendämpfer [55] oder mit dem Integrierten Starter-Alternator-Dämpfersystem [111, 112] veröffentlicht. Bei automatisierter Kupplungsbetätigung, wie z. B. bei AMT und DCT, bietet sich eine Schlupfregelung der Kupplung an, um Drehschwingungsspitzen herauszufiltern [26, 124, 126]. Zur Drehungleichförmigkeitsreduktion der Kurbelwelle sind auch Maßnahmen im Motormanagement, z. B. Vor-/Nacheinspritzungen in den Arbeitstakt, geeignet [124]. Bei Hybridantriebssträngen kann durch die Einspeisung

und Regelung von Dämpfungsmomenten mit der elektrischen Maschine eine aktive Schwingungsdämpfung im Antriebsstrang erzielt werden [62, 139, 156]. Als letzte Möglichkeit kann eine Dämmung der Karosseriestruktur oder eine Kapselung des Getriebes in Betracht gezogen werden.

2.6 Getriebeverlustleistung

Die lastunabhängigen und lastabhängigen Anteile der Verlustleistung P_V eines Getriebes lassen sich allgemein nach Niemann u. Winter mit Gl. (2.6) bestimmen

$$P_\mathrm{V} = \overbrace{P_\mathrm{VZ} + P_\mathrm{VZ0}}^{\text{Zahnräder}} + \overbrace{P_\mathrm{VB} + P_\mathrm{VB0}}^{\text{Lager}} + \overbrace{P_\mathrm{VD}}^{\text{Dichtungen}} + \overbrace{P_\mathrm{VX}}^{\text{Sonstiges}} \text{ [102].} \tag{2.6}$$

In Gl. (2.6) entspricht P_VZ der Zahnreibungsverlustleistung, die aus der Kraftübertragung bei Gleit-Wälz-Bewegung der Zahnflanken entsteht. Die Zahnreibungsverluste werden durch die Belastung, die Ölviskosität, die chemische Zusammensetzung des Öls und durch die Umfangsgeschwindigkeit maßgeblich beeinflusst [67, 102]. Nach dem Coulombschen Reibungsgesetz gilt für die lastabhängige Zahnreibungsverlustleistung vereinfachend für einen Punktkontakt

$$P_\mathrm{VZ} = F_\mathrm{R} \cdot v_\mathrm{g}. \tag{2.7}$$

Die Zahnreibungskraft F_R lässt sich in Abhängigkeit der Zahneingriffsverhältnisse folgendermaßen näherungsweise bestimmen

$$F_\mathrm{R} = F_\mathrm{n} \cdot \mu_\mathrm{m}. \tag{2.8}$$

In Gl. (2.8) sind F_n die Zahnnormalkraft im Stirnschnitt und μ_m die mittlere Zahnreibungszahl über der Eingriffsstrecke nach Stössel. Nur in Wälzpunktnähe tritt annähernd reines Rollen ohne überlagertes Gleiten der Zahnflanken auf ($\mu_\mathrm{m} = 0$) [67, 137]. Weiterführende Untersuchungen von Wimmer zeigen, dass am Eingriffsbeginn höhere Reibwerte auftreten. Es liegt am Eingriffsbeginn offenbar kein trennender Schmierfilm vor, da dieser erst allmählich aufgebaut wird. So lassen sich die erhöhte Abnutzung und die hohen Reibwerte im Eingriffsbeginn mit dem Auftreten von Grenz- oder Mischreibungszuständen erklären [149].

Die Leerlaufverluste für Zahnräder P_VZ0 bei Tauchschmierung beinhalten überwiegend Planschverluste durch Eintauchen der Zahnräder in den Ölsumpf. Die Planschverluste sind abhängig von der Anzahl der in den Ölsumpf eintauchenden Zahnräder, der Eintauchtiefe (Ölstand im Getriebegehäuse), der Ölviskosität, der Gehäuseinnengestalt und von der Umfangsgeschwindigkeit [86, 102]. Einen untergeordneten Anteil der Leerlaufverluste bei Zahnrädern bilden die Quetschverluste

durch Verdrängen des Öls aus den Zahnlücken beim Zahneingriff und die Ventilationsverluste [93].

P_{VB} umfasst die Verluste aus der Lagerbelastung und P_{VB0} berücksichtigt die Lager-Leerlaufverluste [25, 129]. Die Reibleistung von Dichtungen, z. B. von berührenden Radialwellendichtringen an Wellenaustritten des Gehäuses, werden in P_{VD} berücksichtigt [86]. Sonstige Verlustleistungen P_{VX} anderer Aggregate und Bauteile innerhalb des Getriebes sind z. B. die Verlustmomente der Synchronisierungen [130, 154].

3 Klapper- und Rasselgeräusche von Fahrzeuggetrieben

Klapper- und Rasselgeräusche sind von ihrem Entstehungsmechanismus identisch und können anhand des Getriebe- bzw. Fahrzustandes nach Lang wie folgt definiert werden

Klappern: Klappergeräusche treten in Neutralstellung des Getriebes bei geschlossener Anfahrkupplung auf,

Rasseln: Rasselgeräusche kommen bei eingelegtem Gang im Zug- oder Schubbetrieb vor [77].

Eine andere Unterteilung kann z. B. nach Jörg mithilfe der Betriebsart des Motors erfolgen

Leerlaufrasseln: Rasselgeräusche, die in Neutralstellung des Getriebes bei geschlossener Anfahrkupplung im Leerlaufbetrieb des Motors auftreten,

Zugrasseln: Rasselgeräusche, die bei eingelegtem Gang im Zugbetrieb des Motors in Erscheinung treten,

Schubrasseln: Rasselgeräusche, die nach einem Lastwechsel bei eingelegtem Gang im Schubbetrieb vorkommen [70].

Das dynamische Verhalten der Anfahrkupplung beeinflusst den Drehzahlverlauf an der Getriebeeingangswelle wesentlich. Einen kritischen Zustand mit hohen Anregungspegeln stellt der Schaltvorgang dar, da hier das Kupplungssystem in der Schlupfphase arbeitet. Bei MT wird das Kupplungsmoment durch die Position der Anpressplatte geregelt [100]. Aufgrund von überlagerten Axialschwingungen der Kurbelwelle kann die Anpressplatte zu Taumelbewegungen und Axialschwingungen angeregt werden. Aus der erhöhten Schwankung der Anpresskraft in der Kupplung ergibt sich eine größere Schwankung des Kupplungsmoments. Als Folge können an der Getriebeeingangswelle hohe Winkelbeschleunigungsamplituden auftreten. Die dadurch entstehenden Losteilgeräusche im Getriebe werden nach Tikhomolov u. a. als *Schaltrasseln* bezeichnet [143].

Es besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Intensität und Häufigkeit der Stöße und dem vom Getriebegehäuse abgestrahlten Schalldruckpegel. Die in Kapitel 5 und Kapitel 6 beschriebenen Untersuchungen beziehen sich ausschließlich auf das Zugrasseln.

3.1 Verzahnungsrasseln

Überschreiten die in Kapitel 2.2 beschriebenen Winkelbeschleunigungsamplituden ein gewisses Maß, so heben die Arbeitsflanken von nicht-geschalteten Losrädern ab und schwingen im Bereich ihrer Verdrehflankenspiele. Die Zahnpaare können bei hohen Winkelbeschleunigungsamplituden auch an ihren gegenüberliegenden Rückflanken anschlagen, vergleiche Abb. 6.5. Bei geringeren Winkelbeschleunigungsamplituden treten nur einseitige Stöße wieder an den Arbeitsflanken der eingreifenden Zahnpaare auf. Da die Losräder in Axialrichtung der Getriebewelle ein funktionsbedingtes Spiel aufweisen, können Losräder auch translatorische Bewegungen in Richtung der Anlaufbünde ausführen. Aufgrund des Lagerspiels im Nadellager des Losrads ist theoretisch auch eine Kipp- bzw. Taumelbewegung möglich. Das Lagerspiel ist jedoch im Vergleich zum Verdrehflanken- und Axialspiel sehr gering und als nicht nennenswert einzustufen.

Das beschriebene Bewegungsverhalten eines Losrads im Bereich seines Verdrehflanken- und Axialspiels wird z. B. von Lang und Dogan u. a. rechnerisch bestimmt und korreliert mit Körperschallsignalen, die auf einer Gehäuseoberfläche gemessen wurden [44, 77]. Messungen zum Bewegungsverhalten eines Losrads wurden von Brancati u. a., Dion u. a., Russo u. a. und Rocca u. Russo experimentell durchgeführt [14, 41, 120, 122]. Praktische Untersuchungen zum translatorischen Bewegungsverhalten eines Losrads wurden z. B. von Li und Dogan vorgenommen [42, 85]. Diese experimentellen Analysen deuten darauf hin, dass das Bewegungsverhalten eines Losrads unter Drehschwingungsanregung viel komplexer ist, als im Berechnungsmodell von [44] und [77] angenommen wird.

Aus diesen Überlegungen lassen sich die Einflussparameter auf das Verzahnungsrasseln ableiten. Diese können in geometrische und kinetische Parameter sowie in Betriebsparameter klassiert werden, siehe Abb. 3.1. Die Losräder besitzen funktionsbedingt Freiheitsgrade in Axial- und in Umfangsrichtung. Daher haben auch die Größen des Verdrehflankenspiels und des Axialspiels einen direkten Einfluss auf das Rasselgeräuschverhalten einer Stirnradstufe. Die geometrischen Größen Losraddurchmesser, Übersetzungsverhältnis und Schrägungswinkel sind meist aufgrund der Getriebeauslegung fest vorgegeben und damit nicht veränderbar. Lediglich über die Masse und das Massenträgheitsmoment der Losräder kann noch Einfluss auf das Verzahnungsrasseln genommen werden. Der Einfluss der Eingriffsfedersteifigkeit wird in Kapitel 7 hergeleitet. Die Relativdrehzahl zwischen Getriebewelle und

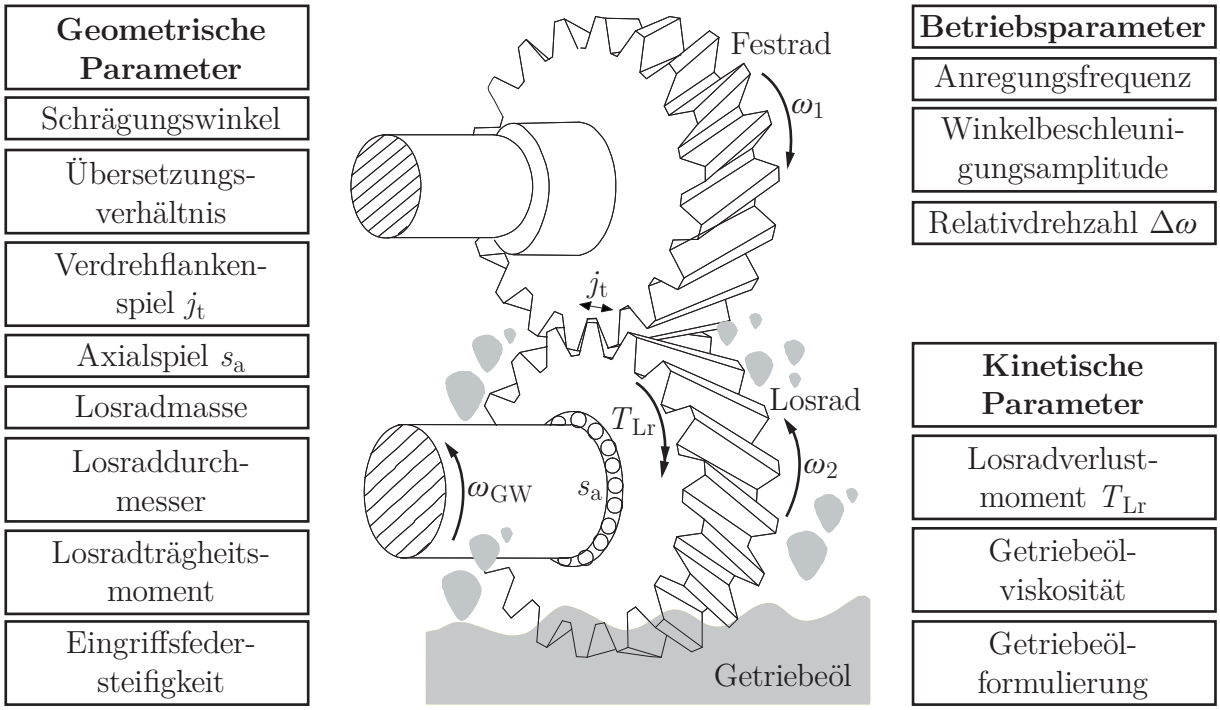

Abb. 3.1: Einflussparameter auf das Verzahnungsrasseln

nicht-geschalteten Losrädern wird in Kapitel 6.3.4 untersucht.

Auf die Losräder wirkt das Losradverlustmoment verzögernd. Das Losradverlustmoment ist die Summe der bremsenden Momente auf das Losrad aus Planschen im Ölsumpf, Verlustmomente in den Reibflächen der Synchronisierung und im Nadellager, Ventilationsverluste sowie Quetschmomente in der Verzahnung, siehe Kapitel 2.6. Die Getriebeölviskosität und die chemische Zusammensetzung des Getriebeöls haben einen wesentlichen Einfluss auf die Verlustmomente und auf den Schmierfilmaufbau während des Zahneingriffs. Daher wird das Verzahnungsrasseln grundlegend durch das Getriebeöl bestimmt.

3.2 Synchronringrasseln

Neben Losrädern können in MT, AMT und DCT auch die spielbehafteten Synchronringe der Synchronisierung zu Schwingungen angeregt werden. Befindet sich die Synchronisierung direkt auf der Getriebeeingangswelle, wie z. B. in Abb. 5.1 die Synchronisierung des 3./4. Gangs, so erfährt der Synchronkörper unmittelbar diese Drehschwingungen. Der Synchronring kann unter Drehschwingungsanregung innerhalb seines Verdrehspiels Drehbewegungen und im Bereich seines axialen Lüftspiels, siehe Abb. 3.2, translatorische Bewegungen ausführen. Das axiale Lüftspiel ist definiert als der Weg von Anlagefläche des Synchronrings am Synchronkörper

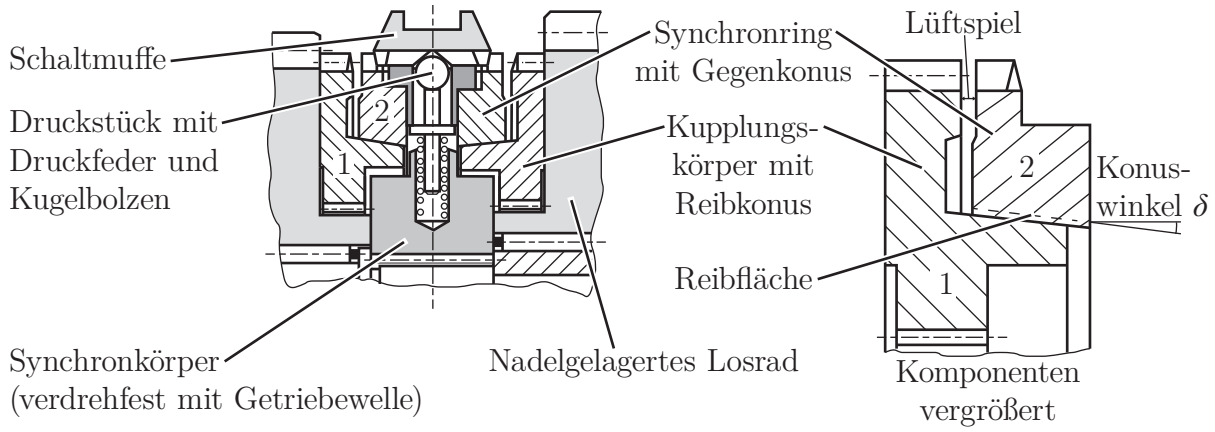

Abb. 3.2: Schnittansicht Einkonus-Synchronisierung [99]

zur Anlagefläche des Synchronrings am Kupplungskörper. Darüber hinaus kann der Synchronring überlagerte Bewegungen in diesen beiden Freiheitsgraden – sogenannte Taumelschwingungen – vollziehen. Bei Axialbewegung oder Taumeln des Synchronrings kann zwischen den Reibflächen Grenz- oder Mischreibung und damit ein Anstieg des Reibmoments auftreten.

Das Verlustmoment einer nicht-geschalteten Synchronisierung wirkt immer entgegengesetzt zur Drehrichtung und hat somit eine bremsende Wirkung auf den Synchronring. Nach Erreichen seiner Rasselgrenze überwindet der Synchronring dieses Verlustmoment und hebt in den Nuten des Synchronkörpers ab. Es kommt dann zu einer Flugphase des Synchronrings, die mit Stößen der Mitnehmernasen des Synchronrings in den Nuten des Synchronkörpers endet, vergleiche Abb. 2.4. Die Mitnehmernasen können dabei entweder wieder an den stemmenden Nutwänden (einseitige Stöße) oder bei besonders hohen Winkelbeschleunigungsamplituden auch auf den gegenüberliegenden Nutwandseiten (beidseitige Stöße) anschlagen. Das Schwingungsverhalten des Synchronrings innerhalb seiner funktionsbedingten Spiele ist der normalen Drehbewegung, die die Synchronisierung ausführt, überlagert.

Das vorgestellte Bewegungsverhalten des Synchronrings einer Einkonus-Synchronisierung wurde von Fietkau u. a. rechnerisch ermittelt und mit Messungen abgeglichen [51, 52]. In Abb. 3.3 ist die rechnerisch ermittelte Bewegung des Synchronrings relativ zum Synchronkörper dargestellt. Bei entsprechend hoher Winkelbeschleunigungsamplitude ist das Schwingungsverhalten des Synchronrings quasiperiodisch und er oszilliert entsprechend der Anregungsfrequenz. Durch die Stöße werden Schwankungen der Ölfilmhöhe und des -drucks in der Reibfläche erzeugt.

In Abb. 3.4 sind die Einflussparameter auf das Synchronringrasseln nach Betriebsparametern, geometrischen und kinetischen Parametern dargestellt. Der Synchronring benötigt funktionsbedingt ein Spiel in Umfangs- und Axialrichtung. Da-

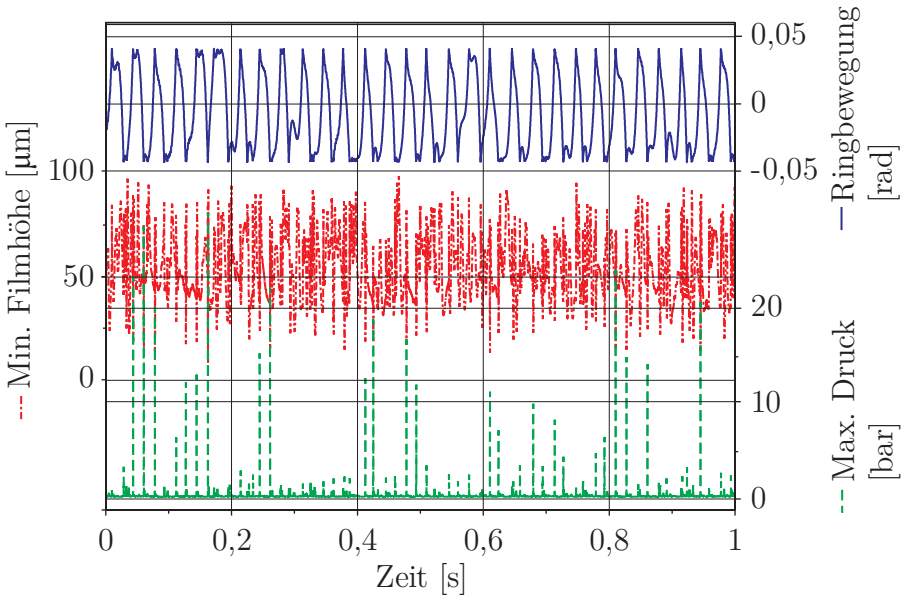

Abb. 3.3: Rechnerisch bestimmtes Bewegungsverhalten eines Synchronrings im Verdrehspiel und Ölfilmhöhe/-druck in der Reibfläche bei Drehschwingungsanregung [52]

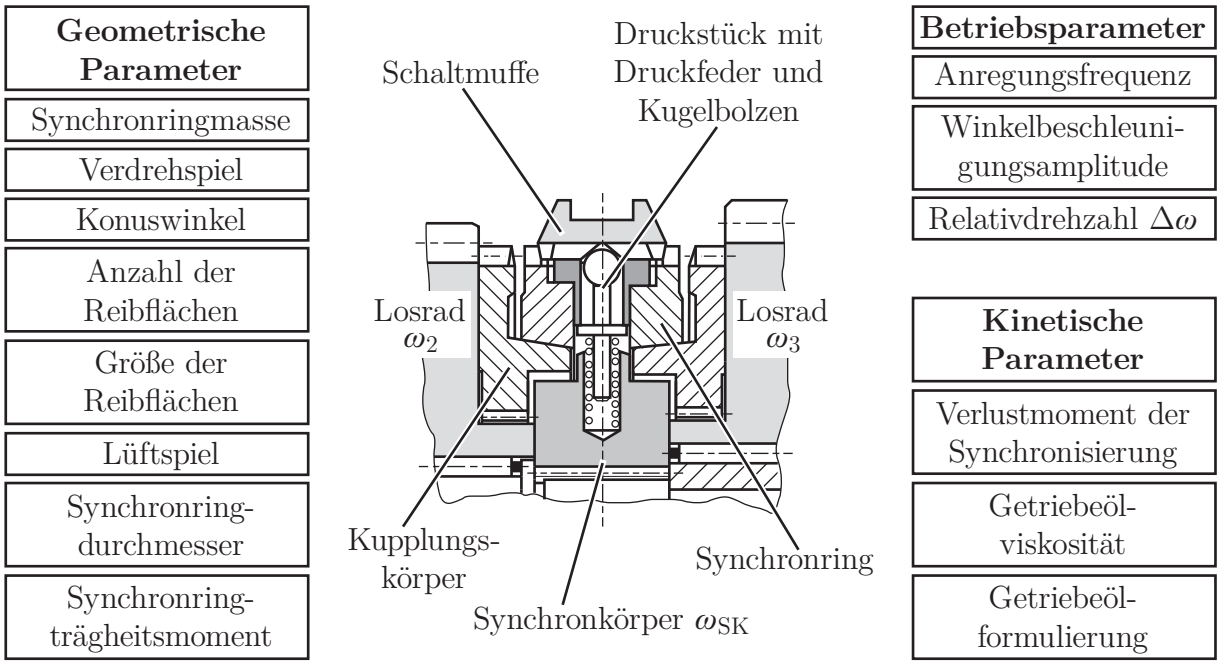

Abb. 3.4: Einflussparameter auf das Synchronringrasseln

mit haben das Verdrehspiel und das Lüftspiel einen direkten Einfluss auf das Synchronringrasseln. Bedeutung für das Schwingungsverhalten hat die Geometrie der Synchronisierung (Synchronringmasse, Konuswinkel, Anzahl und Größe der Reibflächen, Synchronringdurchmesser, -trägheitsmoment). Diese sind von der Bauart der eingesetzten Synchronisierung abhängig und in der Regel nicht veränderbar.

Das Verlustmoment der Synchronisierung entsteht maßgeblich im Spalt zwischen Gegenkonus von Synchronring und Reibkonus des Kupplungskörpers. Durch die Relativbewegung zwischen Synchronring und Kupplungskörper wird das dazwischen befindliche Getriebeöl viskos geschert. Die Ölscherkräfte verursachen ein Verlustmoment und sind im Wesentlichen von der Ölviskosität und -zusammensetzung abhängig. Bei Doppelt- und Dreifachkonus-Synchronisierungen entstehen durch Doppelkonusringe weitere Spalte, in denen ein zusätzliches Verlustmoment durch Ölscherung erzeugt wird. Die Ölzufuhr (Außen- oder Innenbeölung, z. B. bei NFZ-Schaltgetrieben) und die Eintauchtiefe in den Ölsumpf haben Auswirkungen auf die Bildung des Ölfilms zwischen den Spalten. Gleiches gilt für die Nutung, die Oberflächenqualität und den Verschleißzustand der Reibfläche der Synchronisierung.

Systematische Untersuchungen zum Verlustmoment von Synchronisierungen wurden u. a. von Skubacz u. a. und Wirth u. a. an Komponentenprüfständen durchgeführt. Dabei wurde insbesondere ein Einfluss der Relativdrehzahl auf die gemessenen Verlustmomente festgestellt. Bis zu einer gewissen Relativdrehzahl steigt das Verlustmoment degressiv über der Relativdrehzahl an. Dann fällt es je nach Bauart der Synchronisierung ab einer gewissen Relativdrehzahl auf einen geringeren Wert ab [130, 154]. Der Abfall des Verlustmoments ist auf ein Abschleudern des sich in den Reibflächen befindlichen Öls zurückzuführen. Dieser Abschleudereffekt bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten tritt auch bei Lamellenkupplungen, z. B. in AT, auf [106].

Ein weiteres Losteil in Fahrzeuggetrieben stellt die Schaltmuffe der Synchronisierung dar. Nach Untersuchungen von Weidner ist der Beitrag einer schwingenden Schaltmuffe zum gesamten Rasselgeräuschpegel vernachlässigbar gering [147]. Das Umfangsspiel der Schaltmuffenverzahnung bestimmt das Schwingungsverhalten einer einzelnen Schaltmuffe. In aktuellen Fahrzeuggetrieben ist das Umfangsspiel im Vergleich zum Verdrehflankenspiel einer Stirnradpaarung sehr gering. Daher werden in dieser Arbeit die Schwingungen von Schaltmuffen nicht weiter berücksichtigt.

3.3 Rasselgeräuschanalyse von Fahrzeuggetrieben

Für das menschliche Gehör sind Luftschallwellen nur innerhalb von bestimmten Frequenz- und Schalldruckbereichen wahrnehmbar. Der hörbare Frequenzbereich liegt bei normal hörenden Menschen im Bereich von $16 - 20000\,\mathrm{Hz}$. Mit zunehmendem Alter geht der hörbare Frequenzbereich zurück, so dass höherfrequente Geräusche

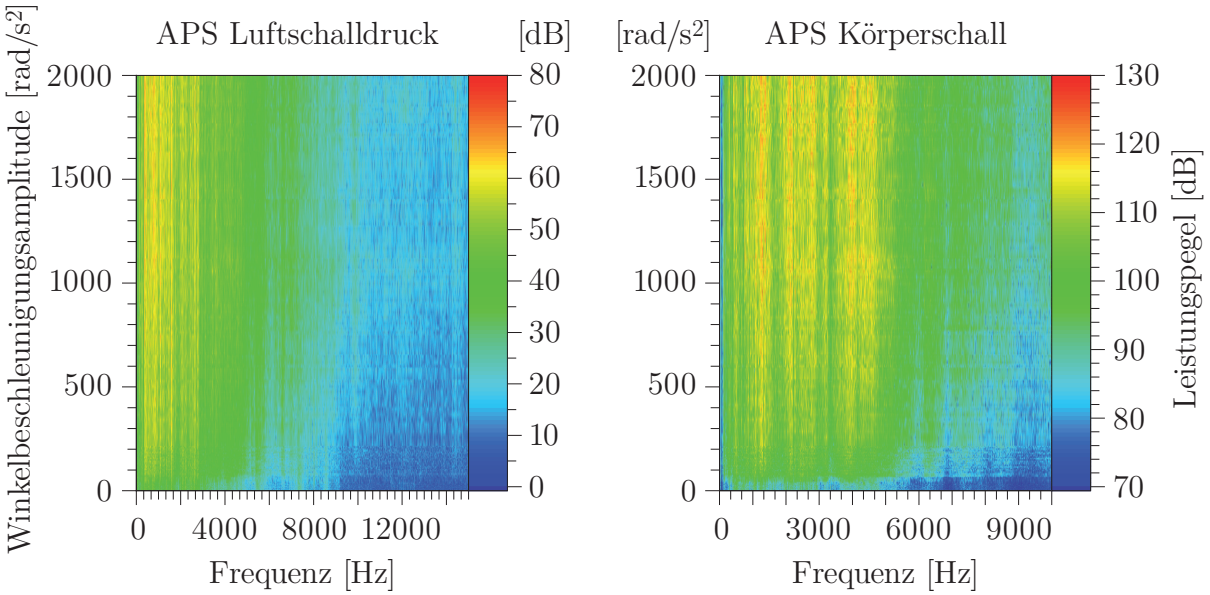

Abb. 3.5: Gemessene Autoleistungsspektren von Luft- und Körperschall einer Rasselkurve

von älteren Probanden unterschiedlich beurteilt werden. Die größte Empfindlichkeit des Gehörs liegt bei einem effektiven Schalldruck von $10^{-5}\,\mathrm{N/m^2}$ bei ca. 4000 Hz. Dies entspricht einem Pegelwert von -3 dB. Zu tieferen und höheren Frequenzen hin nimmt die Empfindlichkeit deutlich ab [64, 157]. Diesem Sachverhalt wird durch den Einsatz von Bewertungsfiltern in Schallpegelmessgeräten Rechnung getragen [38]. Durch den Einsatz dieser Bewertungsfilter werden bestimmte Frequenzbereiche einer Dämpfung bzw. einer Verstärkung unterzogen, da Geräusche mit bestimmten Frequenzen bei gleichem Schalldruck unterschiedlich laut wahrgenommen werden. In der Fahrzeugakustik wird weitgehend mit der A-Bewertung gearbeitet, weil sämtliche Bewertungsfilter bei komplexen Geräuschen nur eine grobe Näherung an das subjektive Hörempfinden darstellen.

In Abb. 3.5 ist beispielhaft die spektrale Leistungsdichte über dem Frequenzspektrum (APS) des Luft- und Körperschallsignals für eine gemessene Rasselkurve dargestellt. Die Signale werden mit einer bestimmten Abtastrate aufgezeichnet und stehen nach Überführung vom Zeit- in den Frequenzbereich durch die FFT für Analysen im Frequenzbereich zur Verfügung. Ein APS gibt die auf die einzelnen Frequenzen bezogene Leistung eines Signals in einem infinitesimal kleinen Frequenzband an. Das Integral über alle Frequenzen ergibt die Gesamtleistung eines Signals in Abhängigkeit der Winkelbeschleunigungsamplitude. Bei Rasselgeräuschen handelt es sich nach Abb. 3.5 um breitbandige Geräusche mit nennenswerten Frequenzanteilen im Bereich von ca. $100 - 10000$ Hz. Damit fallen Rasselgeräusche von Fahrzeuggetrieben in einen sehr großen Bereich, in dem sie für das menschliche Ge-

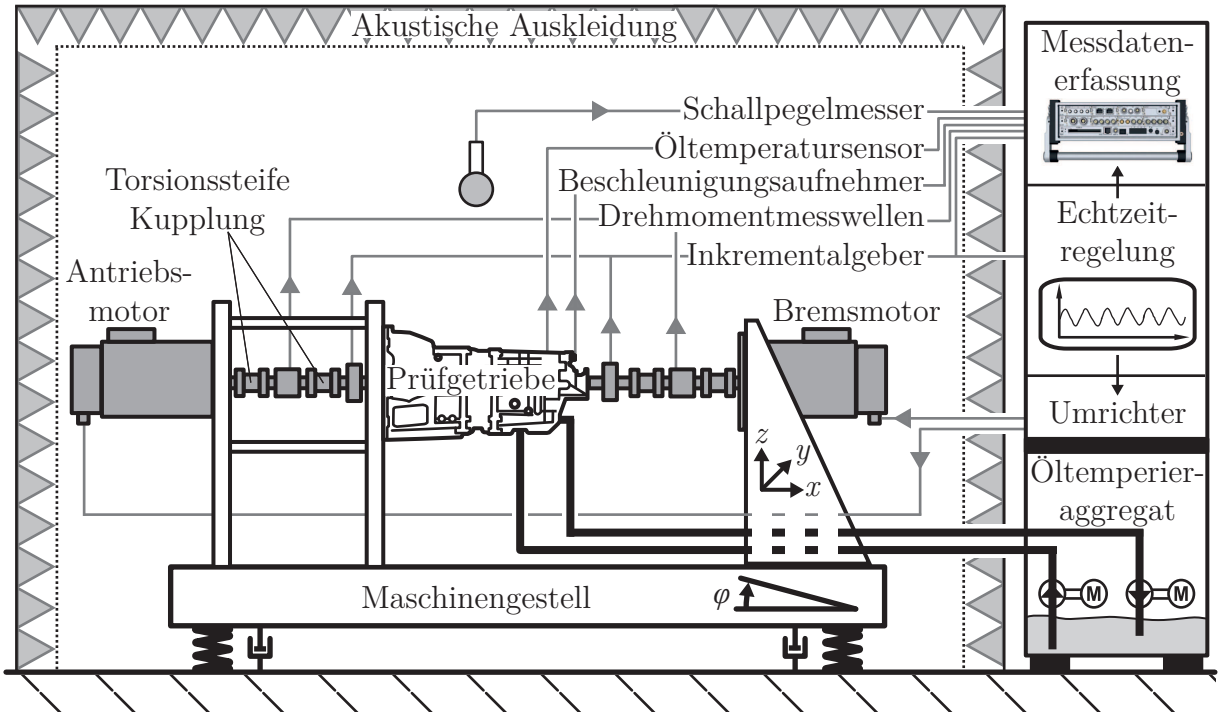

Abb. 3.6: Schematischer Aufbau des Rasselgeräuschprüfstands für Fahrzeuggetriebe

hör wahrnehmbar sind und störend wirken können. Im APS des Körperschallsignals sind einzelne diskrete Frequenzlinien erkennbar. Diese entsprechen den Eigenfrequenzen von Getriebekomponenten, welche durch die Drehschwingungen angeregt werden. Es sind außerdem signifikante Amplituden über einen weiten Frequenzbereich, vergleichbar wie im APS des Luftschalldrucks, enthalten. Stoßereignisse, wie z. B. beim Getrieberasseln, regen theoretisch alle Frequenzen an und damit alle Eigenfrequenzen des Gesamtsystems.

3.3.1 Prüfstandsaufbau und Versuchsdurchführung

Am Institut befindet sich bereits ein hochdynamischer Rasselgeräuschprüfstand zur akustischen Untersuchung von Fahrzeuggetrieben [105]. Der Prüfstand wurde entwickelt und aufgebaut, um die bei Fahrzeuggetrieben auftretenden Losteilgeräusche unter Drehschwingungsanregung untersuchen zu können. Im Vorfeld dieser Arbeit wurden umfangreiche Modernisierungsmaßnahmen, insbesondere hinsichtlich der Messtechnik und Raumakustik, durchgeführt [4, 50].

Der schematische Aufbau ist in Abb. 3.6 dargestellt. Der Antriebsmotor des Prüfstands – ein hochdynamischer, permanenterregter Drehstrom-Synchronmotor – und das Prüfgetriebe sind koaxial am Prüfstandsgestell angeflanscht. Die Motorwelle des Antriebsmotors wird spielfrei und kraftschlüssig mittels torsionssteifen Lamellen-

kupplungen mit der Getriebeeingangswelle des Prüfgetriebes verbunden. Zur Nachbildung von Zug- oder Schubbetriebszuständen wird der baugleiche Bremsmotor am Getriebeabtriebsflansch des Prüfgetriebes mittels Lamellen- oder Elastomerbalgkupplungen angeschlossen. Zur Adaption verschiedener Getriebetypen ist der Bremsmotor in $x-, y-, z-$Richtung über Spindelantriebe und Linearführungen verschiebbar. Der gesamte Prüfaufbau ist auf einem Maschinengestell montiert, das zur Abkopplung von Körperschallschwingungen mit Luftfederelementen auf dem Fundament aufgestellt ist. Zur Simulation von realen Einbaulagen des Prüfgetriebes, z. B. von Fahrzeuggetrieben für Standardantrieb, ist das Maschinengestell um die $y-$Achse mit dem Winkel φ schwenkbar. Das Prüfgetriebe kann durch Ölzirkulation mit einem externen Öltemperieraggregat auf Betriebstemperatur gebracht und mit Temperatursensoren überwacht werden.

Die beiden Elektromotoren haben je eine Nennleistung von $33,7\,\mathrm{kW}$ bei einem Nenndrehmoment von $71\,\mathrm{Nm}$ und einer Nenndrehzahl von $4500\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$. Die maximale Drehzahl beträgt $6000\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$. Die Elektromotoren zeichnen sich durch ein sehr niedriges Trägheitsmoment der Motorwelle von $0,0055\,\mathrm{kgm}^2$ aus. Dadurch können ohne Prüfgetriebe Winkelbeschleunigungsamplituden von bis zu $6000\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ und mit aktuellen PKW-Getrieben je nach Trägheitsmoment Amplituden bis $2000\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ bei Anregung mit der 2. Motorordnung erreicht werden, ohne dass der Drehzahlverlauf des Antriebsmotors gestört wird [104].

Zur Motorkühlung und zur Reduktion des Grundgeräuschs sind die Elektromotoren mit einer Wassermantelkühlung ausgerüstet. Hierdurch liegt der Geräuschpegel im Betrieb mehr als $10\,\mathrm{dB(A)}$ unterhalb des üblichen Grundgeräuschpegels des zu vermessenden Prüfgetriebes. Daher entstehen durch die Anordnung der Elektromotoren und des Prüfaufbaus innerhalb des Messraums bei der Schalldruckpegelmessung nur geringe Messfehler. Um Freifeldbedingungen zu schaffen, befindet sich der Prüfstand in einem reflexionsarmen Raum mit akustischer Schallauskleidung.

Die Stellgrößen für die Elektromotoren werden mittels einer PC-basierten Echtzeitregelung der Firma dSPACE erzeugt und an die Umrichter weitergegeben [4, 50]. Zur Drehzahlerfassung ist an der Getriebeeingangswelle ein Inkrementalgeber angebracht. Dieser dient gleichzeitig als Istwertvorgabe für die Regelung des Drehzahlverlaufs des Antriebsmotors. An der Getriebeabtriebswelle kann ein baugleicher Inkrementalgeber hinzugefügt werden. Außerdem können die Drehbewegungen der Losräder im Getriebe berührungslos mittels Hallsensoren erfasst werden. Das Prüfprogramm wird über eine PC-Steuerungsoberfläche manuell gestartet. Gleichzeitig wird über ein Triggersignal die zeitsynchrone Datenerfassung aller Messgrößen ausgelöst. Die Durchführung von Verlustmomentmessungen im lastfreien und belasteten Zustand ist mit Hilfe einer hochauflösenden Drehmomentmesswelle zwischen Antriebsmotor und Getriebeeingangswelle möglich. Abb. 3.7 stellt den Rasselgeräuschprüfstand mit montiertem Prüfgetriebe aus Kapitel 6.1 dar.

Vibroakustische Signale besitzen eine Dynamik, die mehrere Zehnerpotenzen um-

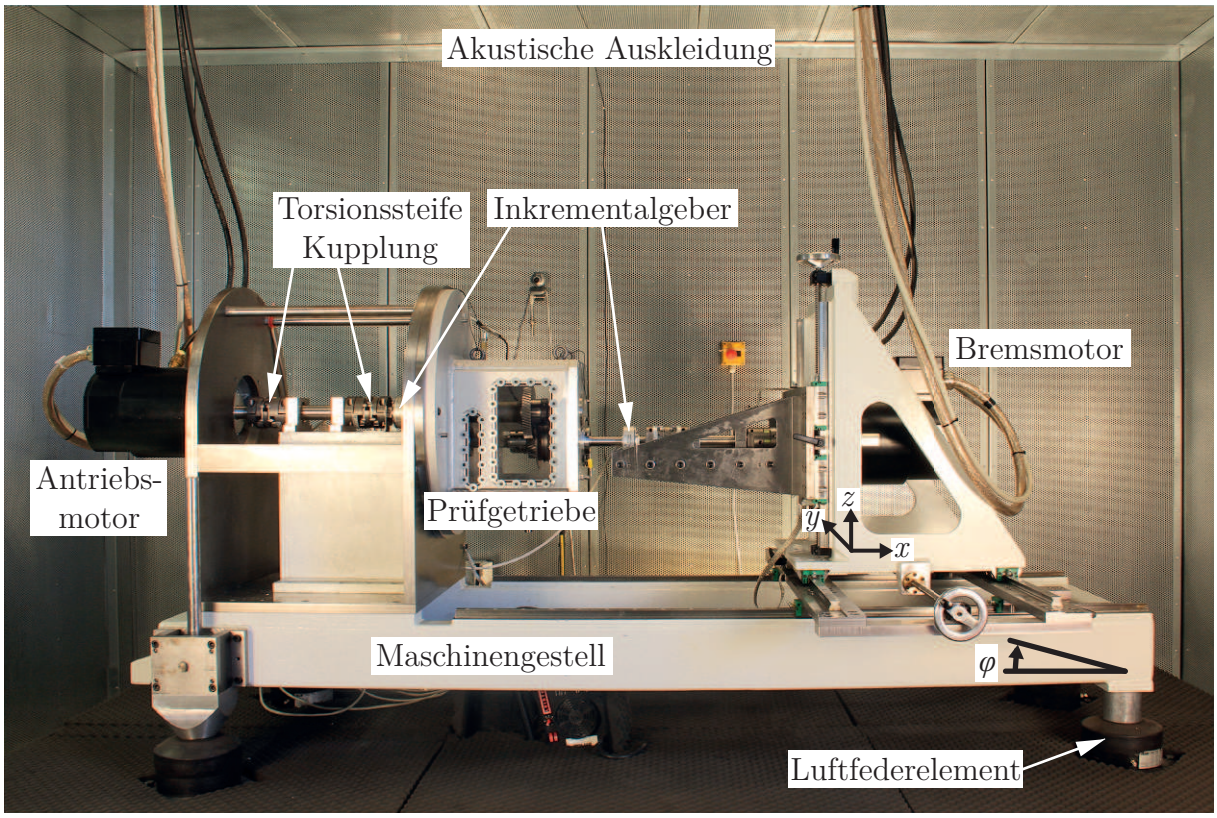

Abb. 3.7: Versuchsaufbau des Rasselgeräuschprüfstands mit einstufigem Prüfgetriebe

fasst. Aus diesem Grund wird anstelle der SI-Einheiten die logarithmische Relativdarstellung als Pegel angewendet. Die Skalierung erfolgt dann in dB mit den entsprechenden Referenzwerten nach [39]. Zur zeitsynchronen Messdatenerfassung wird PAK der Firma Müller-BBM VibroAkustik Systeme in Verbindung mit einem PAK MKII Mess-Frontend eingesetzt [94]. Der Schalldruck wird an drei definierten Messpositionen im Messraum mit identischen 1/2″ ICP-Messmikrofonen vom Typ Microtech Gefell MM 210 in einem Abstand von je 1 m senkrecht zur Gehäuseoberfläche erfasst. Zur Aufzeichnung der Mikrofonsignale wird eine Abtastfrequenz von 51,2 kHz verwendet. Durch die Wahl des Messabstands werden die Losteilgeräusche im Fernfeld des Prüfgetriebes aufgenommen. Zur Auswertung und Beurteilung der über der Zeit veränderlichen Rasselgeräusche wird der energie-äquivalente Dauerschallpegel L_{eq}[1] in dB über der Winkelbeschleunigungsamplitude der Hauptanregungsordnung am Getriebeeingang aufgetragen. Die Mittelungszeit beträgt dabei 1 s und es wird der übliche Referenz-Schalldruck $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}\,\mathrm{N/m^2}$ (Hörschwelle) verwendet. Aus den A-bewerteten Schalldruckpegeln der drei Mikrofone wird der lineare dB-Mittelwert als integrale Beurteilungsgröße gebildet. Das Resultat ist eine

[1] Long-Term Equivalent Continuous Sound Pressure Level

sogenannte Rasselkurve bei konstanter Grunddrehzahl und Anregungsfrequenz.

Der Beschleunigungsaufnehmer an der Getriebegehäuseoberfläche ermöglicht die Identifizierung der Losteilstöße, die im direkten zeitlichen Zusammenhang mit den Drehschwingungen stehen. Die Abtastrate beträgt dabei 25, 6 kHz. Zur Auswertung der Gehäusebeschleunigung wird die Wurzel aus dem quadratischen Mittelwert des Signals (RMS-Wert) mit einer Zeitkonstante von 1 s gebildet. In der vibroakustischen Messtechnik ist es üblich, eine Darstellung in Form des Körperschallpegels zu nutzen. Dabei wird die gemessene Gehäusebeschleunigung als RMS-Wert auf den Referenzwert $1 \cdot 10^{-6}\,{}^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}^2}$ bezogen und linear-bewertet in dB über der Winkelbeschleunigungsamplitude aufgetragen. Zudem lassen sich in Beschleunigungsverläufen über der Zeit (Zeitrohdaten) einzelne Stoßvorgänge der Losteile analysieren und damit Rückschlüsse auf den Ablauf eines Stoßvorgangs ziehen. Die Polarität der elektrischen Signale ist dabei positiv für eine Beschleunigung in Pfeilrichtung (nach außen gerichtet). Allgemein gilt, dass der Schalldruckpegel als integrale Messgröße zur Beurteilung und zum Vergleich verschiedener Getriebe besser geeignet ist, da die Körperschallsignale vom lokalen Schwingverhalten der Gehäusestruktur abhängig sind.

Bei einer Messung wird über einen Zeitverlauf von 120 s die Amplitude $\hat{\omega}$ der Winkelbeschleunigung von $0 - 2000\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ gesteigert, siehe Abb. 3.8. Gleichzeitig werden am Prüfgetriebe Schall- und Gehäusebeschleunigungsmessungen vorgenommen. In den durchgeführten Messreihen beträgt die Grunddrehzahl $900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$, der eine sinusförmige Drehzahlschwankung mit einer Anregungsfrequenz von 30 Hz überlagert wird. Dies entspricht einer Anregung mit der 2. Motorordnung eines Vierzylindermotors. In der ersten Phase ($0 - 10$ s) wird die Winkelbeschleunigungsamplitude bei $0\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ gehalten. Damit wird das Einschwingen der Messtechnik ermöglicht und das Grundgeräusch des Prüfaufbaus erfasst. Von $10 - 60$ s wird die Winkelbeschleunigungsamplitude linear bis $300\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ gesteigert. Der flache Anstieg ermöglicht eine hochauflösende Bestimmung der Rasselgrenze, dem Beginn der ersten Losteilstöße. In den letzten 60 s des Messprogramms wird die Amplitude linear von $300 - 2000\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ gesteigert. Der Amplitudenregler der Echtzeitregelung setzt ab einer bestimmten Winkelbeschleunigungsamplitude (in Abb. 3.8 bei $100\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$) ein. Je nach Reglerparametrierung, Trägheitsmoment und Rückwirkung des Prüfgetriebes auf den Drehzahlverlauf des Antriebsmotors entstehen Abweichungen zwischen Soll- und Istwert des Drehzahlverlaufs, siehe Abb. 3.8. Daher wird in der Datenauswertung immer der an der Getriebeeingangswelle gemessene Drehzahlverlauf nach der vorgegeben Anregungsordnung (in Abb. 3.8 die 2. Ordnung) ausgewertet und die tatsächlich anliegende Amplitude der Winkelbeschleunigung in den Rasselkurven aufgetragen. Jede Messung wird dreimal durchgeführt, um zufällige Phänomene und Messfehler erkennen zu können.

Abb. 3.9 zeigt exemplarisch eine gemessene Rasselkurve und die Zeitrohdaten des Beschleunigungsaufnehmers zum jeweiligen Zeitpunkt der momentanen Winkelbe-

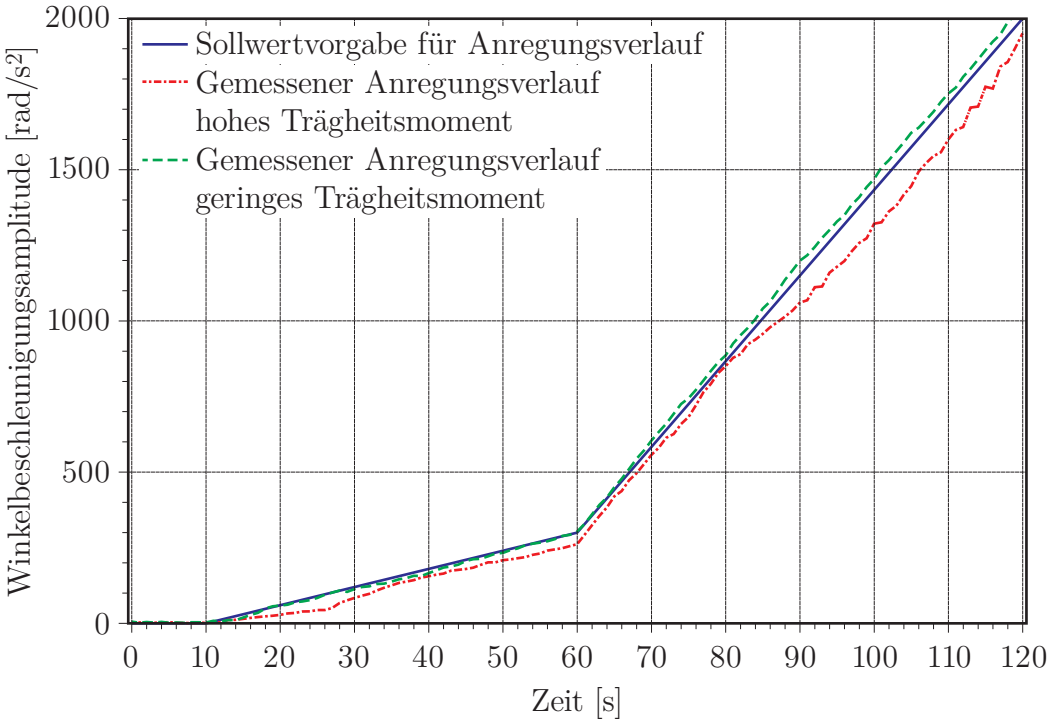

Abb. 3.8: Verlauf der Anregungsamplitude mit der 2. Ordnung in Abhängigkeit der Prüfdauer mit unterschiedlichen Trägheitsmomenten

schleunigungsamplitude. Bis zu einer bestimmten Winkelbeschleunigungsamplitude – der Rasselgrenze – ändert sich der Geräuschpegel nur geringfügig. Dieses Grundgeräusch setzt sich im Wesentlichen aus Abwälzgeräuschen der Verzahnung und der Lager sowie aus Planschgeräuschen durch Eintauchen der Bauteile in den Ölsumpf zusammen. Die Winkelbeschleunigungsamplitude ist hierbei noch so gering bzw. die Losteilverlustmomente noch so hoch, dass die Losteile nicht abheben. Sobald die Rasselgrenze (in Abb. 3.9 bei 70 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$) überschritten ist, heben die Losteile von ihren treibenden Flanken ab und schlagen wieder an. Diese ersten Stöße sind indirekt durch eine Steigerung des abgestrahlten Luftschalldruckpegels messbar. Im weiteren Verlauf (Pegelverlauf) kommt es zu wechselseitigen Stößen der Losteile an ihren Spielgrenzen. Gleichzeitig sind die Stöße in ihrer Intensität stärker, was sich in einer weiteren Erhöhung des Luftschalldruckpegels bemerkbar macht. Das Bewegungsverhalten der Losteile innerhalb ihrer Spielgrenzen und das anschließende Anschlagen sind der normalen Drehbewegung überlagert.

3.3.2 Akustische Eigenschaften der Schallschutzkabine

Zur akustischen Trennung zwischen dem Prüfaufbau mit Maschinengestell und dem darum befindlichen Laborbereich ist eine Schallschutzkabine aufgebaut, siehe

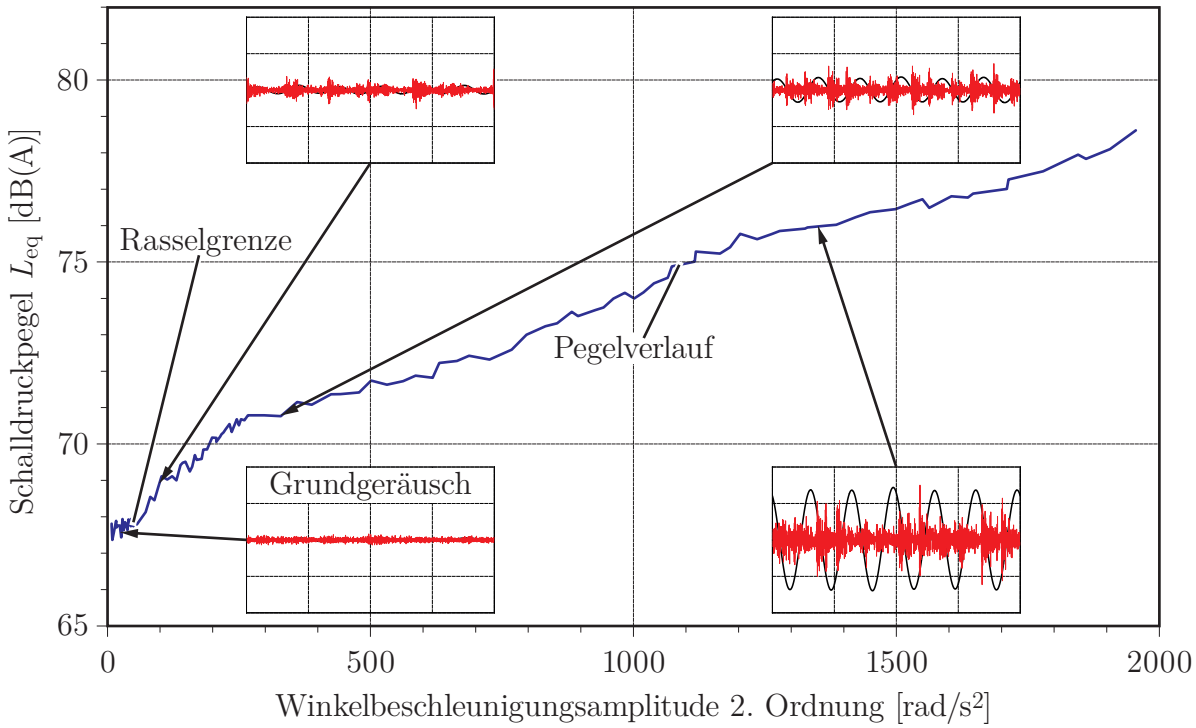

Abb. 3.9: Gemessene Rasselkurve, Drehzahlverlauf der Getriebeeingangswelle und Gehäusebeschleunigung einer rasselnden Stirnradverzahnung

Abb. 3.6. Die Schallschutzkabine ist innenseitig schallabsorbierend ausgeführt, um Rückwirkungen des Laborbereichs auf Schalldruckpegelmessungen an einem Prüfgetriebe zu vermindern. Das Maschinengestell ist vollständig durch Noppenschaum mit einer 2 mm dicken Schwerschicht abgedeckt. Der vorhandene Messaufbau entspricht grundsätzlich den Messvorschriften aus [32]. Eine wesentliche Abweichung von [32] stellt die geringere Anzahl der Mikrofonpositionen dar, siehe Abb. 6.4.

Zur Überprüfung der Eignung der akustischen Messumgebung und zur Ermittlung der erreichbaren Messgenauigkeit mit der vorhandenen Prüfanordnung wurden Schalldruckpegelmessungen mit einer Referenzschallquelle an der Position des Prüfgetriebes nach dem Verfahren der Absolutvergleichsmessung gemäß [32] durchgeführt. Die Schallleistung der Referenzschallquelle wurde nach [31] bestimmt. Die Anregung der Referenzschallquelle erfolgte durch Rauschen mit einer frequenzunabhängigen Energiedichte. Aus dem bekannten Schallleistungspegel der Referenzschallquelle wurde der zu erwartende Schalldruckpegel an den drei Mikrofonpositionen bestimmt und mit den gemessenen Schalldruckpegeln verglichen.

Die Abweichungen zwischen den gemessenen Schalldruckpegeln und den zu erwartenden Schalldruckpegeln in Terzbändern an den einzelnen Mikrofonpositionen zeigt Abb. 3.10. Die Messergebnisse zeigen, dass die über den Terzbändern gemittelten Schalldruckpegel mit A-Bewertung im Bereich von $1 - 1,5$ dB(A) oberhalb der

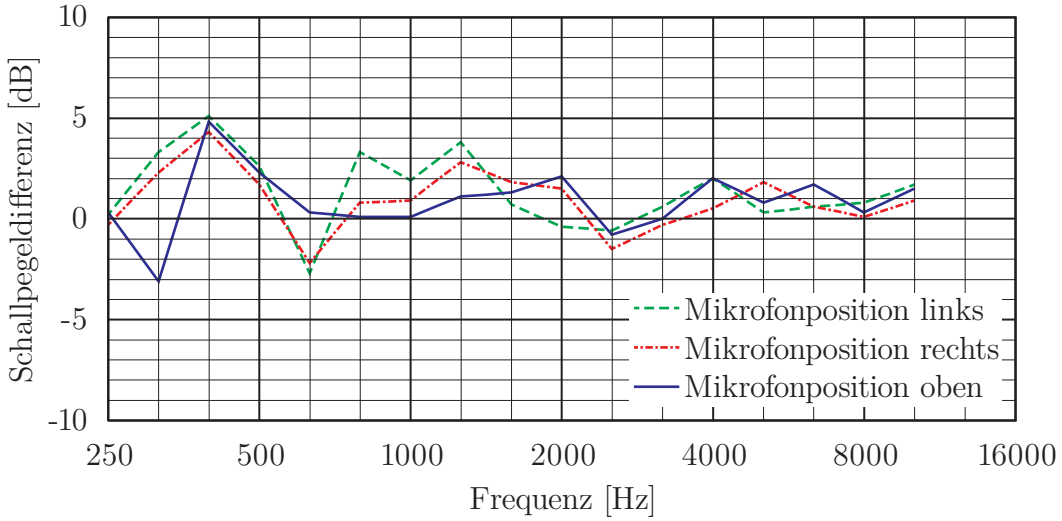

Abb. 3.10: Terzpegeldifferenzen zwischen gemessenem Schalldruckpegel und dem erwartetem Schalldruckpegel an den drei Mikrofonpositionen

Schalldruckpegel einer Punktschallquelle mit idealer Schallausbreitung liegen. Die Schalldruckpegelerhöhungen an den einzelnen Mikrofonpositionen entstehen durch Reflexionen am Prüfstands- und Maschinengestell. Die Terzpegeldifferenzen schwanken bei Frequenzen $f \leq 2000\,\mathrm{Hz}$ stark in Abhängigkeit der Frequenz. Der Grund für die Pegelschwankungen ist die räumliche Abhängigkeit des Schalldruckpegels, die bei tiefen Frequenzen in nicht idealen Freifeldern ausgeprägter ist, als bei hohen Frequenzen. Dementsprechend schwanken die Terzpegeldifferenzen bei Frequenzen $f \geq 2000\,\mathrm{Hz}$ deutlich weniger.

Die Schallabsorption der Wandverkleidung wurde mittels eines In-situ-Verfahrens in Anlehnung an [35] unter Annahme eines senkrechten Schalleinfalls untersucht. Zur Anregung der Schallquelle wurde ein Gleitsinus mit weißem Spektrum gemäß [37] benutzt. Die Bestimmung der Impulsantworten wurde mit einem Korrelationsverfahren nach [37] durchgeführt. Der ermittelte Schallabsorptionsgrad der Schallabsorptionsverkleidung bei senkrechtem Schalleinfall ist in Abb. 3.11 dargestellt. Der Schallabsorptionsgrad α_{0° gibt an, wie groß der absorbierte Anteil des gesamten einfallenden Schalls in Abhängigkeit der Frequenz ist. Der Verlauf des Schallabsorptionsgrads zeigt, dass die Wandverkleidung den einfallenden Schall in allen Frequenzbereichen nahezu vollständig absorbiert, d. h. es können innerhalb der Schallschutzkabine Schalldruckpegelmessungen unter Freifeldbedingungen durchgeführt werden. Aufgrund der verwendeten Lochblechabsorber kann davon ausgegangen werden, dass dieser Schallabsorptionsgrad auch für diffusen[2] Schalleinfall erfüllt wird [96].

[2]Schalleinfall aus allen Richtungen

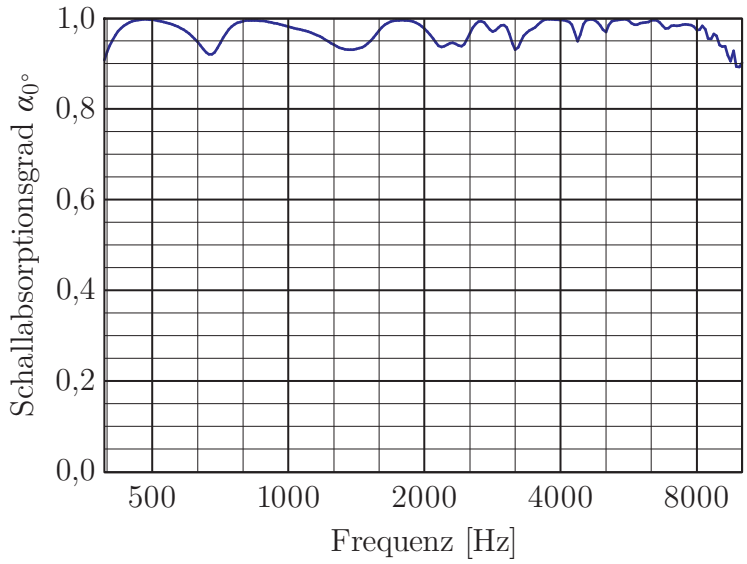

Abb. 3.11: Schallabsorptionsgrad der Wandverkleidung bei senkrechtem Schalleinfall

4 Schmierstoffe als Konstruktionselemente

In Kapitel 4 werden unterschiedliche Möglichkeiten, ein Getriebeöl zu formulieren, erläutert. Zur Formulierung von Ölen für Fahrzeuggetriebe stehen verschiedene Grundöle und Additive zur Verfügung, die sich durch ihre individuellen Eigenschaften auszeichnen. Neuartige Testverfahren zur Erforschung der mechanischen Eigenschaften der Öle werden in Kapitel 4.4 vorgestellt.

4.1 Aufgaben und Anforderungsprofil eines Getriebeschmierstoffs

In Fahrzeuggetrieben werden Öle als Schmierstoff verwendet. Sie sind im Vergleich zu Festschmierstoffen und Schmierfetten besser in der Lage den erforderlichen hydrodynamischen Schmierfilm zur Kraftübertragung aufrechtzuerhalten. Außerdem kann durch eine ständige Umwälzung ein Abtransport sowohl von Wärme als auch von Schmutz- und Abriebpartikeln erfolgen. Die Hauptaufgabe von Schmierstoffen ist allgemein die Trennung von Reibkontakten in allen Betriebssituationen zu gewährleisten. Dabei bilden Grundkörper, Schmierstoff und Gegenkörper ein tribologisches System [29]. Im Fall z. B. einer Stirnradverzahnung stellt die Zahnflanke des treibenden Zahnrades den Grundkörper, das Getriebeöl den Schmierstoff und die Zahnflanke des getriebenen Zahnrades den Gegenkörper dar.

Heutige Fahrzeuggetriebe sind im PKW-Bereich lebensdauergeschmiert. Dabei wird das Getriebe einmalig vor der Nutzung mit Getriebeöl nach Herstellervorgaben befüllt. Das Getriebeöl muss bis zum Ende der geplanten Nutzungsdauer nicht ausgetauscht oder erneuert werden. Diese Randbedingung ist bei der Formulierung und Entwicklung von Getriebeölen zu berücksichtigen. Für eine optimale Auslegung des Getriebeöls muss das Einsatzprofil und die Nutzungsdauer des Getriebes bekannt sein. Ein Ölwechsel oder Nachfüllen des Ölreservoirs ist in der Regel nicht möglich, da keine einfachen Zugänge vorhanden sind. Die thermo-oxidative Alterungsbeständigkeit ist daher eine wichtige Eigenschaft von Getriebeölen. Bei Fahrzeuggetrieben wird üblicherweise eine Ölsumpfschmierung oder eine Trockensumpfschmierung mit Ölpumpe zur Ölversorung der Reibkontakte verwendet. Bei

der Ölsumpfschmierung befinden sich die rotierenden Getriebekomponenten teilweise oder komplett im Ölsumpf.

Moderne Getriebeöle liefern einen aktiven Beitrag zur Verbesserung des Getriebewirkungsgrads. Dies wird z. B. durch Absenken der Ölviskosität in einem weiten Temperaturbereich erreicht. Sogenannte Fuel-Economy-Öle werden aus niedrigviskosen Grundölen mit hohem natürlichen Viskositätsindex formuliert. Die weitere Abstimmung der Schmierstoffrheologie erfolgt durch die Zugabe von Viskositätsindex[1]-Verbesserern. Diese müssen ausreichend scherstabil sein, damit die Molekülketten durch die hohen Scherkräfte im Getriebe nicht aufgebrochen werden und die eindickende Wirkung verloren geht. Durch die Viskositätsabsenkung des Getriebeöls werden die Komponenten des Getriebes – insbesondere Verzahnungen und Lager – mehr im Bereich der Grenz- und Mischreibung betrieben. Das Getriebeöl muss in diesen Betriebsbereichen trotzdem einen ausreichend hohen Schmierfilm, auch bei hohen Ölsumpftemperaturen, bilden. Üblicherweise werden den Getriebeölen aus diesem Grund Verschleißschutzadditive und Reibwertverminderer hinzugegeben [19]. Schalteinrichtungen, wie z. B. Synchronisierungen in MT, AMT, DCT und Lamellenkupplungen in AT, erfordern dagegen hohe statische und quasistatische Reibwerte zur Drehzahlangleichung und sicheren Übertragungsfähigkeit des Drehmoments. Eine optimale Getriebeölentwicklung kann daher nur durch die ganzheitliche Abstimmung von Getriebe, Grundölen und Additiven erfolgen.

4.2 Chemischer Aufbau von Getriebeölen

Ein fertig formuliertes Getriebeöl besteht im Wesentlichen aus einer Grundflüssigkeit und Additiven bzw. einem Additivpaket. Als Grundflüssigkeiten kommen Produkte auf Basis von Mineralöl oder synthetische Flüssigkeiten, wie z. B. Polyalphaolefine, zum Einsatz. Der Grundflüssigkeit wird ein Additivpaket mit einem vorgeprüften Leistungsspektrum – z. B. Verschleißschutz – und weitere Additive zugegeben, um Eigenschaften der Grundflüssigkeit zu verstärken oder überhaupt bestimmte Gebrauchseigenschaften des Schmierstoffs zu erzeugen [29]. Getriebeöladditive können in zwei Gruppen unterteilt werden:

- Additive, die auf die Grundflüssigkeit wirken (z. B. VI-Verbesserer, Stockpunkterniedriger, Entschäumer, Antioxidantien),

- Additive, die in der Phasengrenze zwischen Getriebeöl und Reibkontakt wirken (z. B. Verschleiß- und Korrosionsschutz, Reibwertveränderer, Haftfähigkeitszusatz).

[1] Abk.: VI

Häufig sind bestimmte Additive nur für einen Typ einer Grundflüssigkeit, z. B. Mineralöle, optimiert. Bei einem Wechsel der Grundflüssigkeit müssen andere Additivsysteme verwendet werden, um die gleichen Eigenschaften zu erreichen.

4.2.1 Grundöle auf Mineralölbasis

Mineralöle werden aus Erdöl durch Destillation und Raffination gewonnen und bestehen hauptsächlich aus Kohlenwasserstoffverbindungen. Je nach Herkunft der Erdölquelle können weitere Verbindungen, wie z. B. organische Sauerstoff-, Schwefel- oder Stickstoffverbindungen, enthalten sein. Für die Formulierung von Getriebeschmierstoffen sind gesättigte Kohlenwasserstoffe, sogenannte Paraffine[2] und Naphthene[3], von Bedeutung. Durch Raffination hergestellte paraffinbasische Grundöle werden auch als Solventraffinate[4] bezeichnet [30, 95].

Hydrocracköle

Hydrocracköle werden ebenfalls aus Rohöl durch Wasserstoffbehandlung mit katalytischen Crackern hergestellt. Beim Hydrocrackverfahren werden Aromate[5] in gesättigte, kurzkettige Paraffine umgeformt. Damit werden sehr reine Grundöle gewonnen, die keine Aromaten, Schwefel oder Stickstoff mehr enthalten. Hydrocracköle zeichnen sich im Vergleich zu Mineralölen durch einen hohen VI und ein gutes Tieftemperaturverhalten aus [30, 95].

4.2.2 Polyetheröle

Polyalkylenglykole

Durch katalytische Addition von Ethylenoxid[6] und Propylenoxid[7] mit Alkoholen oder Wasser werden Polyalkylenglykole[8] hergestellt [92]. Das Verhältnis von Ethylenoxid zu Propylenoxid, der in der chemischen Struktur eingebundene Sauerstoff sowie das Molekulargewicht bestimmen im Wesentlichen die Eigenschaften der PAG [128]. So lassen sich wasserlösliche oder mineralöllösliche PAG mit unterschiedlichen Eigenschaften erzeugen. Je höher der EO-Anteil ist, umso besser ist die Wasserlöslichkeit. Hygroskopische Eigenschaften sind jedoch für die Anwendung in Fahrzeuggetrieben nicht geeignet, da es dadurch zu Korrosion kommen kann. PAG sind

[2] Unverzweigte oder verzweigte Ketten, nur mit Einfachbindungen
[3] Ringförmige Ketten, nur mit Einfachbindungen
[4] Engl. Bezeichnung: Solvent Neutrals
[5] Ringförmige Ketten, teilweise mit Mehrfachbindungen
[6] Abk.: EO
[7] Abk.: PO
[8] Abk.: PAG oder PG

polare Grundflüssigkeiten. Bei derartigen Grundflüssigkeiten wird die Polarität des gesamten Moleküls durch einzelne oder mehrere polare Gruppen bzw. Bindungen hervorgerufen. Sie besitzen ein hohes Lasttragevermögen im Mischreibungsgebiet und niedrige Reibwerte [81, 82]. Bestimmte PAG zeichnen sich durch eine hohe Affinität auf metallischen Oberflächen aus.

4.2.3 Synthetische Kohlenwasserstoffe

Polyalphaolefine

Polyalphaolefine[9] setzen sich aus kettenförmigen oder verzweigten Paraffinen zusammen, die durch katalytische Oligomerisation von Decen hergestellt werden. PAO-Grundflüssigkeiten sind unpolar, daher ist die Löslichkeit von polaren Additiven schlecht. Dies wird üblicherweise durch die Zugabe von Ester, der die Löslichkeit der Grundflüssigkeit verbessert, kompensiert [90].

Traktionsfluide

Traktionsfluide besitzen einen sehr hohen Reibwert, um die Kräfte zwischen Kette und Variator in CVT durch Reibung übertragen zu können. Derart hohe Reibwerte werden durch verzweigte, sperrige Molekülketten in der Grundflüssigkeit erzeugt, wodurch die Molekülbewegung untereinander behindert wird [90]. Die Molekülketten verhaken sich ineinander und können so hohe Kräfte übertragen.

4.2.4 Carbonsäureester

Allgemein werden Ester durch Reaktion von organischen Säuren mit Alkoholen hergestellt [11]. Wichtige Estertypen mit guten Schmierfähigkeiten und ausgezeichneten Temperatureigenschaften sind die Dicarbonsäureester und die Polymerester. Polymerester enthalten Moleküle mit einem vergleichsweise hohen Molekulargewicht, was zu höheren Viskositäten führt. Trotzdem sind diese Estertypen sehr scherstabil. Ester besitzen ein ausgeprägtes Dipolmoment, wodurch die Benetzung fester Oberflächen und das Kriechverhalten verbessert wird. Im Vergleich mit Mineralölen ist das natürliche Lasttragevermögen höher und es müssen den Estern weniger Verschleißschutzadditive zugegeben werden [95]. Unter Mischreibungsbedingungen verursachen bestimmte Ester eine geringere Reibung.

[9] Abk.: PAO

4.2.5 Additive

Viskositätsindexverbesserer

Die meisten Getriebeölanwendungen erfordern ein bestimmtes Viskositäts-Temperaturverhalten, das über die Komposition der Grundflüssigkeiten nicht mehr einstellbar ist. Aus diesem Grund werden den Grundflüssigkeiten VI-Verbesserer beigemischt, um die Viskosität auf der Hochtemperaturseite anzuheben, ohne die Viskosität bei tiefen Temperaturen ungünstig zu beeinflussen. Die Wirksamkeit ist über die Polymerstruktur, die Konzentration in der Grundflüssigkeit und die Molekulargewichtsverteilung einstellbar [121]. Für die Anwendung in Getriebeölformulierungen werden VI-Verbesserer mit einer hohen Scherstabilität verwendet, da die Polymerketten ansonsten durch die hohen Kräfte – z. B. im Zahneingriff – zerschert werden und die eindickende Wirkung verloren geht. Die Polymere weisen in Abhängigkeit von der Polarität ihres Monomers eine unterschiedliche Dispergierwirkung auf. Ein vielfach eingesetztes hochmolekulares Polymer als VI-Verbesserer in Getriebeölen ist das Polyalkylmethacrylat[10] [27, 150]. Die Wirkungsweise von PAMA als VI-Verbesserer ist durch die unterschiedliche Löslichkeit in der Grundflüssigkeit gegeben, die von der Temperatur abhängig ist. Zusätzlich hat PAMA auch eine Pourpoint Depressant-Wirkung. Ein weiterer Typ der VI-Verbesserer sind Kammpolymere, deren Moleküle kammförmige Strukturen aufweisen [135, 136].

Verschleißschutzadditiv

Im Anfahrvorgang oder bei hohen Belastungen, wo ein hydrodynamischer Schmierfilm noch nicht aufgebaut ist, wird das Tribosystem im Bereich der Grenz- oder Mischreibung betrieben. In diesem Fall schützen Extreme Pressure[11]-Additive die metallischen Oberflächen vor Verschweißen, minimieren den Verschleiß und die Reibung. EP-Additive wirken bei hohen Lasten und hohen Temperaturen mit der Bildung einer chemischen Reaktionsschicht auf den Oberflächen der berührenden Metallkomponenten und reduzieren so den Verschleiß. Anti Wear[12]-Additive verringern den Verschleiß auf gleiche Art, wirken bei Raumtemperatur und geringen Lasten im Bereich der Hydrodynamik und Elastohydrodynamik. Ein multifunktionelles Additiv mit AW-/EP-Eigenschaften sowie Antioxidanz- und Antikorrosionswirkung ist das Zinkdialkyldithiophosphat[13] [90, 121]. Die Zink-/Phosphorverbindung reagiert an der Oberfläche und bildet eine zusätzliche vor Verschleiß schützende Schicht.

[10] Abk.: PAMA
[11] Abk.: EP
[12] Abk.: AW
[13] Abk.: ZnDDP

Friction Modifier

Im Gebiet der Hydrodynamik kann die Reibung nur durch Grundöle mit einem niedrigen Reibwert und niedriger Viskosität reduziert werden [90]. Im Bereich von niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten und geringen Belastungen kann Mischreibung auftreten. In diesem Betriebsbereich sind AW- und EP-Additive wegen den niedrigen Temperaturen noch nicht aktiv. Deshalb werden der Ölformulierung Friction Modifier[14] zugegeben, um die Reibung auch unter Grenz- und Mischreibungsbedingungen niedrig zu halten. Ein häufig eingesetzter FM ist das Molybdän-Dialkyldithiocarbamat[15], das gleichzeitig auch AW-Eigenschaften hat. Es handelt sich dabei um mechanisch wirkende Festschmierstoffteilchen aus Molybdändisulfid, die auf den Metalloberflächen leicht scherbare Gleitschichten bilden [60, 121]. Glycerol-Mono-Oleat[16] ist ein organischer FM, der durch die Polarität seiner Moleküle auf metallischen Oberflächen haftet. Die Abstoßungskräfte der Moleküle untereinander hält die Oberflächen auseinander. Unter Scherbeanspruchung erzeugt GMO eine geringere Reibung durch einen geringeren Scherwiderstand gegenüber der Grundflüssigkeit [121].

Antischaumwirkstoff

Durch die Drehbewegung von Getriebekomponenten wird das Getriebeöl stark mit Luft durchmischt und kann dadurch Schaum bilden. Die Schaumbildung von Getriebeölen im Betrieb ist jedoch unerwünscht, da dadurch die Ölalterung beschleunigt wird und durch gelöste Luftblasen im Öl die Viskosität ansteigt [30]. Die Schaumneigung eines Getriebeöls wird von dessen Oberflächenspannung bestimmt. Um die Schaumneigung zu verringern werden den Getriebeölformulierungen Entschäumer auf Basis von flüssigen Silikonen zugesetzt. Diese haben im Vergleich zu Mineralöl eine niedrigere Oberflächenspannung, sind unlöslich im Grundöl und haben eine starke Affinität zu metallischen Oberflächen. Derartige Additive beschleunigen das Platzen der Schaumblasen und verringern so den Oberflächenschaum.

Haftfähigkeitszusatz

Haftfähigkeitszusätze erzeugen als Additive im Öl auf bestimmten Oberflächen dickere und stabilere Filme, die weniger schnell abgeschleudert oder ablaufen können. Damit wird lokal eine Viskositätserhöhung und Verstärkung des Haftvermögens des Ölfilms auf der Metalloberfläche erzielt. Üblicherweise werden als Haftfähigkeitszusätze hochviskose Isoparaffin-Kohlenwasserstoffe verwendet, die aber wegen ihrer

[14] Abk.: FM
[15] Abk.: MoDTC
[16] Abk.: GMO

langkettigen Molekülstruktur nicht scherstabil sind und die Wirkung mit zunehmender Nutzungsdauer abnehmen kann.

Benetzungsmittel

Im Rahmen der Arbeit kommt ein EO-/PO-Mischpolymer als Benetzungsverbesserer zum Einsatz, das stark polar auf metallischen Oberflächen wirkt. Solche Polymere ziehen besser auf eine Stahloberfläche auf, als reines Mineralöl.

4.3 Mechanische Eigenschaften von Getriebeölen

Die mechanischen Eigenschaften von Getriebeölen werden durch Kenndaten beschrieben, die mit genormten Prüfverfahren, z. B. [33, 34, 40], ermittelt werden.

4.3.1 Viskosität

Die dynamische Viskosität η eines Fluids ist ein Maß für den internen Widerstand des Fluids gegenüber einer Scherbeanspruchung. Dieser innere Widerstand durch Scherung des Fluids in tribologischen Kontakten verursacht Energieverluste. Zwischen zwei parallelen, mit Fluid gefüllten Platten wirkt in Richtung des Schmierstoffflusses eine Scherkraft, die für die Aufrechterhaltung der Relativbewegung der Platten erforderlich ist. Die dynamische Viskosität η ist definiert als Quotient aus der erforderlichen Kraft F_f zur Verschiebung einer Platte bezogen auf die Reibfläche A und dem Verhältnis von Geschwindigkeitsunterschied zu Schmierfilmhöhe $\frac{dv}{dh}$ [24, 29], siehe Gl. (4.1). Das Verhältnis $\frac{dv}{dh} = \dot{\gamma}$ wird auch als Scherrate oder Schergefälle bezeichnet.

$$\eta = \left(\frac{F_\mathrm{f}}{A}\right) / \left(\frac{dv}{dh}\right) = \frac{\tau}{\dot{\gamma}}. \tag{4.1}$$

Die Viskosität eines Getriebeöls ist im Wesentlichen von folgenden Parametern abhängig:

- Molekülstruktur der Grundflüssigkeit,
- Temperatur,
- Druck,
- Geschwindigkeitsunterschied (Scherbeanspruchung).

Die Viskosität von Getriebeölen nimmt allgemein mit zunehmender Temperatur ab [24]. Die Höhe der Viskositätsabnahme wird z. B. durch den VI nach [36] beschrieben. Das Viskositätsverhalten bei ansteigendem Druck ist insbesondere von der Art der Grundflüssigkeit abhängig [58, 74, 125, 145]. PAG besitzt bei identischer Viskositätslage und gleicher Messtemperatur einen niedrigeren Druck-Viskositätskoeffizienten gegenüber einem Mineralöl, d. h. die effektive Viskositätssteigerung bei hohen Kontaktdrücken eines PAG ist verhältnismäßig geringer [125].

4.3.2 Dichte

Die Dichte ist allgemein definiert als das Verhältnis von Masse zu Volumen. Bei Getriebeölen ist die Dichte von der Temperatur und vom Druck abhängig. Sie wird im Wesentlichen von der Molekülstruktur und dem Kohlenstoffanteil beeinflusst. Bei steigender Temperatur nimmt die Dichte für Getriebeöle auf Mineralöl-, PAO- und PAG-Basis um etwa $7 - 12\%$ linear ab. Die Dichte von Getriebeölen aus Mineralöl und PAO steigt mit zunehmendem Druck nicht-linear an und geht dann in einen nahezu linearen Verlauf über [2]. Die Dichte wird bei Getriebeölen üblicherweise bei 15 ℃ angegeben. Mit Gl. (4.2) nach [33] kann die Dichte des Getriebeöls für beliebige Temperaturen T berechnet werden

$$\varrho\,(T) = \varrho\,(15\ ^{\circ}C) \cdot VCF_T. \tag{4.2}$$

Der Volumenkorrekturfaktor VCF_T für Schmieröle kann ebenfalls aus [33] entnommen werden. Die Dichte von Getriebeölen ist für die Berechnung der dynamischen Viskosität wichtig, sofern nur die kinematische Viskosität bekannt ist.

4.4 Ausgewählte Testverfahren zur Prüfung von Getriebeölen

Eine Charakterisierung der Getriebeöle alleine über deren dynamische Viskosität nach [33] und [40] ist zur Erklärung der unterschiedlichen Rasselgeräuschentwicklung eines MT nicht ausreichend [5, 6]. Daher wurden im Rahmen der Arbeit Testverfahren eingesetzt, um eine weitere Unterscheidung der Öle nach mechanischen Eigenschaften zu ermöglichen.

4.4.1 Kontaktwinkelmessung

Molekulare Wechselwirkungen im Kontakt sich berührender Körper haben zur Folge, dass mehr oder weniger starke Bindungen entstehen, die bei einer Relativbewegung der Körper getrennt werden müssen. Diese Bindungen sind durch die Ad-

häsion, Kapillarität und Benetzung von Schmierstoffen und Festkörpern auf molekularer Ebene begründet [20, 89]. Mit Hilfe der Kontaktwinkelmessung kann das Ausbreiten von flüssigen Schmierstoffen in dünner Schicht auf metallischen Flächen beurteilt werden. Dieser Vorgang wird Spreiten oder Kriechen genannt und kann Schmierstoffmangel an den Reibflächen bewirken [131].

Die Ursache für das Spreiten ist die Benetzung fester Oberflächen durch Schmierstoffe mit niedrigerer Oberflächenspannung als die scheinbare Oberflächenspannung des Festkörpers. Folgende Parameter haben Einfluss auf das Spreiten von flüssigen Schmierstoffen auf Festkörpern:

- Oberflächenspannung des Schmierstoffs,
- scheinbare Oberflächenspannung des Festkörpers,
- Form, Rauheit, Textur sowie Sauberkeit der Festkörperoberfläche.

Die Viskosität des Schmierstoffs und die Temperatur beeinflussen das zeitliche Spreit- und Benetzungsverhalten. Sofern die scheinbare Oberflächenspannung des Festkörpers deutlich größer wie die Oberflächenspannung des Schmierstoffs ist, kommt es zur völligen Benetzung. Eine Erhöhung der Oberflächenspannung des Schmierstoffs, um die Schmierstoffspreitung zu verringern, kann durch den Einsatz von bestimmten PAG erfolgen. Da die Oberflächenspannung von der Molekülstruktur des Grundöls abhängig ist, kann diese nicht durch den Zusatz von Additiven beeinflusst werden. Eine andere Möglichkeit das Spreiten des Schmierstoffs auf einer Festkörperoberfläche zu verringern ist der Einsatz von Beschichtungen, z. B. durch Epilamisierung [131].

Die Oberflächenspannungen von ausgewählten Getriebeölen und eines Festkörpers wurden mittels statischer Kontaktwinkelmessung ermittelt. Dazu wurde das Kontaktwinkelmessgerät OCA 20 der Firma DataPhysics Instruments verwendet, siehe Abb. 4.1. Bei der Pendant-Drop-Methode wird aus einer senkrecht hängenden Dosierspritze die zu prüfende Flüssigkeit herausgedrückt, so dass sich daran ein hängender Tropfen bildet. Die Tropfenkontur wird mit einer Kamera und Gegenlicht aufgenommen und daraus die gesamte Oberflächenspannung der Flüssigkeit rechnerisch ermittelt. Die Vermessung der Tropfenkontur kann in einer durchsichtigen Temperaturkammer mit regelbarer Heizplatte durchgeführt werden, um den Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Oberflächenspannung der Flüssigkeit bestimmen zu können.

Mit der Sessile-Drop-Methode kann die gesamte Oberflächenspannung des Festkörpers mit polaren und dispersen Anteilen sowie die polaren und dispersen Anteile der Oberflächenspannung der Flüssigkeit ermittelt werden. Bei der Sessile-Drop-Methode wird ein Tropfen der zu untersuchenden Flüssigkeit mit der Dosierspritze auf

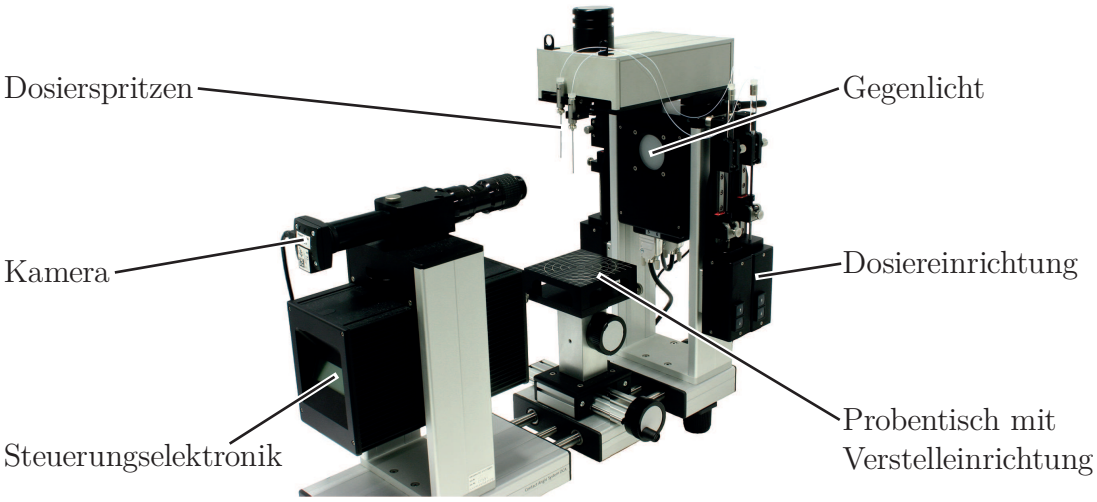

Abb. 4.1: Kontaktwinkelmessgerät OCA 20

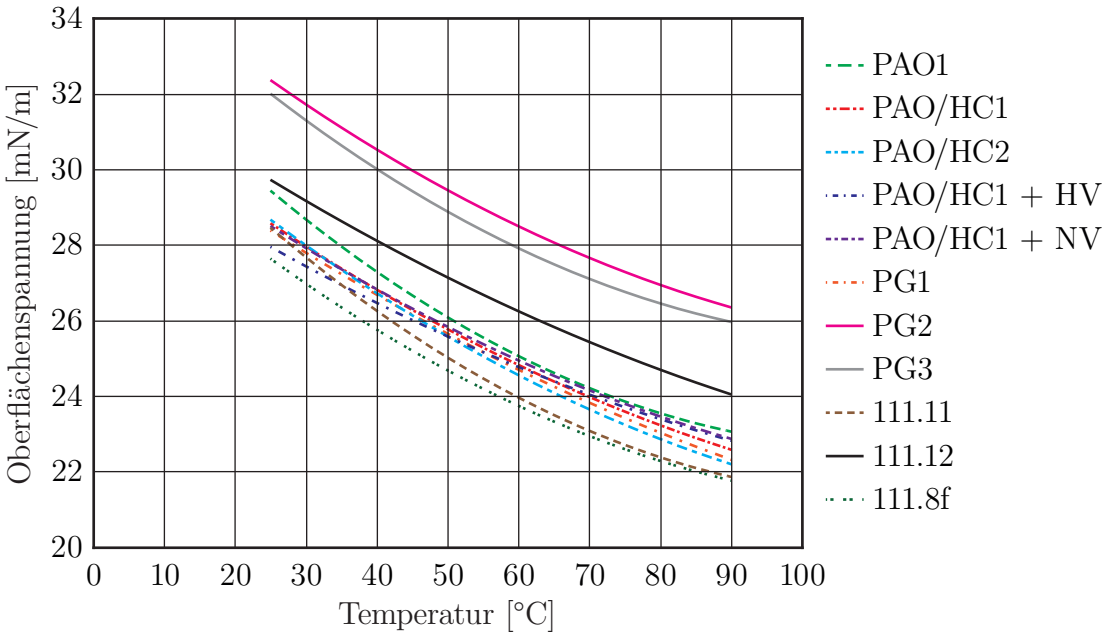

Abb. 4.2: Gemessene Oberflächenspannung der Getriebeöle in Abhängigkeit der Temperatur

einen Festkörper, der sich auf dem Probentisch befindet, abgesetzt. Es wird anschließend der Kontaktwinkel ξ, der sich in der Grenzfläche zwischen Tropfenkontur und Festkörperoberfläche ausbildet, gemessen [28].

In Abb. 4.2 sind die gemittelten Verläufe der Oberflächenspannung von verschiedenen Getriebeölen aus Kapitel 5.3 dargestellt. Die Messung der Oberflächenspannung der Getriebeöle erfolgte nach der Pendant-Drop-Methode in einem Temperaturbereich von 25 °C bis etwa 90 °C. Bei allen Getriebeölen nimmt die Oberflächen-

spannung mit steigender Temperatur im untersuchten Temperaturbereich nichtlinear ab. Dies ist bei allen Stoffen mit identischem Aggregatzustand so, da mit steigender Temperatur die zwischenmolekularen Kräfte aufgrund linear abnehmender Dichte abnehmen. Der nicht-lineare Verlauf der Oberflächenspannung ist daher zusätzlich von der Molekülstruktur des jeweiligen Getriebeöls abhängig. Besonders die beiden Ölsorten PG2 und PG3 zeichnen sich durch einen um etwa $4,0\,{}^{\mathrm{mN}}/_{\mathrm{m}}$ höheren Verlauf gegenüber des Öltyps PAO/HC1 aus. 111.12 liegt zwischen PG3 sowie den übrigen Ölen auf Mineralölbasis und den PAO-Formulierungen.

Die polaren und dispersen Anteile der Oberflächenspannung der Getriebeöle können mit Hilfe eines Referenzprüfkörpers aus PTFE ermittelt werden. Beim Kontakt der zu prüfenden Flüssigkeit mit dem PTFE-Festkörper findet an der Phasengrenze nur eine Wechselwirkung zwischen den beiden polaren und den beiden dispersen Anteilen der beteiligten Phasen statt. Darüber hinaus benetzt nur der disperse Anteil des Getriebeöls das PTFE, da die Oberfläche von PTFE rein dispers ist. Mit Gl. (4.3) nach [89] kann der disperse Anteil des Getriebeöls berechnet werden

$$\sigma_{\mathrm{l}}^{\mathrm{D}} = \left(\frac{4}{\sigma_{\mathrm{l}} + \sigma_{\mathrm{l}} \cdot \cos \xi} - \frac{1}{\sigma_{\mathrm{s}}} \right)^{-1} . \tag{4.3}$$

Dazu muss die gesamte Oberflächenspannung der Flüssigkeit σ_{l} aus der Pendant-Drop-Methode, die gesamte Oberflächenspannung des Festkörpers σ_{s} und der Kontaktwinkel ξ aus der Sessile-Drop-Methode bekannt sein. Mit Gl. (4.4) nach [10, 108] lässt sich dann der polare Anteil der Oberflächenspannung der Flüssigkeit $\sigma_{\mathrm{l}}^{\mathrm{P}}$ bestimmen

$$\sigma_{\mathrm{l}} = \sigma_{\mathrm{l}}^{\mathrm{D}} + \sigma_{\mathrm{l}}^{\mathrm{P}} . \tag{4.4}$$

Gl. (4.4) gilt gleichermaßen auch für die Oberflächenspannung des Festkörpers [108].

Die polaren und dispersen Anteile der Oberflächenspannung ausgewählter Getriebeöle wurden bei 25 °C mit der Sessile-Drop-Methode auf einer Festkörperoberfläche aus PTFE ($\sigma_{\mathrm{s,PTFE}} = \sigma_{\mathrm{s,PTFE}}^{\mathrm{D}} = 20,0\,{}^{\mathrm{mN}}/_{\mathrm{m}}$) bestimmt. Dabei wurde zuerst der disperse Anteil der Oberflächenspannung nach Gl. (4.3) bestimmt. Im Anschluss wurde aus der bekannten gesamten Oberflächenspannung nach Abb. 4.2 mit Gl. (4.4) der polare Anteil der Oberflächenspannung bestimmt. Abb. 4.3 zeigt die so ermittelten polaren und dispersen Anteile der Oberflächenspannung von ausgewählten Getriebeölen bei 25 °C.

Hinsichtlich des polaren Anteils der Oberflächenspannung unterscheiden sich die beiden Ölsorten PG2 und PG3 deutlich von den restlichen untersuchten Öltypen. Der vergleichsweise hohe polare Anteil ist aufgrund der eingesetzten Grundöle aus PAG erklärbar. Die Ölsorten auf Basis von Mineralöl und PAO haben dagegen einen deutlich geringeren polaren Anteil der Oberflächenspannung. Die Zugabe des

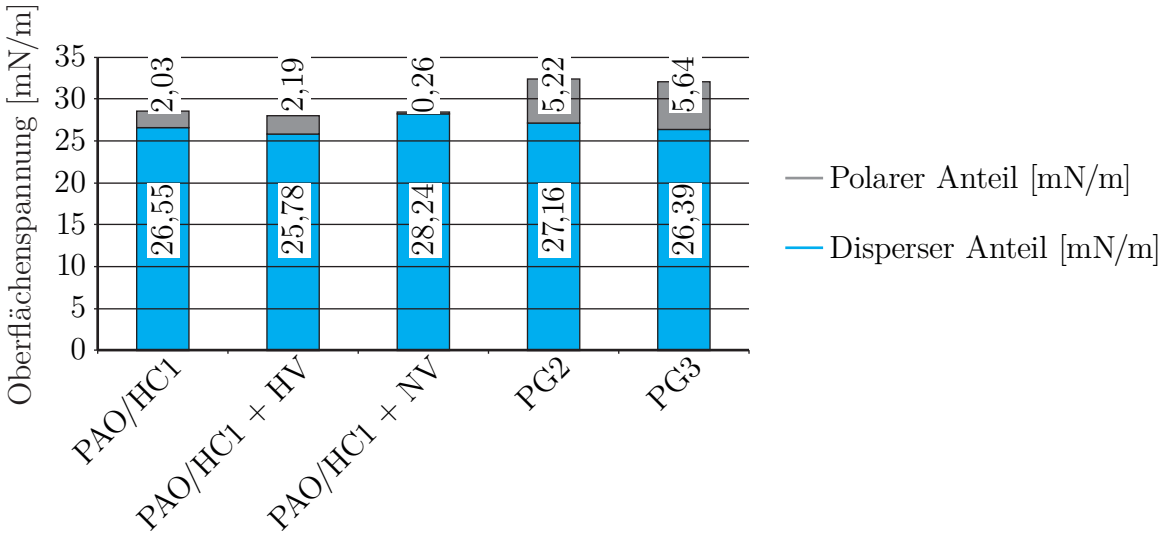

Abb. 4.3: Gemessene polare und disperse Anteile der Oberflächenspannung ausgewählter Getriebeöle bei 25 °C

Tab. 4.1: Polarer und disperser Anteil der Oberflächenspannung der Zahnradoberfläche

Probe	σ_s	σ_s^D	σ_s^P
Zahnrad 20MnCr5	$40,86\,^{mN}/_{m}$	$40,65\,^{mN}/_{m}$	$0,21\,^{mN}/_{m}$

Benetzungsmittels zu PAO/HC1 senkt den polaren Anteil auf ein Minimum ab, wodurch die disperse Wechselwirkung mit der überwiegend dispersen Metalloberfläche verstärkt wird. Der Haftfähigkeitszusatz bringt im Vergleich mit PAO/HC1 keine wesentliche Änderung des polaren und dispersen Anteils der Oberflächenspannung mit sich.

Da bei Festkörpern die direkte Ermittlung der Oberflächenspannung nicht möglich ist, wurde die Oberflächenspannung über die Bestimmung der Kontaktwinkel von Testflüssigkeiten mit bekannten Oberflächenspannungswerten auf der Festkörperoberfläche bestimmt. Die Festkörperoberfläche stellte eine ebene, geschliffene Oberfläche an einem Zahnrad aus dem Werkstoff 20MnCr5 dar. Ethylenglykol, Thiodiglykol und Diiodmethan mit bekannten Stoffwerten aus [28] wurden als Testflüssigkeiten verwendet. Zur Auswertung der polaren und dispersen Anteile der Oberflächenspannung des Festkörpers wurde das Verfahren von Owens u. Wendt eingesetzt [108]. Tab. 4.1 enthält die ermittelten Anteile und die gesamte Oberflächenspannung der Zahnradoberfläche bei Raumtemperatur. Es zeigt sich, dass die scheinbare Oberflächenspannung der Metalloberfläche deutlich höher wie die Oberflächenspannung der untersuchten Getriebeöle aus Abb. 4.2 ist. Der polare Anteil der Oberflächenspannung der Zahnradoberfläche ist sehr gering.

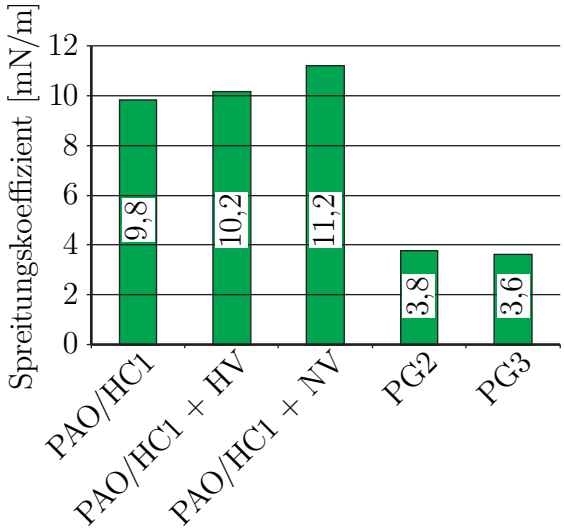

Abb. 4.4: Berechneter Spreitungskoeffizient von ausgewählten Getriebeölen auf der Zahnradoberfläche mit $R_\mathrm{q} = 0,115\,\mu\mathrm{m}$

Zur Beurteilung des Benetzungsverhaltens der jeweiligen Getriebeöl-Festkörperkombination wurden die Spreitungskoeffizienten nach [89] berechnet. Mit dem Spreitungskoeffizient sind Aussagen über die Benetzbarkeit einzelner Getriebeöle auf der Oberfläche des Zahnrads möglich. Der Spreitungskoeffizient ist definiert als

$$S = \sigma_\mathrm{s} - (\chi_\mathrm{sl} + \sigma_\mathrm{l})\,. \tag{4.5}$$

Nach Gl. (4.5) müssen für die Bestimmung des Spreitungskoeffizienten die Oberflächenspannung des Festkörpers aus Tab. 4.1, die Grenzflächenspannung χ_sl zwischen Festkörperoberfläche und Getriebeöl nach [108] und die gesamte Oberflächenspannung des Getriebeöls aus Abb. 4.3 bekannt sein. Sofern sich aus Gl. (4.5) $S > 0$ ergibt, spreitet das Getriebeöl auf der Oberfläche des Zahnrads. Mit zunehmendem Wert von S erhöht sich die Neigung des Getriebeöls sich möglichst großflächig auf der Zahnradoberfläche auszubreiten. Folglich nimmt mit abnehmendem Wert von S der messbare Kontaktwinkel zu, d. h. die Benetzbarkeit nimmt ab.

Abb. 4.4 zeigt die berechneten Spreitungskoeffizienten von ausgewählten Getriebeölen auf der Zahnradoberfläche. Die beiden Ölsorten PG2 und PG3 haben im Vergleich die geringsten Spreitungskoeffizienten. PG2 und PG3 bilden auf der Festkörperoberfläche einen dickeren Schmierfilm und haben eine geringere Neigung auf der Oberfläche zu spreiten als PAO/HC1. Höhere Spreitungskoeffizienten wie bei PAO/HC1 führen dazu, dass sich der Tropfen schon kurze Zeit nach der Messung völlig auf der Probe ausbreitet. Alle ermittelten Spreitungskoeffizienten sind positiv, d. h. die Öle spreiten auf der Metalloberfläche und das mit zunehmendem Spreitungskoeffizient umso stärker.

Die Benetzbarkeit der Zahnradoberfläche durch das Getriebeöl hängt letztendlich nicht allein von der gesamten Oberflächenspannung des Öls ab, sondern vom Verhältnis des dispersen zum polaren Anteil. Da die metallische Oberfläche fast rein dispers ist, tritt nur der disperse Oberflächenspannungsanteil des Getriebeöls damit in Wechselwirkung. Je höher der polare Oberflächenspannungsanteil des Getriebeöls ist, umso schlechter ist die Benetzbarkeit und desto größer sind folglich die messbaren Kontaktwinkel. Bei schlechter benetzenden Getriebeölen wird die Trennung der Oberflächen durch eine die Oberflächen auseinander treibende Kraft unterstützt [21] und dadurch der Reibwert reduziert.

4.4.2 Mini Traction Machine zur Reibwertmessung

Das Reibwertverhalten von Getriebeölen ist ein Maß für die Reibungskräfte im Verhältnis zu den Anpresskräften zwischen zwei Körpern, z. B. der Reibungskräfte beim Zahneingriff. Ausschlaggebend sind dabei neben der Ölviskosität insbesondere die chemische Zusammensetzung des verwendeten Getriebeöls [68]. Bei Stirnradgetrieben tritt im Zahneingriff entlang der Eingriffsstrecke Wälzreibung auf. Dabei handelt es sich um Rollreibung, der eine Gleitreibungskomponente („Schlupf“) überlagert ist. Nur im Wälzpunkt tritt reine Rollreibung auf. Vom Wälzpunkt zum Eingriffspunkt hin tritt gleichzeitig Gleitreibung auf, wobei die Gleitgeschwindigkeit mit steigender Entfernung vom Wälzpunkt zunimmt [95]. Dabei treten je nach Verzahnungsgeometrie Schlupfwerte im Bereich von etwa $5 - 50\%$ auf [79]. Besonders am Eingriffsbeginn im Zahnfußbereich des treibenden Rads bzw. am Zahnkopf des getriebenen Rads kommt es zu erhöhten Schlupfwerten, die durch einen Voreingriff durch elastische Deformation der Zähne noch erhöht werden [86]. Bei einer Schrägverzahnung wälzen die Zahnflanken nur in Höhenrichtung [102]. In Zahnbreitenrichtung findet demnach nur eine Scherung des Ölfilms statt.

Bei der Schmierung von Zahnflanken werden folgende Reibungszustände unterschieden:

- Grenzreibung,
- Mischreibung,
- Flüssigkeitsreibung [48].

Zustände der Grenzreibung treten bei Zahnradgetrieben nur im Anfahrvorgang auf. Dabei ist die hydrodynamische Wirkung des Getriebeöls vernachlässigbar, da die Geschwindigkeit sehr gering ist und eine unzureichende Ölversorgung der Zahnflanken vorhanden ist. Bei Mischreibung findet eine teilweise Trennung der eingreifenden Zahnflanken durch den Ölfilm statt. Es herrschen daher an den Berührungsflächen Zustände der Mischreibung durch polare Adsorptionsfilme oder chemische

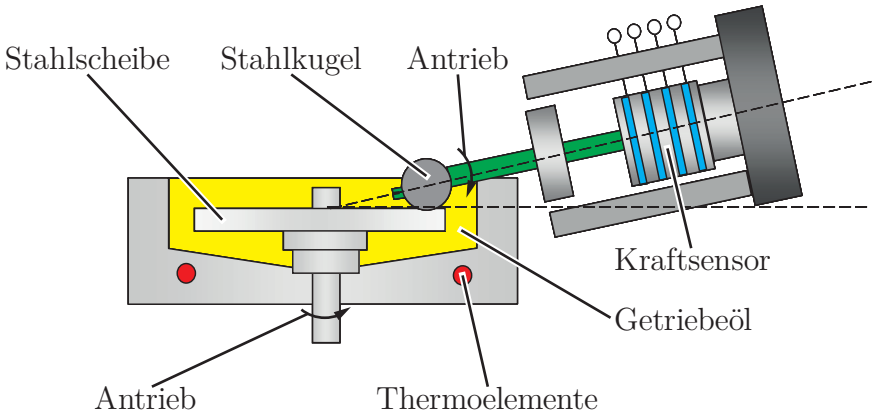

Abb. 4.5: Schematischer Aufbau der Mini Traction Machine zur Reibwertmessung nach Wincierz u. Krapfl [152]

Reaktionsschichten. Die Flüssigkeitsreibung ist durch eine vollständige Trennung der Zahnflanken durch einen Ölfilm gekennzeichnet. Ein Sonderfall der Flüssigkeitsreibung ist bei Zahnradgetrieben die elastohydrodynamische Schmierung. Bei hohen Flächenpressungen an den eingreifenden Zahnflanken nimmt die Viskosität des Getriebeöls sprunghaft zu und die Zahnflanken verformen sich elastisch. Dadurch bildet sich in der Berührfläche einer tragender Ölfilm aus [29].

Anhand der Stribeckkurve kann der Reibungszustand in einem tribologischen System beurteilt werden. Eine Stribeckkurve stellt den Reibwert in Abhängigkeit der Geschwindigkeit dar. Zur Untersuchung des Reibwertverhaltens von ausgewählten Getriebeölen aus Kapitel 5.3 wurde die Mini Traction Machine der Firma PCS Instruments verwendet [152, 153]. Damit lässt sich der Reibwert, der Kraftschluss und die Stribeckkurve von Schmierstoffen bestimmen. Die Stribeckkurve stellt den Reibwert vom Bereich der Grenz-/Mischreibung bei geringer Geschwindigkeit bis zur Flüssigkeitsreibung bei hoher Geschwindigkeit dar [144]. Der Kontakt ergibt sich aus einer polierten Stahlkugel, die auf einer Stahlscheibe abrollen kann, siehe Abb. 4.5. Die Stahlscheibe und die Stahlkugel werden unabhängig voneinander angetrieben, damit verschiedene Gleit-/Rollzustände im Kontakt eingestellt werden können. Die Reibungskräfte im Kontakt werden durch einen Kraftsensor in der Antriebseinheit der Stahlkugel gemessen. Das zu untersuchende Getriebeöl wird in das beheizbare Testreservoir eingefüllt und das Prüfprogramm ausgeführt.

Die Reibwertmessungen wurden mit einer Kraft von 30 N durchgeführt, was einer maximalen Hertzschen Pressung im Kontaktbereich von $p_{\mathrm{H}} = 947,8\,\mathrm{N/mm^2}$ entspricht. Das Testreservoir mit dem zu prüfenden Getriebeöl wurde auf 80 °C beheizt. Zur Darstellung der Reibungszustände der eingreifenden Zahnflanken am Eingriffsbeginn und in Wälzpunktnähe wurden im Kontakt zwei konstante Gleit-/Rollverhältnisse von $SRR = 0,5$ und $SRR = 0,05$ untersucht. Das Gleit-/Rollverhältnis

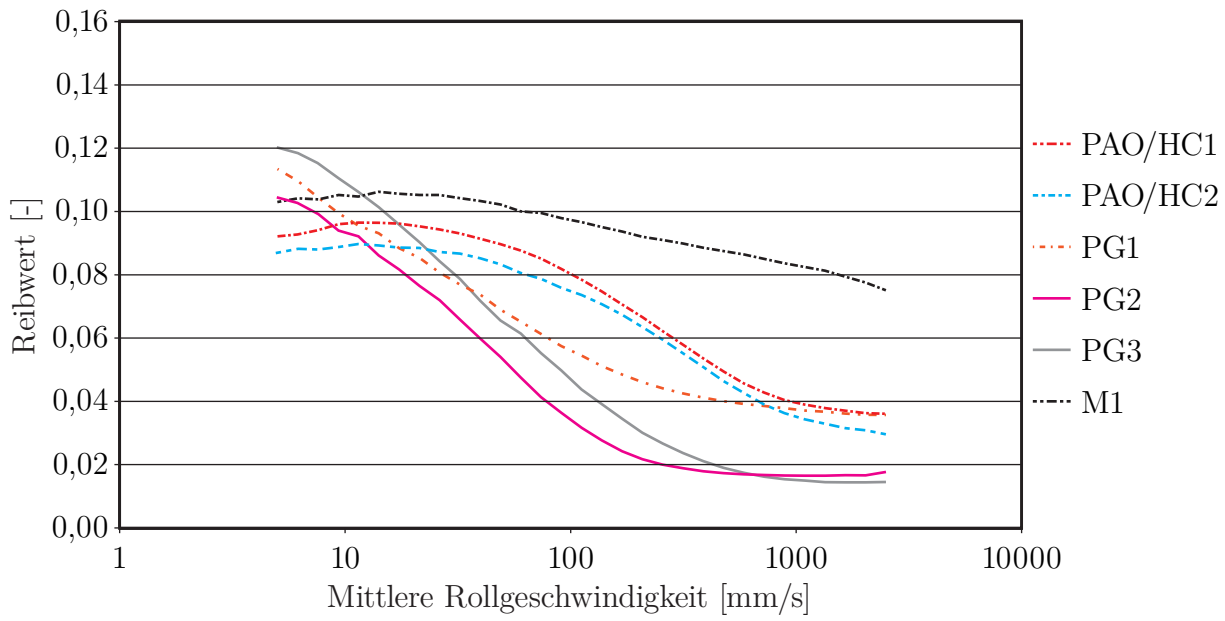

Abb. 4.6: Stribeckkurven von ausgewählten Getriebeölen bei $SRR = 0,5$ (Rollen mit überlagertem Gleiten)

lässt sich nach Gl. (4.6) ermitteln

$$SRR = \frac{u_\mathrm{b} - u_\mathrm{d}}{U}. \tag{4.6}$$

U ist die Eintritts- bzw. mittlere Rollgeschwindigkeit, die sich folgendermaßen berechnen lässt

$$U = \frac{u_\mathrm{b} + u_\mathrm{d}}{2}. \tag{4.7}$$

Der Bereich der Eintrittsgeschwindigkeit wurde in den Messungen im Bereich von $5 - 2500\,\mathrm{mm/s}$ variiert. Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit wurde die Stribeckkurve von jedem Getriebeöl zehnmal aufgenommen.

Zunächst werden die Stribeckkurven der ausgewählten Getriebeöle bei $SRR = 0,5$ analysiert, siehe Abb. 4.6. Dies entspricht vergleichsweise den Reibungszuständen im Eingriffsbeginn im Zahnfußbereich des treibenden Rads bzw. am Zahnkopf des getriebenen Rads. Die Erhöhung der mittleren Rollgeschwindigkeit ist mit einer Zunahme der Drehzahl bzw. der Zahnflankengeschwindigkeit gleichzusetzen. Bei kleinen mittleren Rollgeschwindigkeiten bis ca. $10\,\mathrm{mm/s}$ liegt bei allen Getriebeölen im Kontakt Grenzreibung vor. Dieser Bereich ist durch einen vergleichsweise hohen Reibwert gekennzeichnet, da bei geringen Geschwindigkeiten der Festkörpertraganteil am höchsten ist. Mit zunehmender Geschwindigkeit fällt der Reibwert weiter ab und bei etwa $1800\,\mathrm{mm/s}$ wird der Bereich der Flüssigkeitsreibung erreicht. Ein

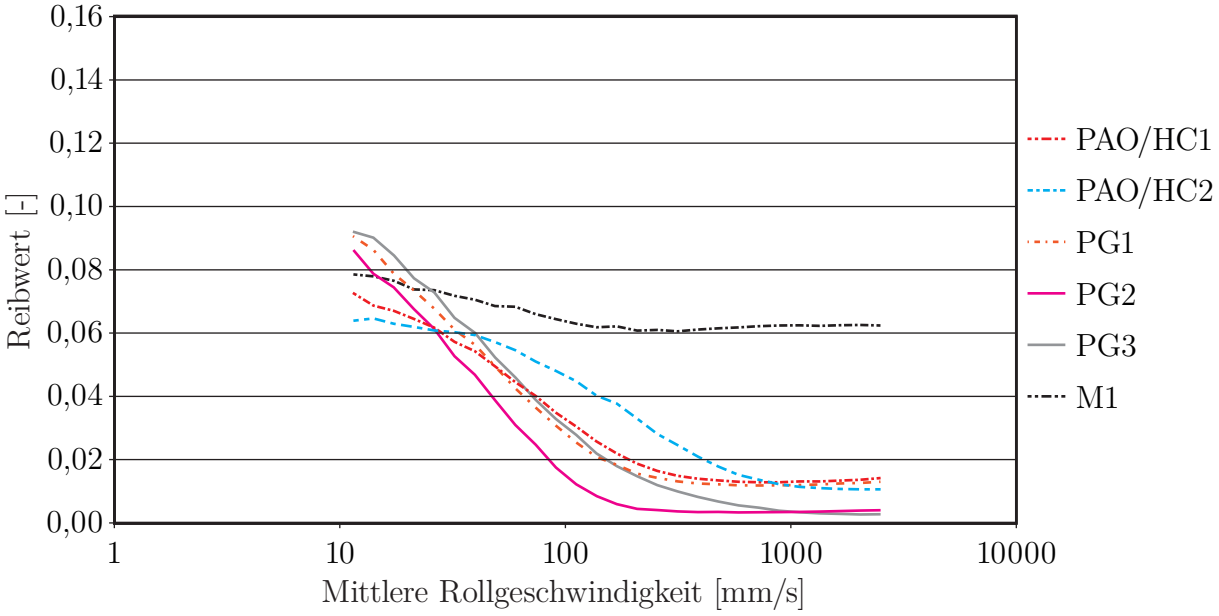

Abb. 4.7: Stribeckkurven von ausgewählten Getriebeölen bei $SRR = 0,05$ (nahezu reines Rollen)

Sonderfall davon ist der Öltyp M1, der sich über einen weiten Bereich der mittleren Rollgeschwindigkeit mit einem konstant hohen Reibwert auszeichnet. Ölsorte M1 ist für den Einsatz in CVT ausgelegt, wo ein hoher Reibwert erforderlich ist, um die hohen Kräfte über das Fluid übertragen zu können. PAO/HC1 und PAO/HC2 liegen im Bereich der Misch- und Flüssigkeitsreibung um etwa $0,04 - 0,02$ im Reibwert höher wie PG2 und PG3. Die Stribeckkurve von PG1 liegt im Reibwertverlauf dazwischen. PG2 und PG3 zeigen besonders im Bereich der Flüssigkeitsreibung ein sehr niedriges Reibwertniveau, was eine geringere Kraftübertragung durch das Fluid und niedrige Energieverluste im Zahneingriff bedeutet. PG2 weist aufgrund seiner höheren Ölviskosität (siehe Tab. 5.3) im Bereich der Mischreibung den niedrigsten Reibwertverlauf aller untersuchten Getriebeöle auf.

Als Nächstes werden in Abb. 4.7 die Stribeckkurven der Getriebeöle bei $SRR = 0,05$ untersucht. Dieser Betriebszustand ist mit den Reibungszuständen im Zahnkontakt in Wälzpunktnähe vergleichbar. Bei einem geringeren Gleitanteil im Kontakt sinkt das gesamte Reibwertniveau aller Öle im Vergleich mit Abb. 4.6 deutlich ab, da das Getriebeöl in diesem Zustand einer geringeren Scherbeanspruchung unterliegt. Den konstant höchsten Reibwertverlauf im Bereich der Grenz-/Mischreibung und der Flüssigkeitsreibung hat die Ölsorte M1. Die beiden Öltypen PG2 und PG3 liegen im Bereich der Flüssigkeitsreibung bei Geschwindigkeiten ab 800 $^{mm}/_{s}$ auf der geringsten Reibwertstufe. PAO/HC1 und PG1 zeigen im Bereich der Misch- und Flüssigkeitsreibung ein fast identisches Verhalten. PAO/HC2 weist besonders im Bereich der Mischreibung höhere Reibwerte auf wie die übrigen untersuchten

Getriebeöle, außer dem Öltyp M1. PAO/HC1 und PAO/HC2 zeigen in Abb. 4.6 und Abb. 4.7 im Bereich der Grenzreibung einen hohen konstanten Reibwert, der sich günstig auf den Schaltvorgang der Synchronisierung auswirkt. Die anderen Getriebeöle sind diesbezüglich nicht optimiert.

Die Untersuchungen in Kapitel 4.4.2 zeigen, dass der Reibwertverlauf eines Getriebeöls von der Ölviskosität und vor allem von der chemischen Zusammensetzung abhängig ist. Je niedriger der Reibwert ist, desto weniger Energie wird benötigt, um den Schmierfilm zu scheren und umso geringer ist die Kraftübertragung durch das Fluid. Der Reibwert ist eine Eigenschaft, die im Bereich der Misch- und Flüssigkeitsreibung durch den Grundöltyp dominiert wird. Additive, z. B. FM, haben nur im Bereich der Grenzreibung einen Einfluss auf den Reibwertverlauf. Bei hohen Gleitanteilen im Kontakt kann der Schmierfilm die Fließgrenze erreichen, es erfolgt dann kein weiterer Anstieg des Reibwerts [19]. Bei Steigerung der Kraft im Kontakt steigt der Reibwert unabhängig von der Ölsorte geringfügig an [15], da der Festkörpertraganteil mit zunehmender Belastung ansteigt [9].

4.4.3 Fließverhalten unter Scherbeanspruchung

Sofern in tribologischen Kontakten Flüssigkeitsreibung auftritt, hat das Fließverhalten des Schmierstoffs einen wesentlichen Einfluss auf die Höhe der auftretenden Reibung. Das Fließverhalten von viskosen Schmierstoffen ist neben Temperatur und Druck, die in der Kontaktfläche herrschen, auch von der Scherrate abhängig. Durch Relativbewegung der Kontaktflächen wird im Schmierstoff eine Scherspannung erzeugt, die von der Geschwindigkeit und der Spalthöhe beeinflusst wird. Sofern die Scherspannung proportional zur Scherrate ist, handelt es sich um ein Newtonsches Fluid und der Proportionalitätsfaktor ist die dynamische Viskosität. Reine Mineralöle weisen in der Regel bis zu Scherraten von 10^6 $^1/_s$, die z. B. im Zahneingriff von schrägverzahnten Stirnrädern auftreten können, ein Newtonsches Fließverhalten auf. Bei noch höheren Scherraten fällt die dynamische Viskosität mit zunehmender Scherrate ab. Die Viskosität ist dann von der Scherrate abhängig (nicht-Newtonsches Fluid). Getriebeöle, denen polymere Additive beigemischt sind, verhalten sich normalerweise pseudoplastisch, d. h. mit steigender Scherrate zeigen diese Fluide eine Viskositätsabnahme. Neben der Höhe der Scherrate hat auch die zeitliche Dauer der Scherbeanspruchung einen Einfluss auf die dynamische Viskosität. Während des Scherprozesses bei konstant hoher Scherrate kann die Molekülstruktur im Fluid zerstört werden, was zu einem Abfall der Viskosität führt. Dieses Verhalten wird Thixotropie genannt [29].

Ausgewählte Getriebeöle wurden unter Scherbeanspruchung untersucht und daraus das rheologische Verhalten ermittelt. Für die rheologischen Tests wurde das Rheometer Physica MCR 500 der Firma Anton Paar mit zugehöriger Temperierkammer eingesetzt. Die Untersuchungen wurden mit einem Platte/Platte-Messsys-

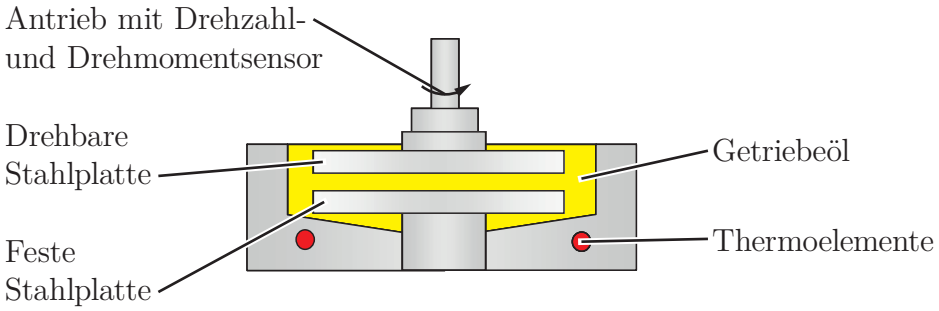

Abb. 4.8: Schematischer Aufbau des Rheometers zur Messung des Fließverhaltens unter Scherbeanspruchung

tem in Anlehnung an [34] durchgeführt, siehe Abb. 4.8. Das Testreservoir wurde mit dem zu prüfenden Getriebeöl befüllt und mit den Thermoelementen auf 80 °C beheizt. Im Testreservoir befindet sich das Platte/Platte-Messsystem, wobei die untere Platte fest mit dem Prüfgerät verbunden ist und die obere Platte drehbar gelagert ist. Ein elektrischer Antrieb treibt die obere Platte mit variablen Drehzahlen an und erzeugt so im Spalt eine Scherspannung im Schmierfilm. Die Spalthöhe wurde während der Messung konstant gehalten.

Für jedes Getriebeöl wurden Viskositätskurven für eine steigende Scherrate von $0 - 2500\,{}^{1}/_{s}$, bei konstant gehaltener Scherrate von $2500\,{}^{1}/_{s}$ zur Ermittlung einer möglichen Thixotropie und für eine fallende Scherrate von $2500 - 0\,{}^{1}/_{s}$ ermittelt, siehe Abb. 4.9. Die maximal erreichbare Scherrate von $2500\,{}^{1}/_{s}$ ist durch das Messgerät begrenzt. Alle untersuchten Getriebeöle zeigen bei steigender Scherrate eine etwas höhere dynamische Viskosität im Vergleich mit einer Scherbeanspruchung bei fallender Scherrate. Je höher die Scherrate ist, desto weiter nähern sich die Fließkurven mit steigender und fallender Scherrate an. Eine Abhängigkeit der dynamischen Viskosität von der Scherdauer, erkennbar an deutlichem Viskositätsabfall bei maximaler Scherrate, ist bei den untersuchten Getriebeölen nicht feststellbar werden. Da in tribologischen Kontakten auch deutlich höhere Scherraten wie $2500\,{}^{1}/_{s}$ auftreten können, ist damit zu rechnen, dass die dynamische Viskosität der untersuchten Getriebeöle ab einer bestimmten Scherrate abfällt [65, 69].

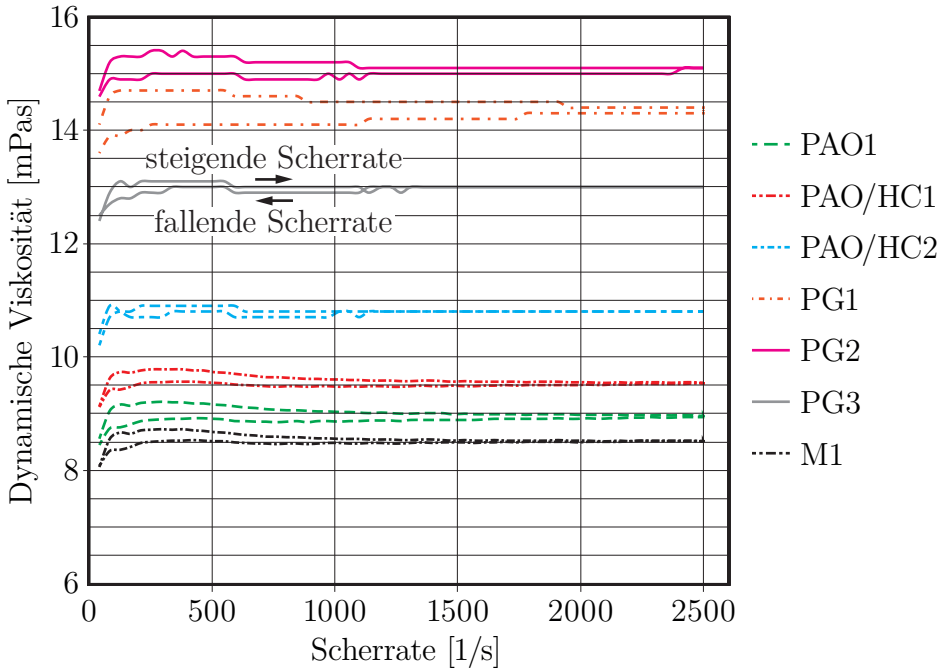

Abb. 4.9: Dynamische Viskosität ausgewählter Getriebeöle in Abhängigkeit der Scherrate bei 80 °C

5 Parametervariation von Grundölen und Additiven

Es wird in Kapitel 5 die Entwicklung eines Getriebeöls für einen praxistauglichen Einsatz in einem MT beschrieben. Die schwerpunktmäßigen Entwicklungsziele für das neue Getriebeöl sind die Reduzierung der Verlustmomente und gleichzeitig eine Rasselgeräuschreduktion. Andere Anforderungen an das Getriebeöl, wie in Kapitel 4.1 beschrieben, werden sekundär mit betrachtet. Der Einfluss unterschiedlicher Grundöl- und Additivformulierungen zur Rasselgeräuschreduktion wird in Geräuschmessungen an einem serienmäßigen MT für Front-Quer-Antrieb untersucht.

5.1 Aufbau des Handschaltgetriebes für Front-Quer-Antrieb

Das untersuchte Fahrzeuggetriebe Mercedes-Benz FSG 180 ist ein 5-Gang MT für PKWs mit Front-Quer-Motor und Vorderradantrieb [46]. Das Getriebe wurde serienmäßig in Fahrzeuge von Mercedes-Benz der Baureihe 169 mit Ottomotor eingebaut. Bei diesem Antriebskonzept kommt ein einstufiges Vorgelegegetriebe mit integriertem Achsantrieb zum Einsatz. Die Spreizung des Getriebes beträgt $i_{\mathrm{G,ges}} = 4,437$ und die Endübersetzung $i_{\mathrm{E}} = 3,882$. Der 5. Gang ist zur Drehzahlsenkung als Overdrive ausgeführt und die Drehmomentkapazität des Getriebes beträgt 180 Nm.

Abb. 5.1 zeigt einen Vollschnitt des Getriebes durch die Mittellinien der Getriebewellen. Der Verbrennungsmotor wird mittels einer Trockenkupplung mit integriertem Torsionsschwingungsdämpfer mit der Getriebeeingangswelle verbunden. Auf der Getriebeeingangswelle sind, von der Kupplungsseite her beginnend, die Stirnradpaare der Gänge R/5., 2./1. und 4./3. angeordnet. Die Getriebeausgangswelle treibt das Differential über eine Konstantenstufe K an. Das Differential teilt den Leistungsfluss zum linken bzw. rechten Vorderrad auf. Die Losräder des 1./2. Gangs werden mit Doppelkonus-Synchronisierungen und die übrigen Gangstufen inklusive R-Gang mit Einkonus-Synchronisierungen geschaltet. Das Getriebe wiegt mit einem Ölvolumen von 1,8 l insgesamt 32 kg.

Zur Beurteilung des Rasselgeräuschverhaltens des Getriebes wird ein Anfahrvorgang mit geschaltetem 1. Gang herangezogen. Bei geschlossener Anfahrkupplung

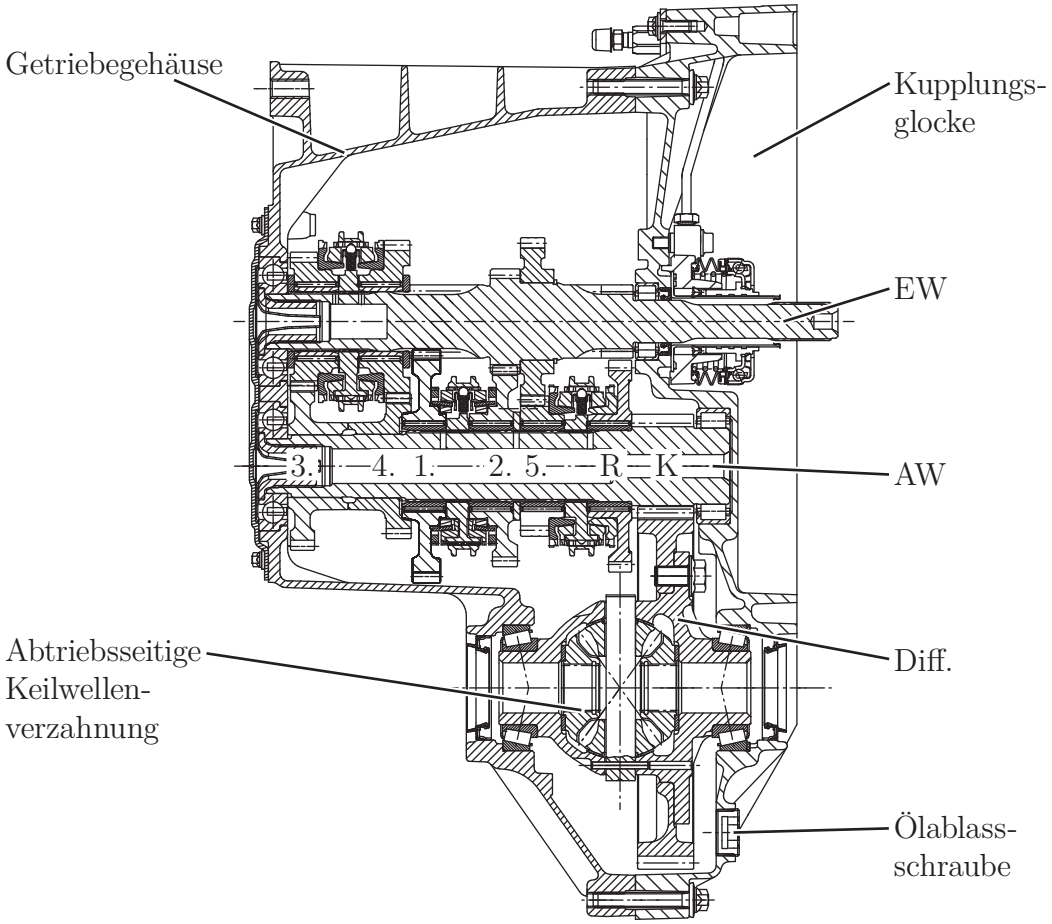

Abb. 5.1: Schnittansicht Mercedes-Benz FSG 180 für Front-Quer-Antrieb

wird die Drehungleichförmigkeit vom Verbrennungsmotor auf die Getriebeeingangswelle übertragen. Somit werden die Synchronringe der Gangstufe 3./4. und die Losräder der Gangstufen 2., 5. und des R-Gangs direkt zu Schwingungen angeregt. Die 1. Gangstufe befindet sich über die Synchronisierung im Leistungsfluss und kann nicht zu Schwingungen angeregt werden. Die Getriebeausgangswelle überträgt bei geschaltetem Gang die Leistung auf das Differential, so dass indirekt die Losräder der Gangstufen 3./4. sowie die Synchronringe des 2. Gangs, des 5. Gangs und des R-Gangs durch die eingeleitete Drehschwingung angeregt werden, siehe Abb. 5.2. Aufgrund der Übersetzung des 1. Gangs ins Langsame treten jedoch an der Getriebeausgangswelle im Vergleich zur Getriebeeingangswelle viel geringere Winkelbeschleunigungsamplituden auf. Im geschalteten Gang wird durch das drehende Differential ein optimaler Öltransport zu den Reibstellen im Getriebe sichergestellt. Die Synchronringe des 3./4. Gangs sind serienmäßig mit einer Anti-Rassel-Maßnahme nach [47, 146] ausgerüstet, so dass auch bei hohen Winkelbeschleunigungsamplituden an der Getriebeeingangswelle das Synchronringrasseln fast vollständig

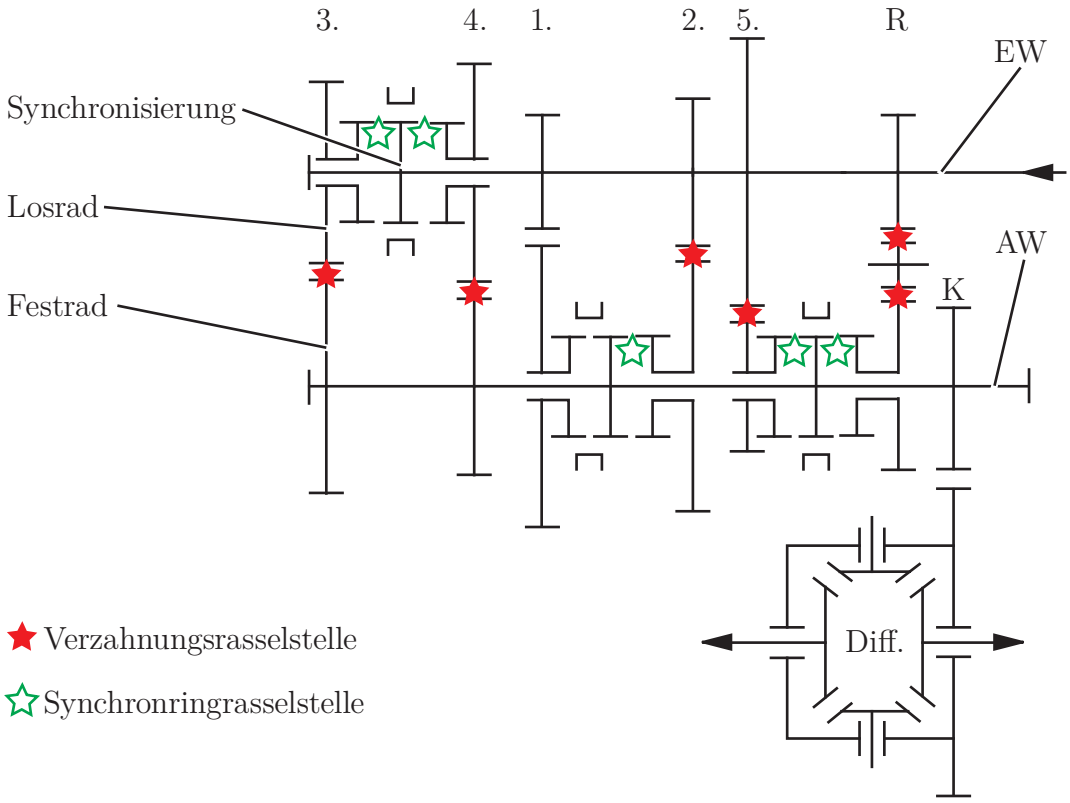

Abb. 5.2: Rasselstellen Mercedes-Benz FSG 180 im geschalteten 1. Gang mit geschlossener Anfahrkupplung und Leistungsübertragung zu den Vorderrädern

unterdrückt wird.

5.2 Versuchsablauf

Zur Versuchsdurchführung wurden die in Kapitel 3.3.1 beschriebenen Randbedingungen und die Anregungrampe nach Abb. 3.8 verwendet. Die Ölsumpftemperatur wurde bei 80 °C eingestellt. Zur Überwachung der Ölsumpftemperatur wurde ein NiCr-Ni-Element, das in die Ölablassschraube integriert ist, verwendet. Da nur ein Bremsmotor am Rasselgeräuschprüfstand vorhanden ist, ist die Funktion des Ausgleichsgetriebes vom Differential nicht notwendig. Die Ausgleichskegelräder wurden für die Geräuschuntersuchungen mit den Achskegelrädern verschweißt, damit das Differential als Block rotieren kann. Eine modifizierte Seitenwelle wurde abtriebsseitig in die Keilwellenverzahnung des Differentials eingeschoben und mit dem Bremsmotor über Lamellenkupplungen verbunden. Abtriebsseitig wurde am Bremsmotor ein Drehmoment von 71 Nm aufgebracht, um die geschaltete Gangstufe und die Konstantenstufe K zu verspannen. Um die Vergleichbarkeit von verschiedenen Öl-

sorten untereinander sicherzustellen, wurde in allen Versuchsreihen das identische Getriebe und derselbe Ölstand verwendet. Der Ölwechsel des Getriebes wurde nach den Richtlinien von Laukotka u. Arnold durchgeführt [83].

5.3 Rasselgeräuschuntersuchungen

In Kapitel 5.3 werden die Ergebnisse der Rasselgeräuschuntersuchungen mit kommerziell erhältlichen und neu entwickelten Ölsorten dargestellt und miteinander verglichen.

5.3.1 Serienmäßige Getriebeöle, Haftfähigkeitszusatz und Benetzungsmittel

Zuerst wird das Rasselgeräuschverhalten bei Verwendung von serienmäßigen Getriebeölen und Ölzusätzen analysiert. Die Referenzbefüllung ist die Ölsorte PAO/HC1. PAO/HC1 ist ein komplett formuliertes Getriebeöl im Wesentlichen aus PAO- und SN-Grundölen, dispergierendes PAMA als VI-Verbesserer und einem EP/AW-Verschleißschutzpaket. Ölsorte PAO/HC2 ist eine Weiterentwicklung von PAO/HC1 mit verbessertem Verschleißschutz- und Viskositätsverhalten auf Basis moderner Grundöle. Die Ölformulierung 111.8f setzt sich aus 69,5 % Hydrocracköl 3[1], 11,0 % Hydrocracköl 4[2], 13,5 % dispergierendes PAMA und 6,0 % Verschleißschutzpaket vom Typ Anglamol zusammen. Für PAO/HC1 wurden zwei spezielle Ölzusatzstoffe, ein Haftzusatz (HV) und ein Benetzungsverbesserer (NV), entwickelt. Tab. 5.1 zeigt die Viskositätsdaten der serienmäßigen Getriebeöle. Der Haftzusatz und der Benetzungsverbesserer haben keinen Effekt auf das Viskositätsverhalten der Ölsorte PAO/HC1.

Abb. 5.3 stellt die gemessen Rasselkurven bei Verwendung der Ölsorten PAO/HC1, PAO/HC2, 111.8f und PAO/HC1 mit jeweils dem Haftzusatz (HV) und dem Benetzungsverbesserer (NV) dar. Es wird deutlich, dass die Rasselgrenze des Getriebes bei etwa 150 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ unabhängig von der verwendeten Ölsorte ist. Die Pegelverläufe von PAO/HC1 und PAO/HC1 mit NV sind nahezu identisch. Der Haftzusatz liegt bei Winkelbeschleunigungsamplituden bis 1200 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ um etwa 1 dB(A) oberhalb von PAO/HC1. Die Bedeutung des Benetzungsverbesserers und des Haftzusatzes auf den gemessenen Schalldruckpegel sind als nicht nennenswert einzustufen. Die Ölsorte PAO/HC2 besitzt im Vergleich mit PAO/HC1 bis 1200 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ ein um bis zu 2 dB(A) höheren Pegelverlauf. Im Vergleich mit PAO/HC1 zeigt die Formulierung 111.8f ein höheres Geräuschniveau, insbesondere bei geringer Anregung. Verglichen mit PAO/HC2 hat die Ölsorte 111.8f jedoch einen fast identischen Pegelverlauf. Im

[1] Kinematische Viskosität bei 100 °C von 3,0 $^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
[2] Kinematische Viskosität bei 100 °C von 4,0 $^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$

Tab. 5.1: Viskositätsdaten der serienmäßigen Getriebeöle

	PAO/HC1	**PAO/HC2**	**111.8f**
Kinematische Viskosität 40 **°C**	$37,20\,\mathrm{mm^2/s}$	$37,80\,\mathrm{mm^2/s}$	$28,39\,\mathrm{mm^2/s}$
Kinematische Viskosität 100 **°C**	$7,10\,\mathrm{mm^2/s}$	$7,30\,\mathrm{mm^2/s}$	$6,99\,\mathrm{mm^2/s}$
Dichte 15 **°C**	$862,0\,\mathrm{kg/m^3}$	$855,1\,\mathrm{kg/m^3}$	$853,7\,\mathrm{kg/m^3}$
Viskositäts-index VI	156	162	224
Dynamische Viskosität 80 **°C**	9,03 mPas	9,19 mPas	8,30 mPas

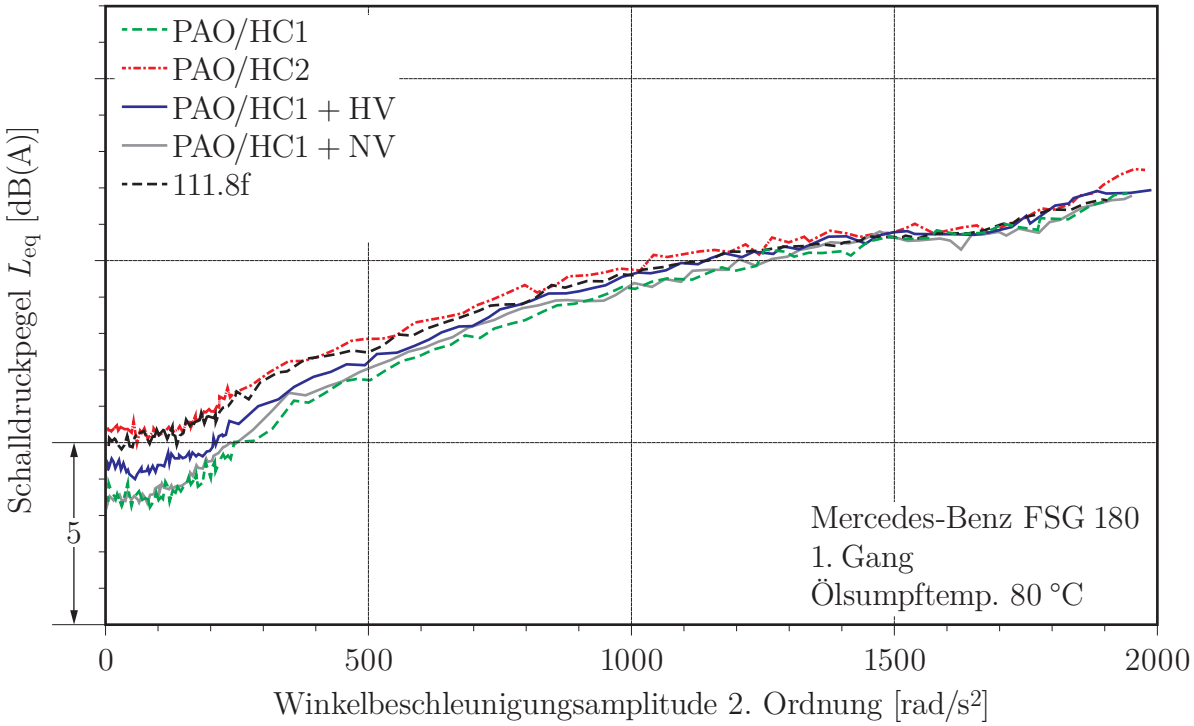

Abb. 5.3: Rasselkurven bei Verwendung von serienmäßigen Getriebeölen und Ölzusätzen im 1. Gang

Referenzöl PAO/HC1 sind folglich weitere bzw. andere Komponenten enthalten, die für ein niedrigeres Geräuschniveau sorgen. Der Unterschied im Schalldruckpegel bei den Ölsorten PAO/HC1 und PAO/HC2 ist bemerkenswert, obwohl die Viskositätsdaten nach Tab. 5.1 nahezu identisch sind. Es liegt folglich ein Einfluss auf den Rasselgeräuschpegel vor, der sich nur durch die unterschiedliche chemische Zusammensetzung der beiden Ölsorten erklären lässt.

Die Ölsorte PAO1 ist ein kommerziell erhältliches Handschaltgetriebeöl für PKW-

Tab. 5.2: Viskositätsdaten kommerzieller Getriebeöle und des Traktionsfluids

	PAO1	**M1**	**M2**
Kinematische Viskosität 40 °C	$32,00\,^{mm^2}/_{s}$	$32,00\,^{mm^2}/_{s}$	$31,05\,^{mm^2}/_{s}$
Kinematische Viskosität 100 °C	$6,40\,^{mm^2}/_{s}$	$5,50\,^{mm^2}/_{s}$	$6,42\,^{mm^2}/_{s}$
Dichte 15 °C	$852,9\,^{kg}/_{m^3}$	$906,3\,^{kg}/_{m^3}$	$842,0\,^{kg}/_{m^3}$
Viskositäts-index VI	157	108	164
Dynamische Viskosität 80 °C	7,96 mPas	7,52 mPas	7,81 mPas

Anwendungen. Die Ölformulierung besteht aus PAO als Grundöl mit einem ZnDDP-Verschleißschutzpaket. M1 stellt ein Traktionsfluid aus synthetischem Kohlenwasserstoff und einem ZnDDP-Verschleißschutzpaket dar. Diese Ölsorte ist für die Anwendung in CVT geeignet. Der Öltyp M2 ist ein serienmäßiges Getriebeöl für die Radsatzschmierung von DCT. Die Viskositätsdaten dieser untersuchten Getriebeöle zeigt Tab. 5.2.

In Abb. 5.4 sind die Pegelverläufe dieser kommerziellen Getriebeöle und des Traktionsfluids im Vergleich mit der Referenzölsorte PAO/HC1 dargestellt. Das Traktionsfluid erreicht bis etwa $800\,^{rad}/_{s^2}$ die höchsten Schalldruckpegel. Gegenüber der Referenzölsorte PAO/HC1 ist M1 bis zu 3 dB(A) im Rasselgeräuschpegel lauter. Öltyp M2 liegt im Pegelverlauf etwas höher wie die beiden Ölsorten PAO/HC1 und PAO1. Die dynamische Viskosität bei 80 °C der betrachteten Öle ist im Mittel um 1,3 mPas niedriger wie das Referenzöl PAO/HC1. Trotzdem weist PAO/HC1 nicht die niedrigsten Rasselgeräuschpegel in diesem Vergleich auf. Die unterschiedlichen Pegelverläufe lassen sich wieder über die unterschiedlichen chemischen Molekülstrukturen erklären. Das Traktionsfluid weist einen hohen Reibwert auf und erzeugt deshalb die höchsten Schalldruckpegel. Demgegenüber verhalten sich die Öle mit einem Anteil an PAO im emittierten Schalldruckpegel in diesem Fall vorteilhaft.

5.3.2 Getriebeöle auf Basis von Polyalkylenglykolen

Des Weiteren werden ein nicht-wasserlösliches PAG (PG1) und zwei wasserlösliche PAG (PG2, PG3), entwickelt für den Einsatz in Schneckengetrieben, untersucht. PG1 ist öllöslich und enthält ein S/P-Verschleißschutzpaket. PG2 und PG3 basieren auf konventionellen PAG und enthalten nur einen geringen Anteil an Verschleißschutzadditiven. Die rheologischen Daten sind in Tab. 5.3 dargestellt.

Abb. 5.5 zeigt den Einfluss der Getriebeöle auf Basis von PAG im Vergleich mit

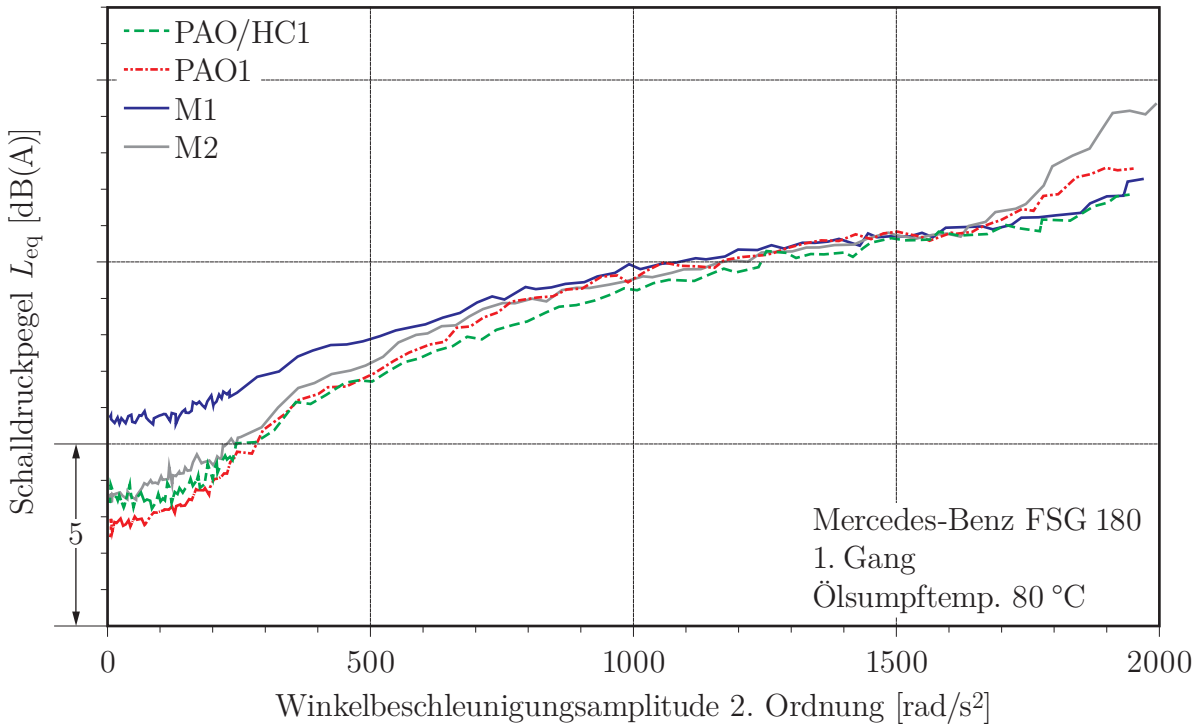

Abb. 5.4: Rasselkurven bei Verwendung von kommerziellen Getriebeölen und des Traktionsfluids im 1. Gang

Tab. 5.3: Viskositätsdaten der Polyalkylenglykole

	PG1	**PG2**	**PG3**
Kinematische Viskosität 40 **°C**	$44,30\,\mathrm{mm^2/s}$	$46,12\,\mathrm{mm^2/s}$	$32,00\,\mathrm{mm^2/s}$
Kinematische Viskosität 100 **°C**	$9,30\,\mathrm{mm^2/s}$	$9,77\,\mathrm{mm^2/s}$	$7,10\,\mathrm{mm^2/s}$
Dichte 15 **°C**	$933,0\,\mathrm{kg/m^3}$	$1028,0\,\mathrm{kg/m^3}$	$1022,6\,\mathrm{kg/m^3}$
Viskositäts-index VI	200	206	194
Dynamische Viskosität 80 **°C**	$12,62\,\mathrm{mPas}$	$14,65\,\mathrm{mPas}$	$10,44\,\mathrm{mPas}$

der Referenzölsorte. Insbesondere zeichnen sich die beiden wasserlöslichen PAG durch deutlich niedrigere Rasselgeräuschpegel über dem gesamten Bereich der Winkelbeschleunigungsamplitude aus. Im Vergleich mit PAO/HC1 erreicht die Ölsorte PG2 bis zu 2 dB(A) und die Ölsorte PG3 bis zu 4 dB(A) niedrigere Schalldruckpegel. Bemerkenswert ist das Rasselgeräuschverhalten der Ölsorte PG3. Im Vergleich mit der Referenzölsorte hat PG3 ein identisches Viskositätsverhalten bei der gleichen Ölsumpftemperatur. Lediglich die Öldichte ist bei PG3 höher, siehe Tab. 5.3

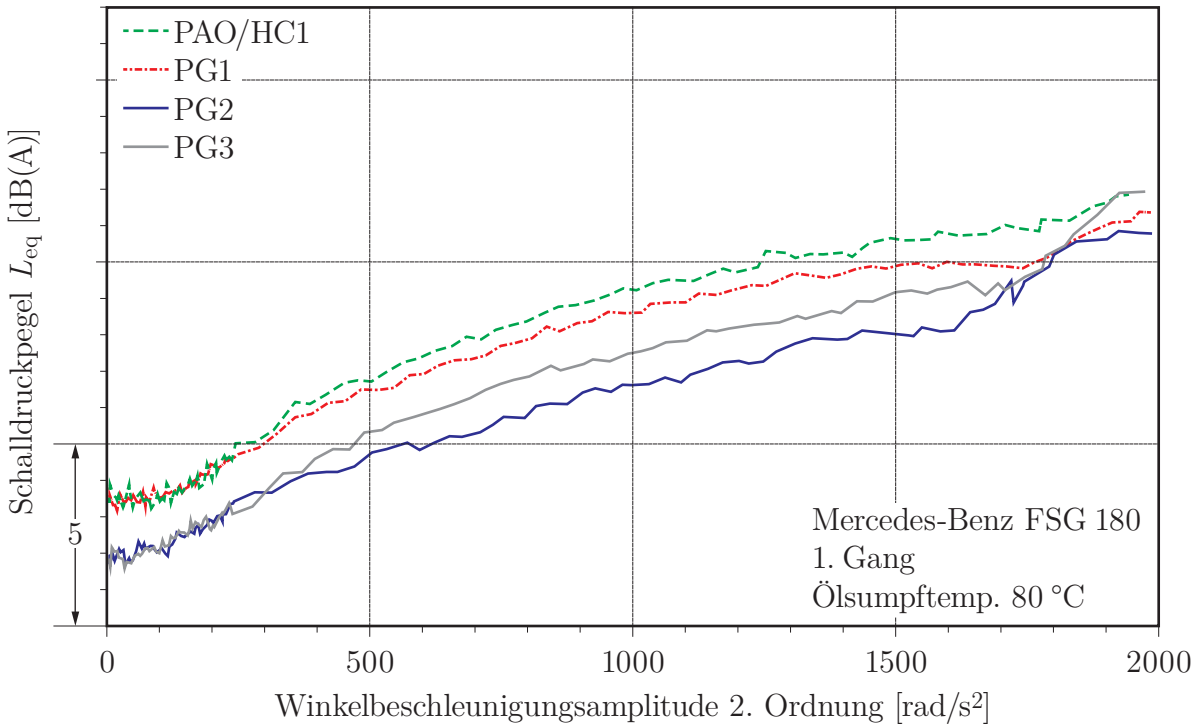

Abb. 5.5: Rasselkurven bei Verwendung von PAG im 1. Gang

und Tab. 5.1. Das besonders gute Rasselgeräuschverhalten ist aber nicht auf die Öldichte zurückzuführen, wie der Pegelverlauf der Ölsorte PG1 mit ähnlicher Dichte im Vergleich mit PG2 und PG3 zeigt. Die Rasselgeräuschminimierung mit den Ölsorten PG2 und PG3 lässt sich aus der anderen Grundölzusammensetzung ableiten. Diese bewirkt einen niedrigen Reibwert an den Reibkontakten im Bereich der Misch- und Flüssigkeitsreibung, siehe Kapitel 4.4.2.

5.3.3 Variation des Grundöltyps

Es wird eine Variation des Grundöltyps und unterschiedliche Mengenanteile der gleichen Grundölart untersucht. Es handelt sich dabei um praxisrelevante Grundöle, die für den Einsatz im MT relevant sind. Die Ölformulierung 111.2a besteht aus 44,8 % Hydrocracköl 6[3], 54,0 % Hydrocracköl 8[4] und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. 111.2b enthält 38,8 % Polyalphaolefin 6[5], 60,0 % Polyalphaolefin 8[6] und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. Das Öl 111.7d ist eine Formulierung

[3]Kinematische Viskosität bei 100 °C von 6,0 mm^2/s
[4]Kinematische Viskosität bei 100 °C von 8,0 mm^2/s
[5]Kinematische Viskosität bei 100 °C von 5,8 mm^2/s
[6]Kinematische Viskosität bei 100 °C von 8,0 mm^2/s

Tab. 5.4: Viskositätsdaten der Getriebeöle aus unterschiedlichen Grundöltypen

	111.2a	**111.2b**	**111.7d**	**111.12**
Kinematische Viskosität 40 °C	$40,66\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$39,48\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$26,82\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$46,40\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
Kinematische Viskosität 100 °C	$6,92\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$6,99\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$6,93\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$6,87\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
Dichte 15 °C	$845,0\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$	$832,6\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$	$815,2\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$	$879,7\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$
Viskositäts-index VI	128	139	236	104
Dynamische Viskosität 80 °C	8,84 mPas	8,94 mPas	8,00 mPas	9,44 mPas

aus 71,2 % Polyalphaolefin 2[7], 27,6 % Polyalphaolefin 300[8] und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. 111.12 besteht aus Mineralölen der Gruppe 1, und zwar aus 65,8 % Solventraffinat 150[9], 33 % Solventraffinat 600[10] und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. Die Viskositätsdaten sind Tab. 5.4 zu entnehmen.

In Abb. 5.6 sind die gemessenen Rasselkurven mit verschiedenen Grundöltypen dargestellt. Die Ölsorte 111.7d auf Basis von PAO weist die höchsten Rasselgeräuschpegel auf. Im Vergleich mit dem Öltyp 111.2b, der auch auf PAO basiert, ist der Schalldruckpegel mit 111.2b bis $1000\,^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ um bis zu 2 dB(A) niedriger. Dies ist auf die unterschiedlichen Mengenverhältnisse der Grundöle zurückzuführen. Ein besonders hoher Anteil des niedrigviskosen Grundöls und ein damit hoher VI des Endprodukts wirkt sich negativ auf das Rasselgeräuschverhalten aus. Daneben vermindert ein PAO-Grundöl nicht pauschal das Rasselgeräuschniveau. Das Hydrocracköl 111.2a verhält sich nahezu identisch wie das Referenzöl PAO/HC1. Das Öl 111.12 aus Solventraffinaten weist ab $500\,^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ ein verbessertes Rasselgeräuschverhalten um bis zu 1 dB(A) gegenüber der Referenzölbefüllung auf. Dies lässt sich mit dem unterschiedlichen Molekülkettenaufbau und Bindungsart in den mineralölbasischen Grundölen belegen, siehe Kapitel 4.2.1.

5.3.4 Variation von VI-Verbesserern

Im Folgenden wird die Wirkung von unterschiedlichen Typen der VI-Verbesserer in einem Hydrocracköl 3 untersucht. Es werden sowohl dispergierende und nicht-dispergierende PAMA als auch ein dispergierender Kammpolymer miteinander verglichen. Die Ölformulierung 111.3a besteht aus 75,7 % Hydrocracköl 3, 23,1 % nicht-

[7] Kinematische Viskosität bei 100 °C von $2,0\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
[8] Kinematische Viskosität bei 100 °C von $300,0\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
[9] Kinematische Viskosität bei 100 °C von $5,2\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
[10] Kinematische Viskosität bei 100 °C von $12,0\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$

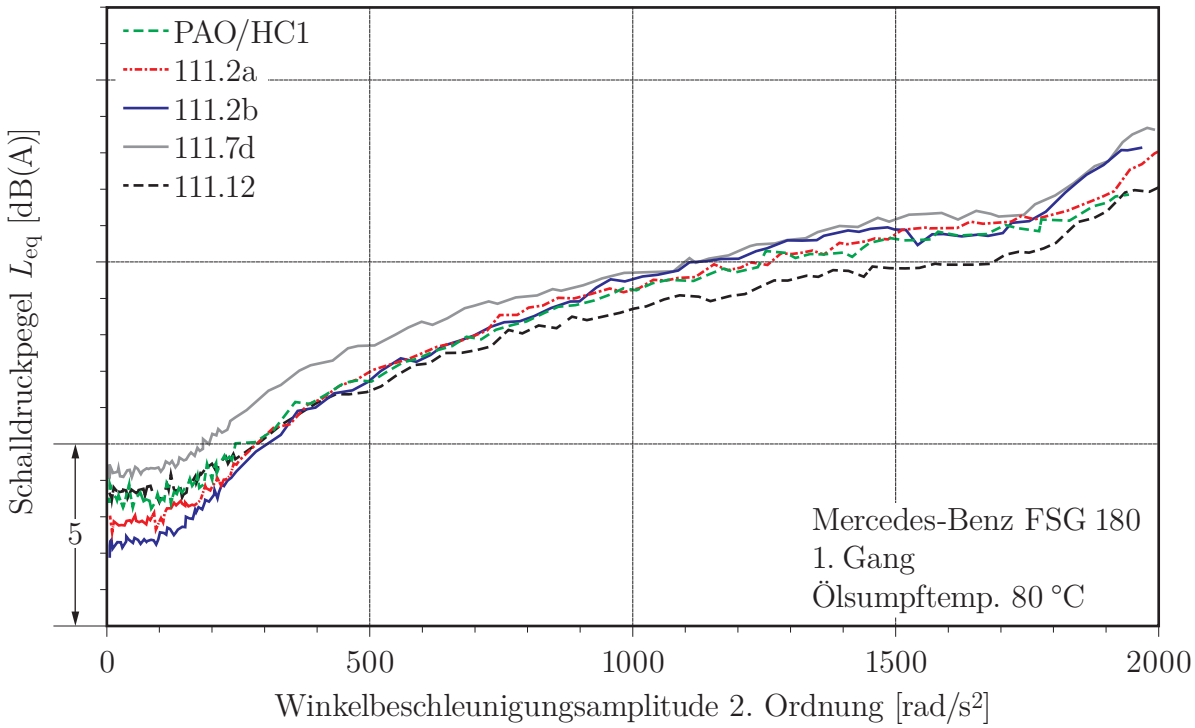

Abb. 5.6: Rasselkurven mit Ölformulierungen aus verschiedenen Grundöltypen im 1. Gang

dispergierendes, sehr scherstabiles PAMA und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. 111.4b setzt sich aus 87,7 % Hydrocracköl 3, 11,1 % nicht-dispergierendes, weniger scherstabiles PAMA und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv zusammen. Der Öltyp 111.5c enthält 85,3 % Hydrocracköl 3, 13,5 % dispergierendes PAMA und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. 111.6c ist eine Formulierung aus 85,2 % Hydrocracköl 3, 13,6 % Kammpolymer und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. Die Viskositätsdaten sind in Tab. 5.5 enthalten.

Abb. 5.7 zeigt den Einfluss von unterschiedlichen Typen der VI-Verbesserer auf den Schalldruckpegel. Der Vergleich der Pegelverläufe zeigt, das es keinen eindeutigen Einfluss eines bestimmten Typs der untersuchten VI-Verbesserer gibt. Die Rasselkurven bei Verwendung einer Ölformulierung mit PAMA oder mit einem Kammpolymer weisen ähnliche Schalldruckpegelverläufe auf. Sowohl die Dispergierwirkung als auch die Scherstabilität der untersuchten PAMAs zeigen keinen nennenswerten Unterschied im gemessenen Pegelverlauf. Lediglich die Formulierungen mit identischem Typ PAMA – 111.5c und PAO/HC1 – weisen tendenziell ein niedrigeres Rasselgeräuschniveau auf.

Tab. 5.5: Viskositätsdaten der Getriebeöle mit unterschiedlichen Typen von VI-Verbesserern

	111.3a	**111.4b**	**111.5c**	**111.6c**
Kinematische Viskosität 40 °C	$32,64\,\mathrm{mm^2/s}$	$26,90\,\mathrm{mm^2/s}$	$28,99\,\mathrm{mm^2/s}$	$23,23\,\mathrm{mm^2/s}$
Kinematische Viskosität 100 °C	$6,97\,\mathrm{mm^2/s}$	$7,03\,\mathrm{mm^2/s}$	$6,93\,\mathrm{mm^2/s}$	$6,98\,\mathrm{mm^2/s}$
Dichte 15 °C	$859,0\,\mathrm{kg/m^3}$	$847,0\,\mathrm{kg/m^3}$	$851,1\,\mathrm{kg/m^3}$	$845,9\,\mathrm{kg/m^3}$
Viskositäts-index VI	184	241	212	295
Dynamische Viskosität 80 °C	8,61 mPas	8,16 mPas	8,53 mPas	8,26 mPas

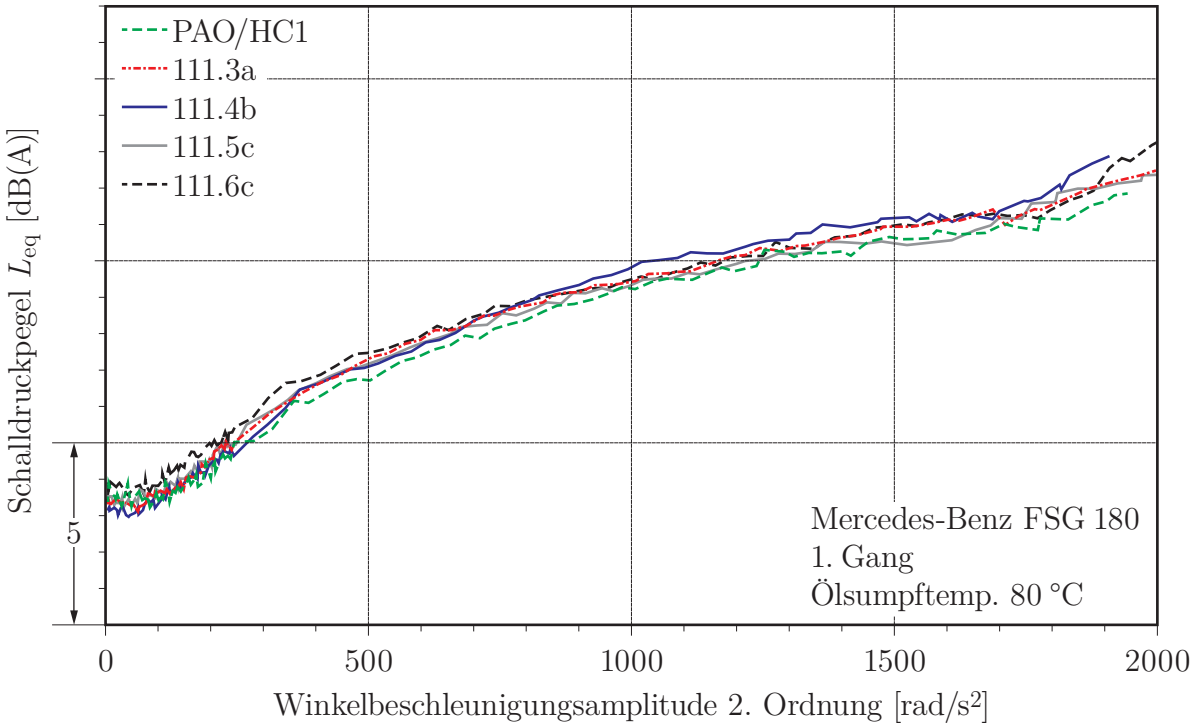

Abb. 5.7: Rasselkurven mit unterschiedlichen Typen von VI-Verbesserern im 1. Gang

Tab. 5.6: Viskositätsdaten der Getriebeöle mit verschiedenen Konzentrationen von dispergierendem PAMA

	111.5d	**111.11**	**111.5e**
Kinematische Viskosität 40 **°C**	$39,41\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$48,88\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$42,22\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
Kinematische Viskosität 100 **°C**	$8,97\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$11,04\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$8,92\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
Dichte 15 **°C**	$855,2\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$	$854,4\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$	$851,5\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$
Viskositätsindex VI	220	225	198
Dynamische Viskosität 80 **°C**	10,90 mPas	13,45 mPas	10,98 mPas

5.3.5 Verschiedene Konzentrationen von dispergierendem PAMA

Nachdem in Kapitel 5.3.4 der VI-Verbesserer vom Typ dispergierendes PAMA eine Tendenz zur Rasselgeräuschsenkung zeigt, wird in Kapitel 5.3.5 gezielt dessen Konzentration in der Formulierung des Endprodukts variiert. Auf Basis von Öltyp 111.5c wird die Konzentration des dispergierenden PAMA in Ölsorte 111.11 auf 23,2 % angehoben und dementsprechend das Hydrocracköl 3 auf 75,6 % reduziert. Außerdem ist der Viskositätseinfluss bisher noch nicht systematisch überprüft worden. Ausgehend von der Ölsorte 111.5c wird die kinematische Viskosität bei 100 °C der fertigen Formulierung auf $9,00\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$ angehoben. Dies kann zum einen über unterschiedliche Grundölviskositäten bei konstanter Konzentration des VI-Verbesserers oder über die Konzentration des VI-Verbesserers bei Verwendung von Hydrocracköl 3 erfolgen. 111.5e besteht folglich aus 5 % Hydrocracköl 3, 80,3 % Hydrocracköl 4, 13,5 % dispergierendes PAMA und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. Die Formulierung 111.5d enthält 80,8 % Hydrocracköl 3, 18,0 % dispergierendes PAMA und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. Tab. 5.6 zeigt die Viskositätsdaten der formulierten Öle.

Die Schalldruckpegel des Getriebes gemessen mit verschiedenen Konzentrationen von dispergierendem PAMA zeigt Abb. 5.8. Es ist ersichtlich, dass die Ölsorte 111.11 mit einem Anteil von 23,2 % dispergierendes PAMA im Vergleich mit der Referenzölsorte um einen bis zu 1,5 dB(A) niedrigeren Pegelverlauf aufweist. Es kann daraus abgeleitet werden, dass dispergierendes PAMA in sehr hoher Konzentration im Endprodukt für ein niedrigeres Rasselgeräuschniveau wirksam ist. Die höheren dynamischen Ölviskositäten bei 80 °C der Sorten 111.5e und 111.5d führen nicht zu einer Minimierung des Rasselgeräuschpegels gegenüber der Ölsorte 111.5c. Im Bereich der Rasselgrenze verursachen die höheren Ölviskositäten sogar einen höhe-

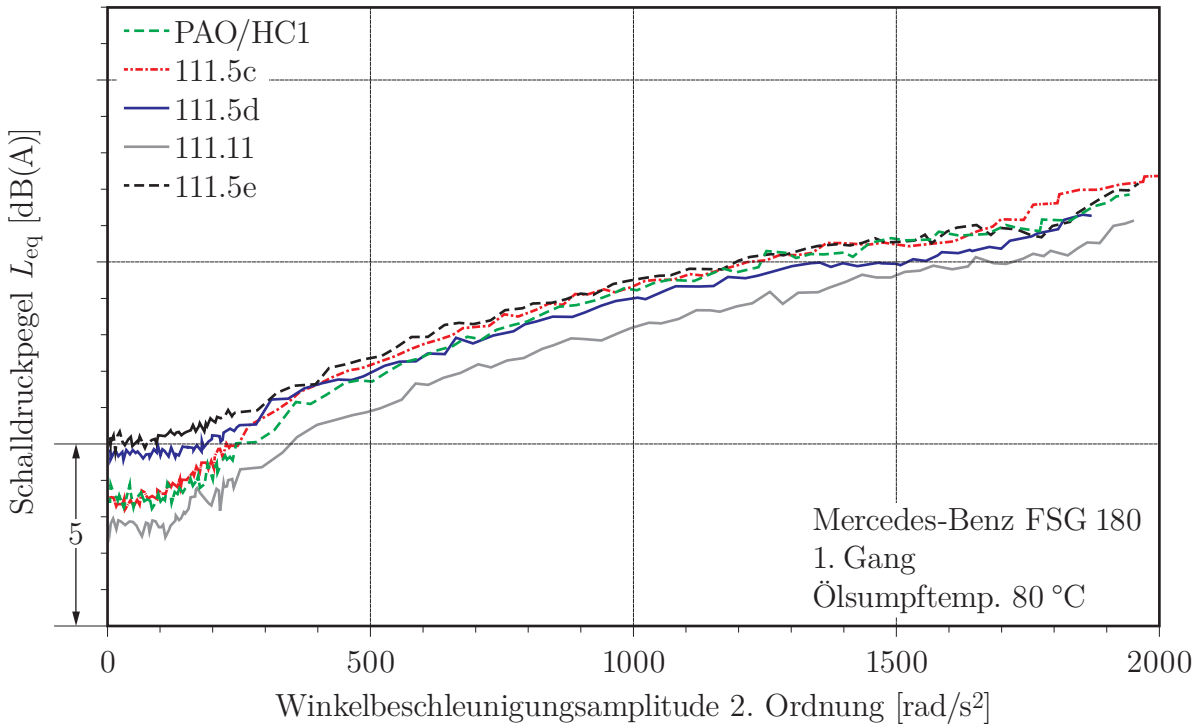

Abb. 5.8: Rasselkurven mit verschiedenen Konzentrationen von dispergierendem PAMA im 1. Gang

ren Schalldruckpegel. Ein direkter Vergleich der Ölsorten 111.5e und 111.5d zeigt, dass eine höhere Konzentration des dispergierenden PAMA – Ölsorte 111.5d – eine Reduktion des Pegelverlaufs um ca. 1 dB(A) zur Folge hat. Folglich ist die Grenzschmierfilmbildung des dispergierenden PAMA vorteilhafter für einen niedrigeren Pegelverlauf wie eine geringfügig angehobene Grundölviskosität mit Hydrocracköl 4.

5.3.6 Verschiedene VI-Verbesserer in hoher Konzentration

Da in Kapitel 5.3.5 die hohe Konzentration des dispergierenden PAMA eine Rasselgeräuschreduktion zur Folge hat, werden unterschiedliche Typen von VI-Verbesserern in vergleichbarer Konzentration in einem Hydrocrackgrundöl untersucht. Die Ölsorte 111.16d besteht aus 61,9 % Hydrocracköl 3, 36,9 % nicht-dispergierendes PAMA und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. 111.17b enthält 80,3 % Hydrocracköl 3, 18,5 % nicht-dispergierendes PAMA mit mittlerer Scherstabilität und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. Der Öltyp 111.18d setzt sich aus 71,0 % Hydrocracköl 3, 27,8 % Polyalphaolefin 300 und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv zusammen. Tab. 5.7 stellt die Viskositätsdaten der Getriebeöle dar.

In Abb. 5.9 sind die gemessenen Rasselkurven mit unterschiedlichen Typen von

Tab. 5.7: Viskositätsdaten der Getriebeöle mit unterschiedlichen Typen von VI-Verbesserern in hoher Konzentration

	111.16d	**111.17b**	**111.18d**
Kinematische Viskosität 40 **°C**	$56,89\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$41,13\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$53,00\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
Kinematische Viskosität 100 **°C**	$10,92\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$10,95\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$	$11,04\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$
Dichte 15 **°C**	$868,3\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$	$846,3\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$	$838,1\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3}$
Viskositätsindex VI	187	274	205
Dynamische Viskosität 80 **°C**	14,06 mPas	12,70 mPas	13,44 mPas

VI-Verbesserern in hoher Konzentration dargestellt. Die Ölformulierung 111.16d erreicht ein vergleichbares Rasselgeräuschverhalten wie der Öltyp 111.11, was auf das eingesetzte PAMA als VI-Verbesserer zurückzuführen ist. Die Dispergierwirkung des VI-Verbesserers ist folglich nicht alleine ausschlaggebend für die Rasselgeräuschdämpfung, da in 111.11 ein dispergierendes PAMA und in 111.16d ein nicht-dispergierendes PAMA enthalten ist. Zugleich ist die Scherstabilität und damit das Molekulargewicht der beiden PAMA unterschiedlich, d. h. die Polymere unterscheiden sich auch zwischen längeren und kürzeren Kettenlängen. Das als VI-Verbesserer eingesetzte Polyalphaolefin 300 in der Ölsorte 111.18d ist hinsichtlich Rasselgeräuschminimierung nicht relevant.

5.3.7 Formulierungen mit Estern

Im Folgenden werden zwei Ölformulierungen mit verschiedenen Estertypen, die für die Anwendung in Getriebeölen geeignet sind, analysiert. 111.9c besteht aus 51,5 % Hydrocracköl 3, 19,3 % Hydrocracköl 4, 10,0 % Dicarbonsäureester[11], 18 % dispergierendes PAMA und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv. Dies entspricht einer Erweiterung der Formulierung von 111.5d um 10 % Dicarbonsäureester mit gleicher kinematischer Viskosität bei 100 °C wie das Hydrocracköl 3 und dem gleichen Anteil des VI-Verbesserers (18 %). Die Löslichkeit des dispergierenden PAMA im Grundöl wird allerdings durch die Zugabe von Dicarbonsäureester verschlechtert. Dadurch verliert der VI-Verbesserer seine eindickende Wirkung bei hohen Temperaturen. Dies wird durch die Zugabe von Hydrocracköl 4 kompensiert, damit die kinematische Viskosität bei 100 °C von $9,00\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$ des Endprodukts wieder erreicht wird. Auf Basis von 111.3a wird das nicht-dispergierende PAMA mit einem hoch

[11] Kinematische Viskosität bei 100 °C von $3,0\,^{\mathrm{mm}^2}/_{\mathrm{s}}$

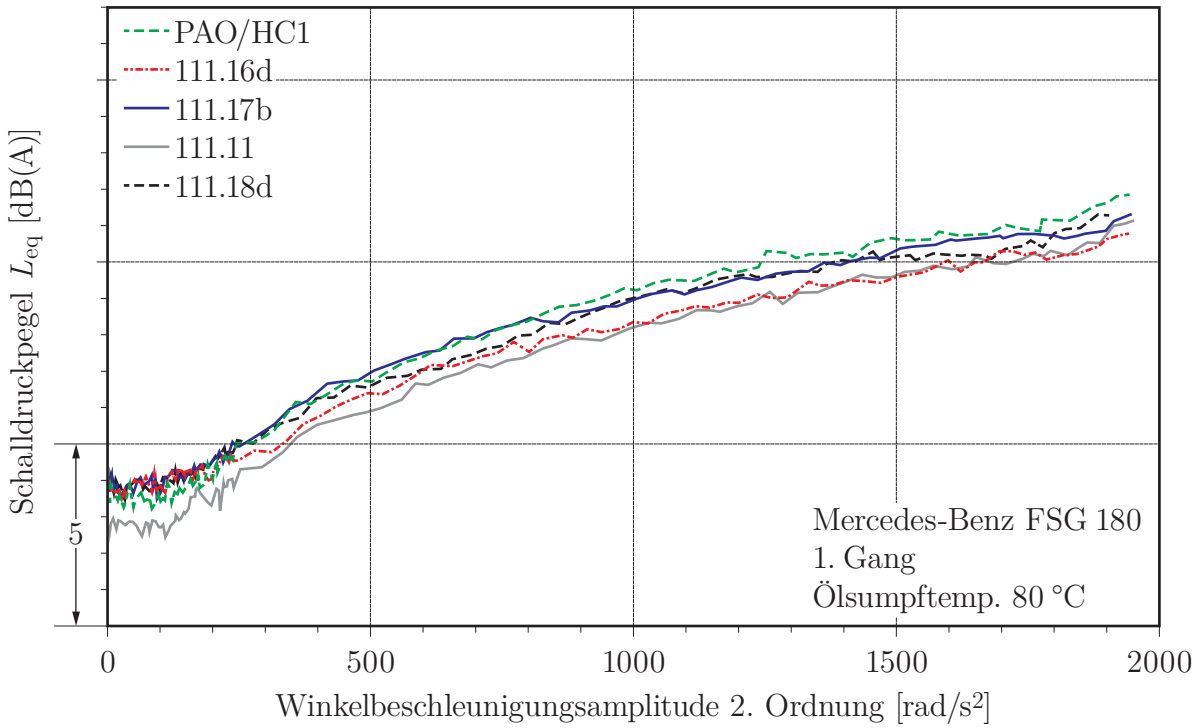

Abb. 5.9: Rasselkurven mit unterschiedlichen Typen von VI-Verbesserern in hoher Konzentration im 1. Gang

Tab. 5.8: Viskositätsdaten der Formulierungen mit Estern

	111.9c	**111.10c**
Kinematische Viskosität 40 **°C**	$37,47\,^{mm^2}/_{s}$	$33,10\,^{mm^2}/_{s}$
Kinematische Viskosität 100 **°C**	$8,95\,^{mm^2}/_{s}$	$7,02\,^{mm^2}/_{s}$
Dichte 15 **°C**	$859,7\,^{kg}/_{m^3}$	$868,7\,^{kg}/_{m^3}$
Viskositäts-index VI	234	180
Dynamische Viskosität 80 **°C**	10,81 mPas	8,79 mPas

viskosen Polymerester ersetzt. Die Ölsorte 111.10c ist aus 66,3 % Hydrocracköl 3, 32,5 % niedrig polarem Polymerester 700[12] und 1,2 % ZnDDP-Verschleißschutzadditiv formuliert. Tab. 5.8 stellt die Viskositätsdaten der Formulierungen mit Estern dar.

Abb. 5.10 zeigt den Einfluss von unterschiedlichen Esterformulierungen auf den

[12]Kinematische Viskosität bei 100 °C von $700,0\,^{mm^2}/_{s}$

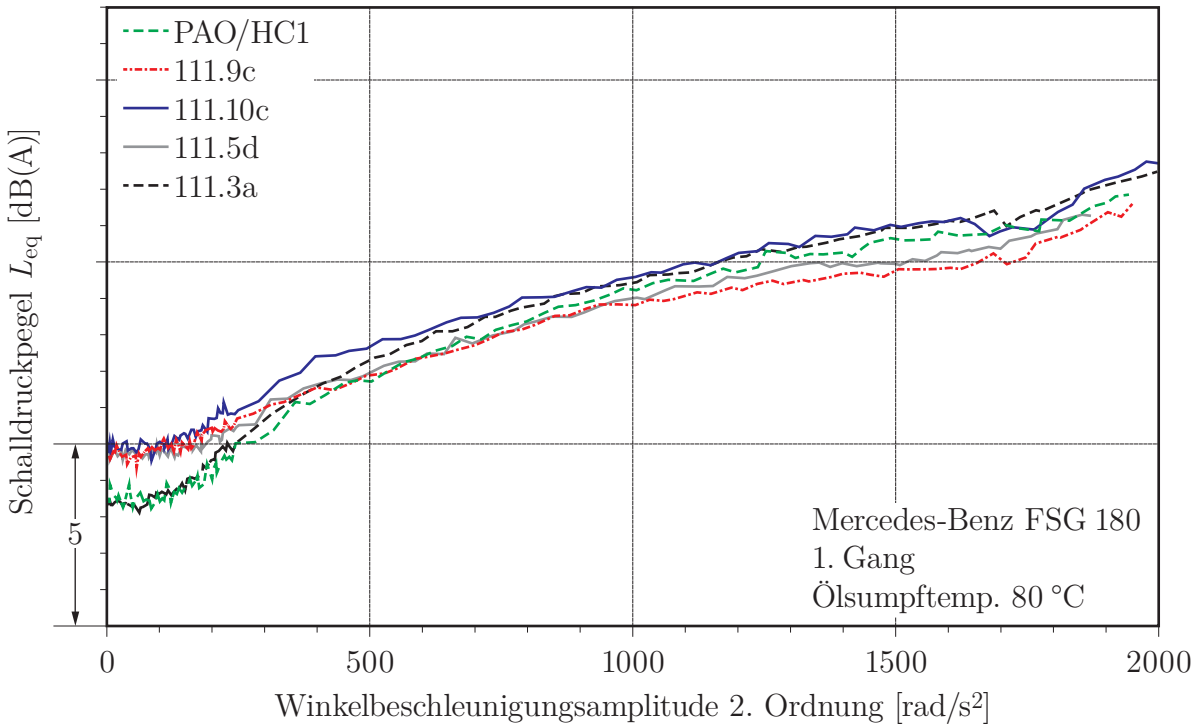

Abb. 5.10: Rasselkurven mit Esterölformulierungen im 1. Gang

gemessenen Rasselgeräuschpegel. Ab ca. 900 rad/s² reduziert sich der Pegelverlauf von 111.9c mit 10,0 % Dicarbonsäureester gegenüber dem Referenzöl PAO/HC1 um bis zu 1 dB(A). Vergleicht man 111.9c mit der Ölsorte 111.5d, die sich nur aus Hydrocracköl 3 und der gleichen Konzentration des PAMA zusammensetzt, lässt sich eine Reduktion des Schalldruckpegels ab etwa 1000 rad/s² feststellen. Dieser Effekt lässt sich eindeutig auf den Einsatz des Dicarbonsäureesters in der Ölformulierung 111.9c zurückführen. Im Bereich der Rasselgrenze verhalten sich beide Esterformulierungen ungünstiger wie die Referenzölsorte PAO/HC1. Die Formulierung 111.10c liegt in weiten Bereichen der Winkelbeschleunigungsamplitude um ca. 1,5 dB(A) oberhalb des Pegelverlaufs der Referenzölsorte PAO/HC1. Bis zu einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 700 rad/s² liegt das Öl 111.10c oberhalb des Pegelverlaufs von 111.3a, der Ölformulierung mit nicht-dispergierendem PAMA. Dieser Effekt kann durch den Polymerester erklärt werden, der offensichtlich schlechtere Schmierfilmbildungseigenschaften wie das nicht-dispergierende PAMA besitzt.

5.3.8 Wirkung von Friction Modifier und Antischaumwirkstoff

Abschließend wird in Kapitel 5.3.8 der Einfluss von Reibwertveränderern und Antischaumwirkstoffen aus polymeren Siliciumverbindungen auf den Rasselgeräusch-

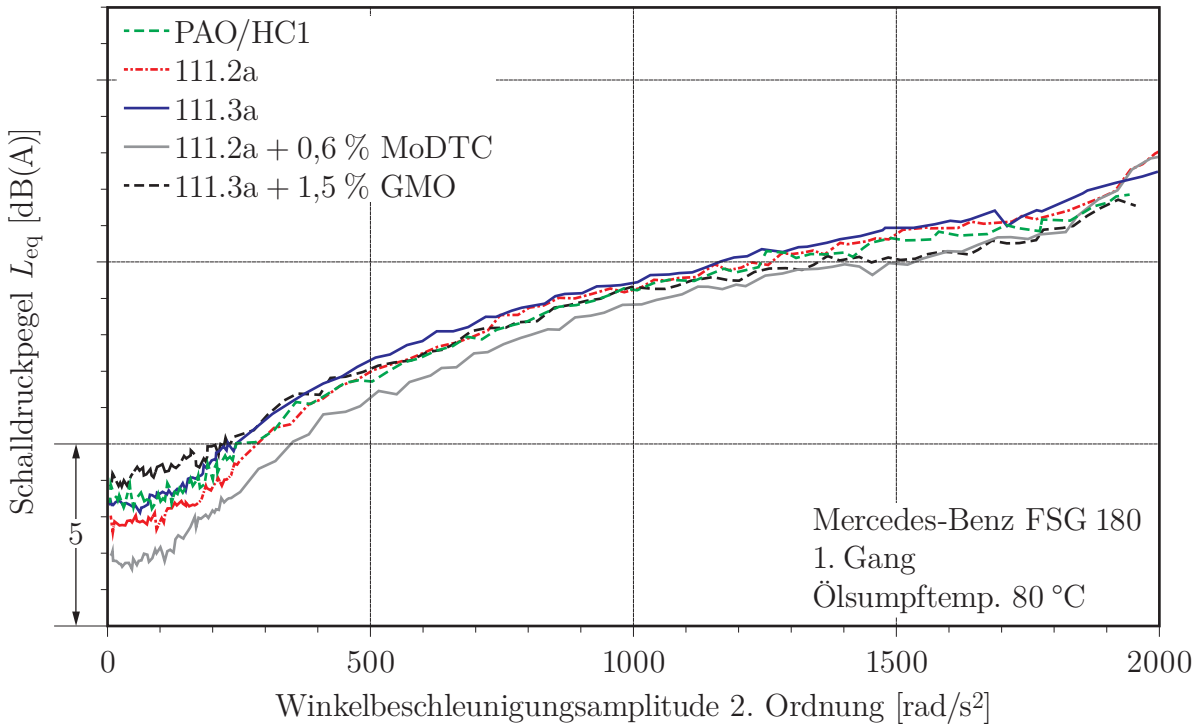

Abb. 5.11: Rasselkurven mit verschiedenen Typen von Reibwertveränderern im 1. Gang

pegel des Getriebes untersucht. Ein Reibwertveränderer stammt aus der Gruppe der Festschmierstoffadditive und besteht aus MoDTC. Dieser FM wird hauptsächlich zur Reibungsreduktion in Motorenölen eingesetzt. Der Ölformulierung 111.2a wird 0,6 % MoDTC zugesetzt. Ein weiterer Reibwertveränderer kommt aus der Gruppe der organischen FM, ein GMO. 1,5 % werden dem Öltyp 111.3a beigemischt. Die Reibwertveränderer wirken sich nicht auf das Viskositätsverhalten der Öle aus.

Abb. 5.11 zeigt die Wirkung der beiden Reibwertveränderer im Vergleich mit den Basisölformulierungen und der Referenzölsorte. Der Reibwertveränderer MoDTC zeigt im Vergleich mit 111.2a und PAO/HC1 bis zu 1,5 dB(A) Reduktion im Schalldruckpegel über den gesamten Ausschnitt der Winkelbeschleunigungsamplitude. Der direkte Vergleich der Pegelverläufe von 111.2a und 111.2a+MoDTC zeigt, dass die Rasselgeräuschminimierung des Getriebes auf den Einsatz des MoDTC zurückzuführen ist. Der Reibwertveränderer GMO beeinflusst ab 400 $^{rad}/_{s^2}$ im Vergleich zur Ölsorte 111.3a den Rasselgeräuschpegel positiv. Der Pegelverlauf liegt um bis zu 1 dB(A) niedriger. Im Bereich der Rasselgrenze weist der Öltyp mit GMO jedoch einen höheren Schalldruckpegel auf. Der Grund für die Rasselgeräuschreduktion in beiden Fällen ist der im Vergleich zu den Basisölformulierungen niedrigere Reibwert im Bereich der Grenz- und Mischreibung, der durch den Zusatz der Reibwertveränderer erzielt wird.

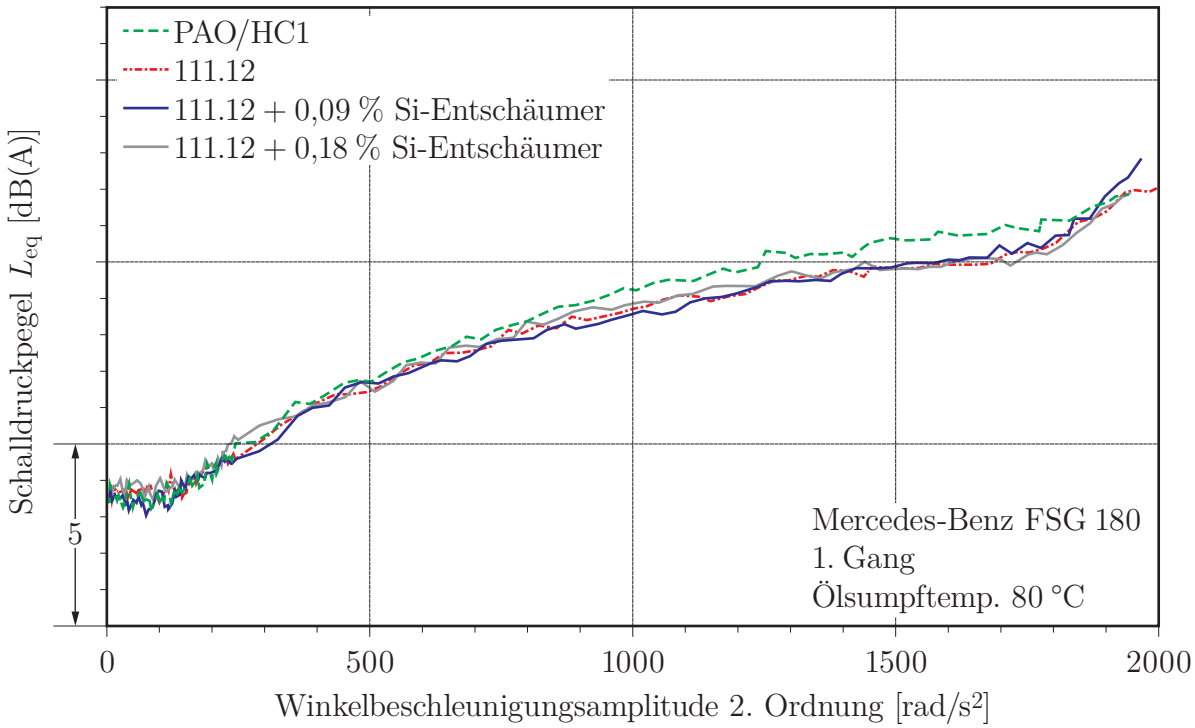

Abb. 5.12: Rasselkurven mit verschiedenen Konzentrationen des Si-Entschäumers im 1. Gang

Die Ölformulierung 111.12 wird mit 0, 09 % und 0, 18 % Entschäumer ergänzt und am Getriebe die Rasselgeräuschmessungen vorgenommen. In Abb. 5.12 sind die Pegelverläufe mit verschiedenen Konzentrationen des Entschäumers dargestellt. Es ist erkennbar, dass sich durch die polymeren Siliciumverbindungen des Entschäumers keine Veränderungen im Pegelverlauf im Vergleich mit dem Öltyp 111.12 ergeben.

5.4 Messung des antriebsseitigen Verlustmoments

Die meisten getriebeinternen Maßnahmen zur Senkung des Rasselgeräuschpegels beruhen auf dem Prinzip, das Verlustmoment auf die Losteile zu erhöhen, siehe Kapitel 2.5. Dadurch steigt jedoch das antriebsseitige Verlustmoment des Getriebes an, was zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch führt. Zur Reduzierung des antriebsseitigen Verlustsmoments liefert der Schmierstoff einen wichtigen Beitrag [133, 148]. Aus diesem Grund werden nachfolgend die Messungen von antriebsseitigen Verlustmomenten des Mercedes-Benz FSG 180 bei 80 °C Ölsumpftemperatur mit der Referenzölsorte PAO/HC1 und der Ölsorte PG2, die in Kapitel 5.3 ein verbessertes Rasselgeräuschverhalten gezeigt hat, dargestellt.

Zur Messung des antriebsseitigen Verlustmoments des gesamten Getriebes ist zwischen Antriebsmotor und Getriebeeingangswelle eine hochauflösende Drehmoment-

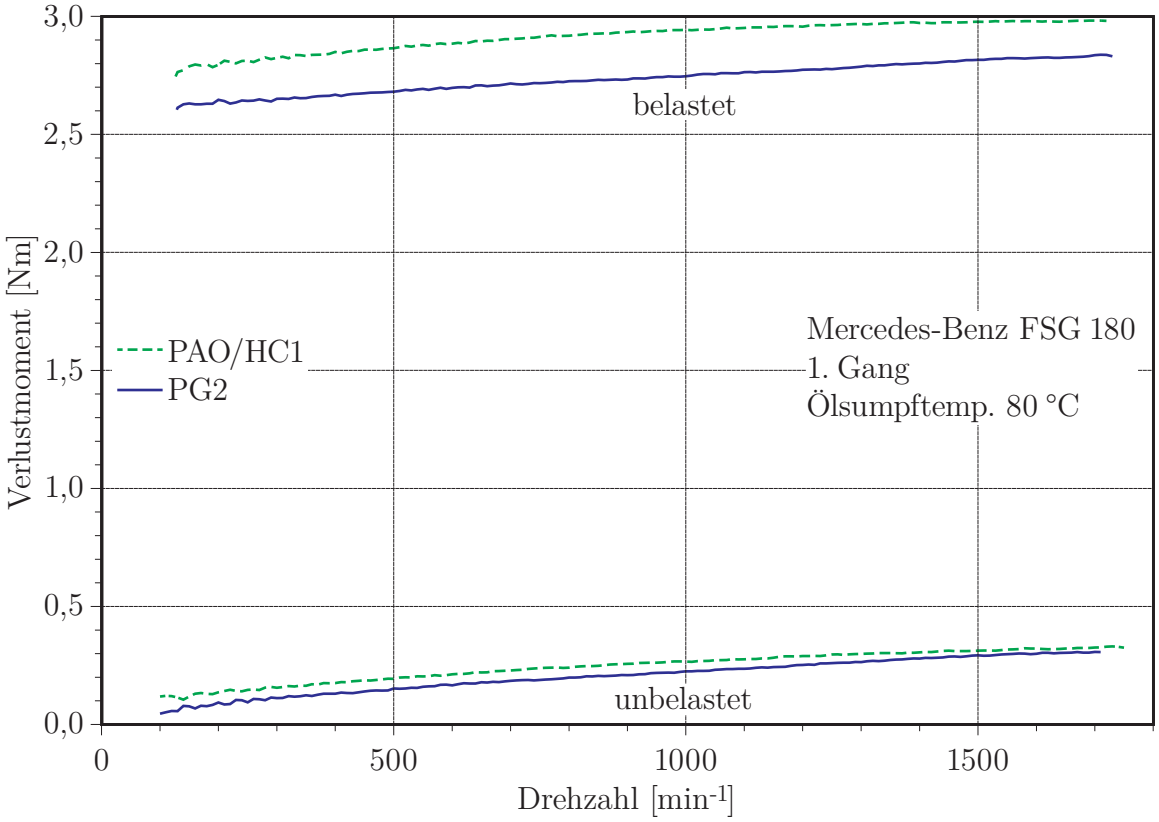

Abb. 5.13: Antriebsseitiges Verlustmoment des MT im 1. Gang

messwelle vom Typ Lorenz DR-2208 eingebaut, siehe Abb. 3.6. Das Ausgangssignal der Drehmomentmesswelle wird mit einer Abtastfrequenz von 12,0 kHz abgetastet. Damit kann das gesamte antriebsseitige Verlustmoment im 1. Gang direkt gemessen werden. Zuerst wurde der Bremsmotor lastfrei betrieben, um die Summe der lastunabhängigen Verlustmomente zu erfassen. Danach wurde am Bremsmotor ein Drehmoment von 36 Nm eingestellt, um die geschaltete 1. Gangstufe und die Konstantenstufe K zum Differential zu belasten. In diesem Betriebszustand dominieren die lastabhängigen Verlustmomente, insbesondere die Zahnreibungsverluste [148]. Da die einzelnen Verlustmomente von der Drehzahl abhängig sind, wurde ein Drehzahlhochlauf von $0 - 1800\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$ in 300 s am Antriebsmotor vorgegeben. Diese maximale Drehzahl ist durch die Leistungsdaten des Prüfstands begrenzt. Die gewählte Rampendauer gewährleistet die kontinuierliche Messung des Verlustmoments in quasi-stationären Betriebspunkten bei unterschiedlichen Drehzahlen. Jede Messung wurde insgesamt dreimal durchgeführt, um die Reproduzierbarkeit sicherzustellen.

Abb. 5.13 zeigt die gemessenen Verlustmomente des MT im 1. Gang im belasteten und unbelasteten Zustand. Im unbelasteten Zustand steigen die lastunabhängigen Verluste mit steigender Drehzahl degressiv an. Dies sind maßgeblich die lastunabhängigen Lagerverluste der Wellenlagerungen und des Differentials sowie der

Nadellagerungen von nicht-geschalteten Losrädern [107]. Der Grund sind die mit der Drehzahl steigenden Fliehkräfte, wodurch mehr Öl abgeschleudert wird. Die Planschverluste stellen einen weiteren Anteil an den lastunabhängigen Verlusten dar [3]. Die Fliehkräfte sorgen auch dafür, dass weniger Öl durch das Eintauchen der rotierenden Komponenten in den Ölsumpf mitgenommen wird [140]. Trotz der höheren dynamischen Ölviskosität erzeugt PG2 etwas geringere Verluste im unbelasteten Zustand. Die Verläufe der Verlustmomente beider Ölsorten nähern sich mit steigender Drehzahl zunehmend an.

Die lastabhängigen Verluste steigen gleichermaßen mit der Drehzahl degressiv an. Insbesondere sind im Vergleich zum unbelasteten Zustand die lastabhängigen Zahnreibungsverluste der Gangstufe des 1. Gangs und der Konstantenstufe K am Differential hinzugekommen. In Abb. 5.13 zeigt sich im belasteten Zustand ein um etwa $0,2\,\mathrm{Nm}$ geringeres Verlustmoment bei Verwendung der Ölsorte PG2. Dies lässt sich durch die geringeren Zahnreibungskräfte unter elastohydrodynamischen Schmierungsbedingungen durch den Öltyp PG2 erklären.

5.5 Hinweise zur Formulierung eines optimierten Getriebeöls

Aus den durchgeführten Versuchen lassen sich folgende Hinweise zur Formulierung eines Getriebeöls mit guten Geräuscheigenschaften und niedrigem Verlustmoment ableiten:

- Wasserlösliche PAG sind am günstigsten, aber ungeeignet für der Einsatz im MT, da sie wasseranziehend sind. Der Reibwert wasserlöslicher PAG ist besonders niedrig, siehe Kapitel 4.4.2 und [68].
- Bestimmte PAMA können dicke Grenzschmierfilme durch Adsorption von polaren Gruppen bilden und dadurch den Reibwert reduzieren [49, 97, 98, 151]. Bei hoher Konzentration des PAMA wird fast das niedrige Rasselgeräuschniveau der wasserlöslichen PAG erreicht.
- FM, wie z. B. MoDTC und GMO, reduzieren die Reibung im Bereich der Grenz- und Mischreibung und minimieren dadurch ebenfalls den Rasselgeräuschpegel.
- Dicarbonsäureester sind bei mittleren und hohen Anregungen nützlich. Die Zugabe von Ester beeinflusst generell die Wirkung des VI-Verbesserers.
- Allgemein sollten Grundöle mit einem hohen natürlichen VI zur Formulierung von Ölen für Fahrzeuggetriebe verwendet werden.

6 Wechselbeziehung zwischen Öl und geometrischen Parametern

Kapitel 6 beschreibt anhand von systematischen Parametervariationen an einem einstufigen Prüfgetriebe das Rasselgeräuschverhalten beim Verzahnungs- und Synchronringrasseln. In Kapitel 5 zeigt insbesondere die Ölsorte PG3 eine Reduktion des Rasselgeräuschpegels bei einer vergleichbaren dynamischen Ölviskosität wie die Ölsorte PAO/HC1. Diese beiden Ölsorten werden im Folgenden untersucht.

6.1 Aufbau des einstufigen Prüfgetriebes

Um den Einfluss verschiedener Parameter aus Abb. 3.1 und Abb. 3.4 auf das Verzahnungs- und Synchronringrasseln getrennt voneinander untersuchen zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein einstufiges Prüfgetriebe nach dem Verfahren von Pahl u. a. konstruiert [109] und aufgebaut. Das Getriebe besteht aus einer Stirnradstufe mit Synchronisierung für das Losrad. Das Getriebeschema ist in Abb. 6.1 dargestellt. Die Getriebeeingangswelle umfasst das Festrad, das fest mit der Welle verbunden ist. Auf der Getriebeausgangswelle befindet sich das Losrad und die Einkonus-Synchronisierung. Die verwendete Synchronisierung mit zugehörigen Bauteilen ist ein Serienteil aus dem Mercedes-Benz NSG 370. Das Losrad kann sich relativ zur Getriebeausgangswelle über eine Nadellagerung drehen. Der

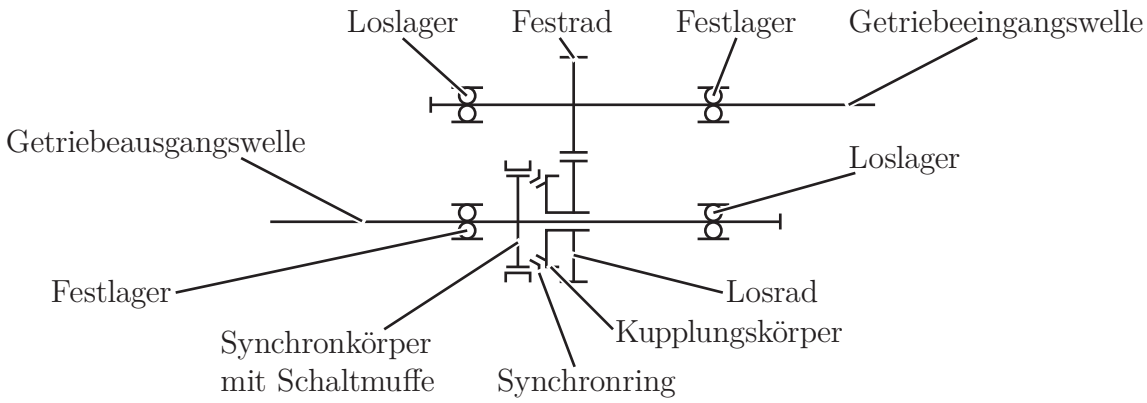

Abb. 6.1: Getriebeschema des einstufigen Prüfgetriebes

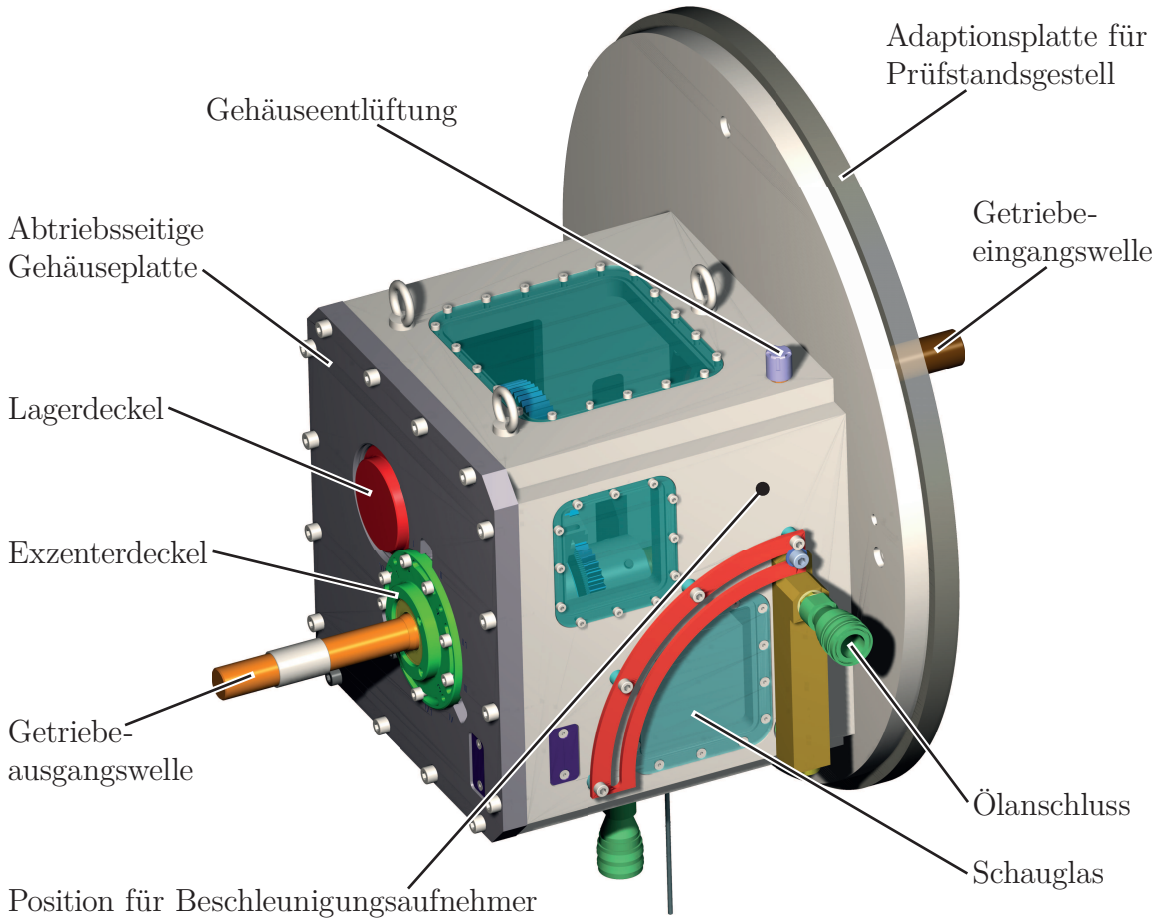

Abb. 6.2: Außenansicht des einstufigen Prüfgetriebes in CAD-Darstellung

Synchronkörper mit Schaltmuffe ist fest mit der Welle verbunden und führt den Synchronring in den Nuten. Beide Wellen sind mit einer Fest-/Loslagerung über eine Deckelkonstruktion im Gehäuse gelagert.

Die ausgeführte Konstruktion ist in Abb. 6.2 gezeigt. Das Gehäuse ist würfelförmig als Topfgehäuse mit einer Ölsumpfschmierung ausgeführt, besteht aus verschweißten Aluminiumplatten und einer angeschraubten Gehäuseplatte an der Abtriebsseite. Seitlich und an der Oberseite besitzt das Gehäuse Schaugläser aus Acrylglas. Die Adaption an das Prüfstandsgestell des Rasselgeräuschprüfstands erfolgt über eine Adaptionsplatte. Ein unidirektionaler Beschleunigungsaufnehmer vom Typ Brüel & Kjær 4393 ist auf der Seitenwand des Getriebegehäuses aufgeklebt. Die Aufzeichnung der Gehäusebeschleunigung erfolgt dabei mit einem zwischengeschalteten Bandpassfilter von $10 - 10000\,\mathrm{Hz}$. In diesen Bereich fällt auch der nutzbare Frequenzbereich des Sensors, der u. a. von der Befestigungsart und der Masse abhängig ist. Die Überwachung der Ölsumpftemperatur wird von einem Temperaturfühler (NiCr-Ni-Element), der in die abtriebsseitige Gehäuseplatte eingeschraubt

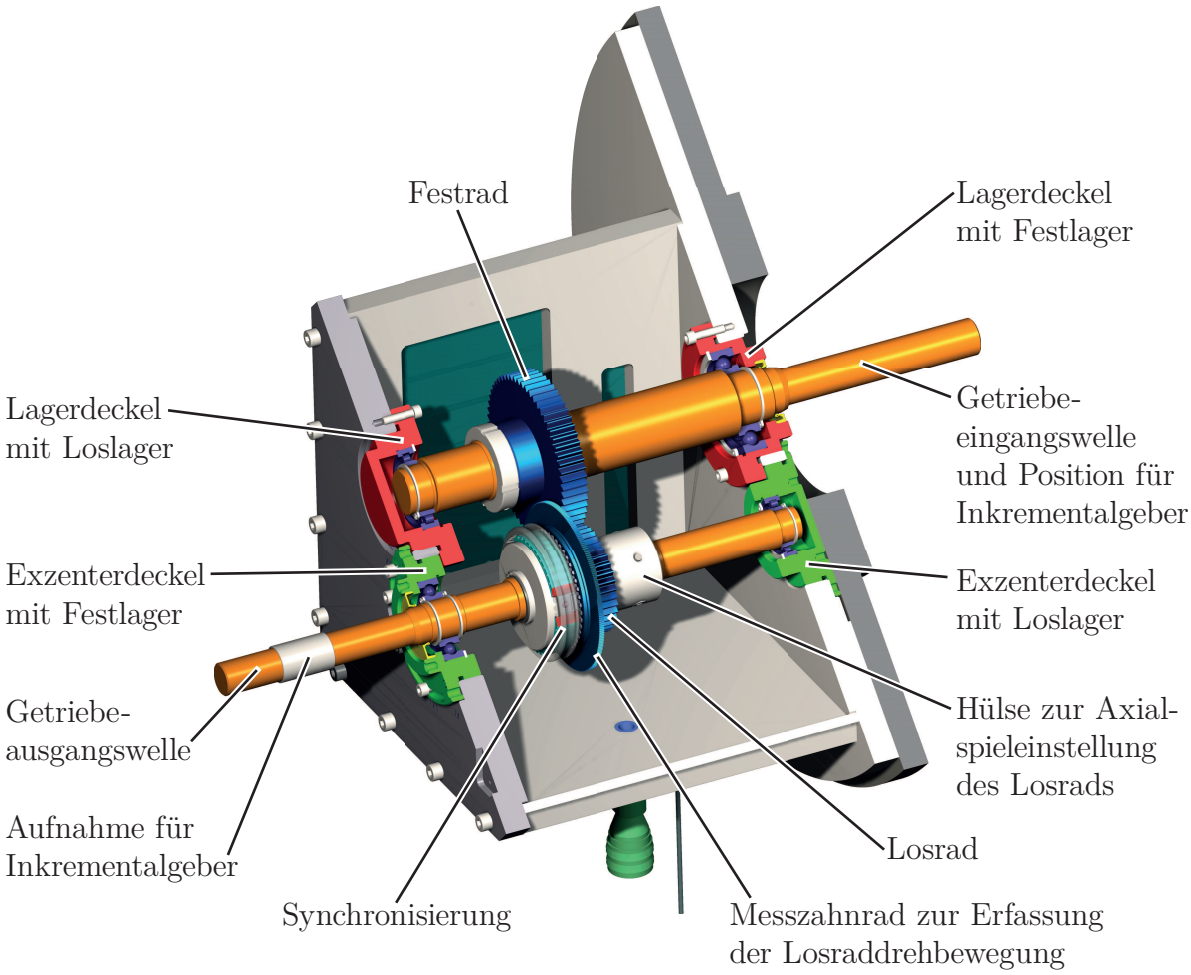

Abb. 6.3: Schnittansicht des einstufigen Prüfgetriebes in CAD-Darstellung

ist, übernommen.

Abb. 6.3 zeigt eine Schnittdarstellung in der Ebene der Mittellinien der beiden Getriebewellen. Die Getriebeeingangswelle mit Festrad ist in festsitzenden Lagerdeckeln im Gehäuse gelagert. Um Rückwirkungen aus den Zahnkräften durch die Drehschwingungsanregung auf den Drehzahlverlauf des Antriebsmotors zu vermeiden, besitzt die Getriebeeingangswelle ein hohes Trägheitsmoment. Die Lagerung der Getriebeausgangswelle mit Losrad und Synchronisierung erfolgt in exzentrisch gefertigten Deckeln im Gehäuse. Abb. 6.4 zeigt den Prüfstandsaufbau mit montiertem einstufigen Prüfgetriebe und den Positionen der Messmikrofone.

Die Drehzahlerfassung der beiden Getriebewellen erfolgt über photoelektrische Inkrementalgeber vom Typ Hengstler RI 76TD. Jeder Inkrementalgeber besitzt zwei Strichscheiben mit je 10000 Strichen pro Umdrehung (A- und B-Kanal) mit 90° Phasenversatz und einem Nulldurchgang mit 1 Strich pro Umdrehung (N-Kanal). Als Ausgangssignalpegel stehen TTL-Signale zur Verfügung, die vom Mess-

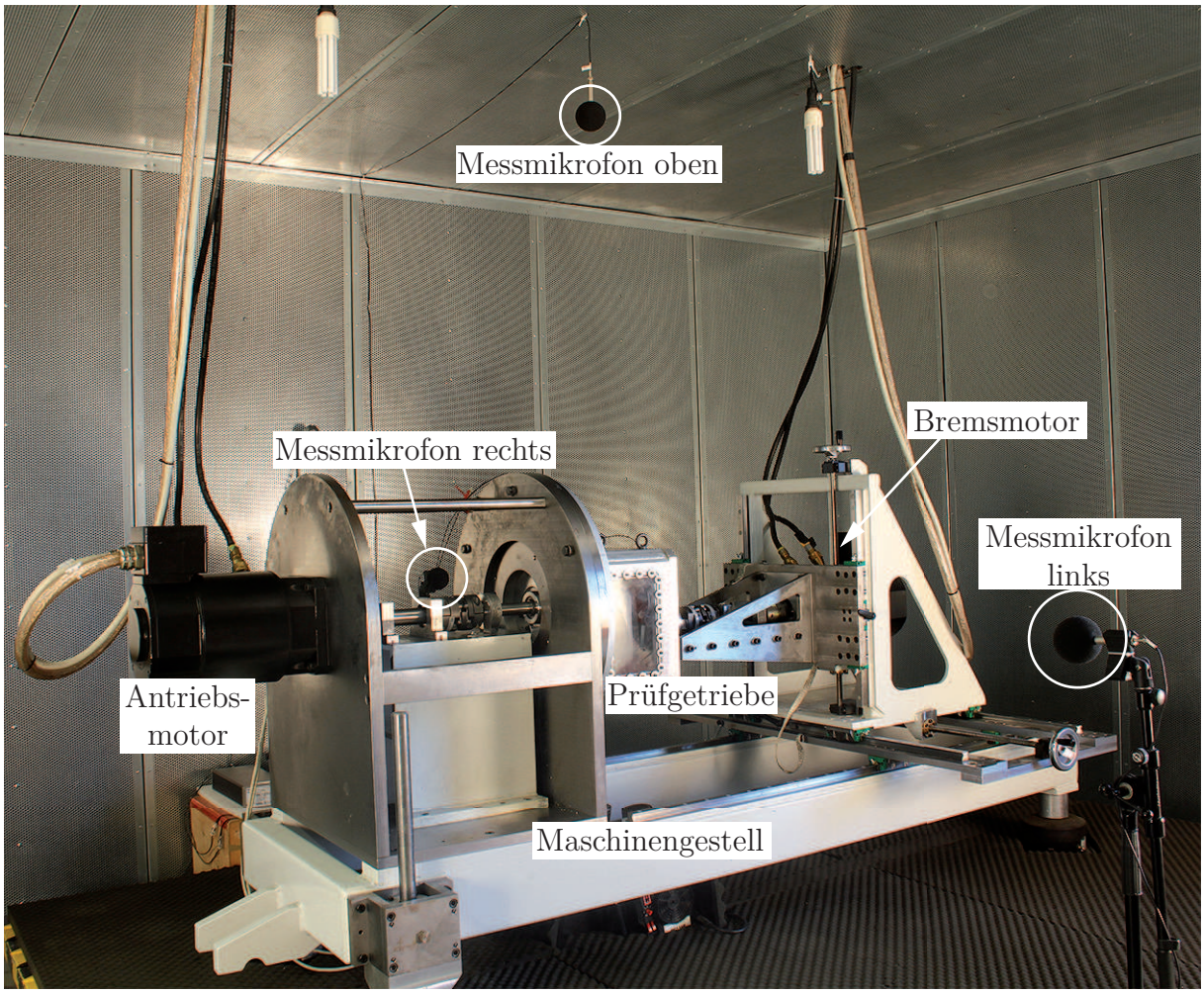

Abb. 6.4: Rasselgeräuschprüfstand mit einstufigem Prüfgetriebe und den verwendeten Mikrofonpositionen

Frontend weiterverarbeitet werden. Durch nachfolgende Auswertung von Impulsanzahl, Impulsfrequenz und Phasenlage können Winkel, Winkelgeschwindigkeit und Drehrichtung bestimmt werden. Die Differenz der Drehwinkel an Getriebeein- und -ausgangswelle im geschalteten Zustand ergibt den sogenannten Relativwinkel[1]. Zur Erfassung der Losraddrehzahl ist ein Messzahnrad fest mit dem Losrad verbunden. Ein magnetoresistiver Drehzahlsensor vom Typ Lenord+Bauer MiniCoder GEL 2442 tastet die 256 Messradzähne berührungslos ab. Im nicht-geschalteten Zustand kann mit diesem Messaufbau die Relativdrehzahl zwischen Losrad und Getriebeausgangswelle und gleichermaßen der Relativwinkel der beiden eingreifenden Zahnräder ermittelt werden.

Die Auswertung des Relativwinkels $\Delta\theta$ zwischen den eingreifenden Zahnrädern

[1] Auch Drehwegabweichung, Einflankenwälzabweichung oder Transmission Error genannt

auf dem Wälzkreis erfolgt nach Gl. (6.1)

$$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 \cdot \frac{d_{\mathrm{w1}}}{d_{\mathrm{w2}}} [122]. \tag{6.1}$$

Unter Berücksichtigung des Verzahnungsgesetzes folgt daraus

$$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}. \tag{6.2}$$

Die beiden Drehwinkel θ_1 und θ_2 werden mit den jeweiligen Inkrementalgebern auf den Getriebewellen bzw. mit dem Drehzahlsensor am Messrad des Losrads ermittelt. Bei normaler Abwälzbewegung ohne Drehschwingungsanregung liegen die eingreifenden Zahnpaare an ihren Arbeitsflanken an. Unter Drehschwingungsanregung findet eine Relativbewegung (Abheben und Anschlagen der Zahnpaare) statt, die der normalen Abwälzbewegung überlagert ist. Die Analyse des Relativwinkels auf dem Wälzkreis erlaubt die Identifikation von Anlage- bzw. Freiflugphasen und von nicht-linearem, elastischen Stoßverhalten des Losrads während des Abwälzvorgangs unter Drehschwingungsanregung durch das Festrad [41].

Nach Untersuchungen von Lang und Dogan hat das Axialspiel eines schrägverzahnten Losrads einen direkten Einfluss auf das Verzahnungsrasseln und damit auf den Rasselgeräuschpegel. Eine Reduktion bzw. eine weitere Vergrößerung des Axialspiels hat eine Senkung des Rasselgeräuschpegels zur Folge [42, 77]. Außerdem besitzt das Axialspiel des Losrads gleichzeitig eine Bedeutung für das Lüftspiel des Synchronrings und damit für die Höhe des Synchronringspalts. Folglich hat das Axialspiel auch einen Einfluss auf das Synchronringrasseln. Im einstufigen Prüfgetriebe ist die axiale Führung des Losrads auf der einen Seite durch den Synchronkörper der Synchronisierung und auf der anderen Seite durch auswechselbare Hülsen mit unterschiedlichen Längen zur Einstellung des gesamten Axialspiels realisiert, siehe Abb. 6.8. In serienmäßigen MT wird ein Axialspiel des Losrads im Bereich von $0,1 - 0,2\,\mathrm{mm}$ umgesetzt. In den durchgeführten Messungen am einstufigen Prüfgetriebe im nicht-geschaltetem Zustand wurde das Axialspiel deshalb gegenüber diesen beiden Werten verkleinert bzw. vergrößert. Das jeweils vorhandene Axialspiel des Losrads wurde mit einem Koordinatenmessgerät überprüft, siehe Tab. 6.1.

Um verschiedene Schrägungswinkel miteinander vergleichen zu können, stehen Zahnräder mit Gerad- ($\beta = 0°$) und Schrägverzahnung ($\beta = 20°$) zur Verfügung. Alle Zahnräder haben ein Normalmodul von $m_{\mathrm{n}} = 2\,\mathrm{mm}$ und der Eingriffswinkel im Normalschnitt beträgt $\alpha_{\mathrm{n}} = 20°$. Die Zähnezahlen und die sich daraus ergebenden Übersetzungen können Tab. 6.2 entnommen werden. Schrägverzahnte Stirnräder unterscheiden sich gegenüber geradverzahnten Stirnrädern hauptsächlich durch die zusätzlich auftretenden axialen Kraftkomponenten an den Zähnen. Zudem ist die

Tab. 6.1: Mittleres Axialspiel des Losrads mit Schrägverzahnung

Hülsennummer	**Axialspiel** $s_{\mathbf{Lr}}$
1	$0,1\,\mathrm{mm}$
2 (Serie)	$0,2\,\mathrm{mm}$
3	$0,3\,\mathrm{mm}$
4	$0,4\,\mathrm{mm}$

Tab. 6.2: Verzahnungsdaten des einstufigen Prüfgetriebes

Schrägungswinkel β	**Zähnezahl**		**Übersetzung** i
	Festrad z_1	**Losrad** z_2	
0°	61	39	$0,639$
20°	58	37	$0,638$

Gesamtüberdeckung einer Schrägverzahnung höher als bei einer Geradverzahnung [102].

Nach Lang hat das Verdrehflankenspiel einen wesentlichen Einfluss auf das Verzahnungsrasseln und damit auf den Rasselgeräuschpegel. Eine Verkleinerung des Verdrehflankenspiels hat eine Reduktion des Rasselgeräuschpegels zur Folge [77]. In jedem Betriebszustand muss allerdings ein ausreichendes Verdrehflankenspiel vorhanden sein, da sonst die Verzahnungen klemmen und in der Folge die Zahnflanken durch Fressen zerstört werden. Das Verdrehflankenspiel wird im Betrieb u. a. durch die Getriebetemperatur, Fertigungstoleranzen und die Verlagerung des Getriebegehäuses unter Belastung zusätzlich beeinflusst [102]. Das Verdrehflankenspiel j_t im Stirnschnitt ist definiert als die Länge des Wälzkreisbogens, um den sich das Losrad gegenüber dem Festrad bei festgehaltener Getriebeeingangswelle von der Anlage der Arbeitsflanken bis zur Anlage der Rückflanken drehen lässt. Das Normalflankenspiel j_n ist der kürzeste Abstand in Normalenrichtung zwischen den Rückflanken bei sich berührenden Arbeitsflanken, siehe Abb. 6.5.

Das Verdrehflankenspiel der Stirnradverzahnung kann beim einstufigen Prüfgetriebe über den Achsabstand der Getriebewellen stufenlos eingestellt werden. Dazu sind die Wälzlager der Getriebeausgangswelle in Exzenterdeckeln mit einer Exzentrizität von jeweils $0,4\,\mathrm{mm}$ befestigt. Die Exzenterdeckel sind wiederum in verschiedenen Winkelpositionen über Langlöcher im Gehäuse montierbar. Abb. 6.6 zeigt schematisch die geometrischen Zusammenhänge zur Bestimmung des Achsabstands $a(\gamma)$ und damit des mittleren Verdrehflankenspiels j_t der Verzahnung. Der eingestellte Achsabstand $a(\gamma)$ der Stirnradverzahnung ergibt sich aus Abb. 6.6 in Abhängigkeit des Exzenterwinkels γ unter Anwendung des Satz des Pythagoras zu

$$a(\gamma) = \pm\sqrt{\varepsilon^2 + a_\mathrm{ca}^2 - 2 \cdot a_\mathrm{ca} \cdot \varepsilon \cdot \cos\gamma}. \tag{6.3}$$

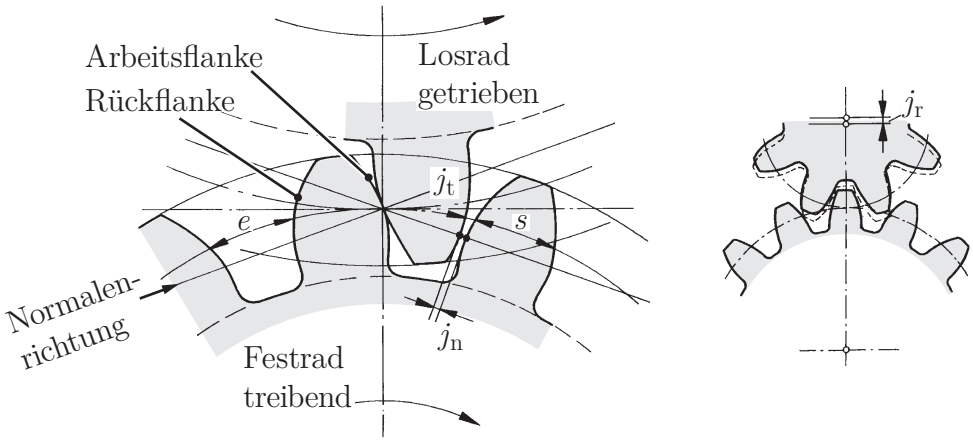

Abb. 6.5: Verdrehflanken-, Normalflanken- und Radialspiel einer Stirnradverzahnung nach Wittel u. a. [155]

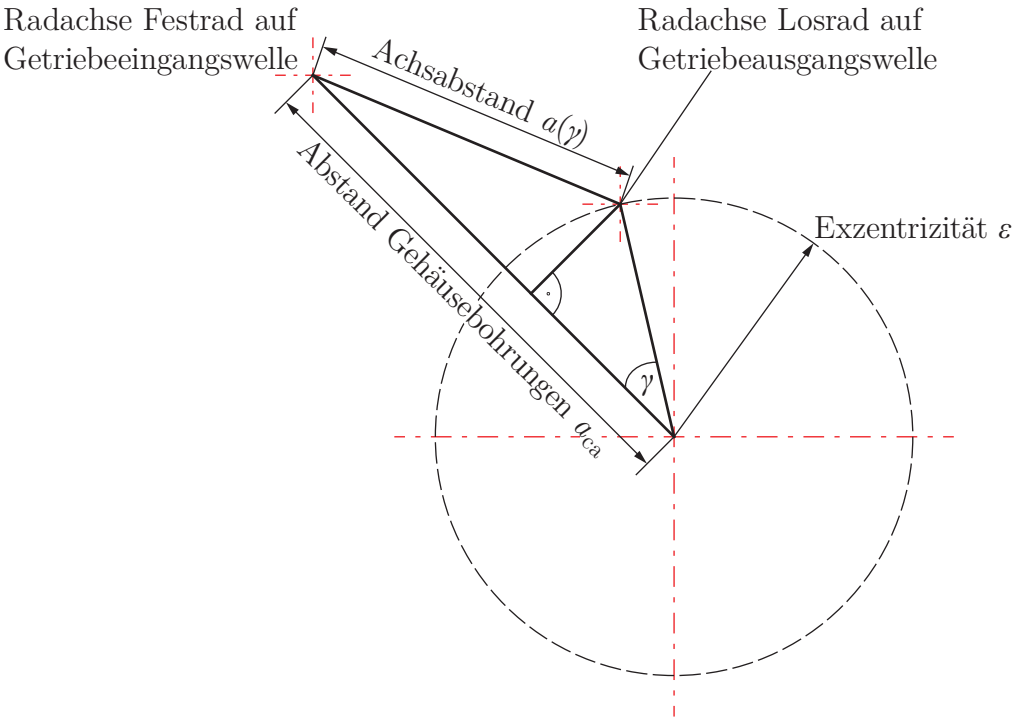

Abb. 6.6: Achsabstand der Stirnradverzahnung in Abhängigkeit der Exzenterposition (schematisch)

Tab. 6.3: Mittlere Verdrehflankenspiele der Geradverzahnung bezogen auf Wälzkreis Losrad

Schrägungswinkel β	$0°$		
Exzenterwinkel γ	$70°$	$130°$	$270°$
Achsabstand $a(\gamma)$	$99,87\,\mathrm{mm}$	$100,26\,\mathrm{mm}$	$100,00\,\mathrm{mm}$
Wälzkreis-∅ Losrad	$77,90\,\mathrm{mm}$	$78,20\,\mathrm{mm}$	$78,00\,\mathrm{mm}$
Verdrehflankenspiel j_t	$0,081\,\mathrm{mm}$	$0,375\,\mathrm{mm}$	$0,189\,\mathrm{mm}$ (Serie)
Verdrehwinkel Losrad bei fixiertem Festrad	$0,120°$ $2,087 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$	$0,550°$ $9,592 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$	$0,277°$ $4,836 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$

Der Abstand der Gehäusebohrungen wurde mit einem Koordinatenmessgerät zu $a_\mathrm{ca} = 100\,\mathrm{mm}$ bestimmt. Nach Niemann u. Winter berechnet sich der Wälzkreisdurchmesser für das treibende Festrad 1 folgendermaßen

$$d_\mathrm{w1} = \frac{2 \cdot a(\gamma) \cdot z_1}{(z_1 + z_2)}, \tag{6.4}$$

sowie für das getriebene Losrad 2 zu

$$d_\mathrm{w2} = 2 \cdot a(\gamma) - d_\mathrm{w1}[102]. \tag{6.5}$$

Die Zähnezahlen der untersuchten Gerad- und Schrägverzahnung können Tab. 6.2 entnommen werden. In serienmäßig hergestellten MT wird üblicherweise ein Verdrehflankenspiel von $j_\mathrm{t} = 0,2\,\mathrm{mm}$ realisiert. Aus diesem Grund wird auch dieses mittlere Verdrehflankenspiel als Referenzwert bei der Gerad- und Schrägverzahnung untersucht. Außerdem werden sowohl Aufbauten mit einem größeren und kleineren mittleren Verdrehflankenspiel durch Einstellung anderer Positionen der exzentrischen Lagerdeckel analysiert.

Das tatsächlich vorhandene Verdrehflankenspiel der Verzahnung wurde mit Hilfe eines Hebelarms bestimmt. Dazu wurde die Getriebeeingangswelle gegen Verdrehen gesichert, das Losrad spielfrei über eine modifizierte Schaltmuffe (siehe Abb. 6.8) mit der Getriebeausgangswelle verbunden und an der Getriebeausgangswelle ein biegesteifer Hebel mit 500 mm Länge montiert. Damit wird das vorhandene Verdrehflankenspiel des eingreifenden Zahnpaars in eine präzise messbare Länge übersetzt. An fünf verschiedenen Winkelpositionen der Getriebeeingangswelle wurden mit einer Messuhr die vorhandenen Verdrehflankenspiele zwischen Festrad und geschaltetem Losrad gemessen und daraus ein Mittelwert für j_t gebildet. Die so gemessenen mittleren Verdrehflankenspiele bei Gerad- und Schrägverzahnung bezogen auf den Wälzkreisdurchmesser des Losrads können Tab. 6.3 bzw. Tab. 6.4 in Abhängigkeit des Exzenterwinkels γ entnommen werden.

Tab. 6.4: Mittlere Verdrehflankenspiele der Schrägverzahnung bezogen auf Wälzkreis Losrad

Schrägungswinkel β	20°		
Exzenterwinkel γ	70°	120°	270°
Achsabstand $a(\gamma)$	$99,87\,\mathrm{mm}$	$100,20\,\mathrm{mm}$	$100,00\,\mathrm{mm}$
Wälzkreis-∅ Losrad	$77,79\,\mathrm{mm}$	$78,05\,\mathrm{mm}$	$77,90\,\mathrm{mm}$
Verdrehflankenspiel j_t	$0,107\,\mathrm{mm}$	$0,388\,\mathrm{mm}$	$0,198\,\mathrm{mm}$ (Serie)
Verdrehwinkel Losrad bei fixiertem Festrad	$0,158°$ $2,751 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$	$0,570°$ $9,948 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$	$0,292°$ $5,089 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$

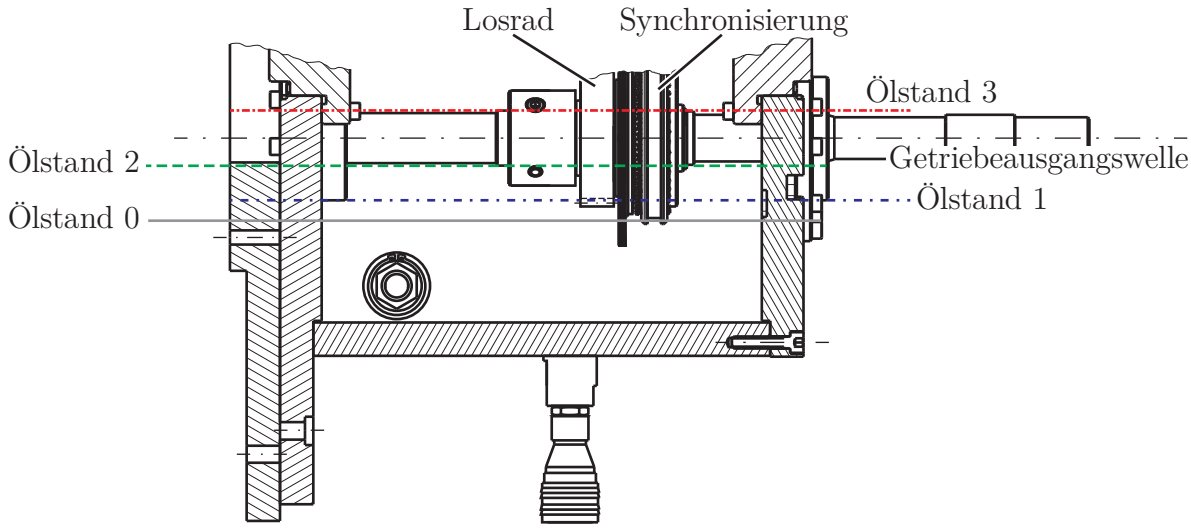

Abb. 6.7: Untersuchte Ölstände im einstufigen Prüfgetriebe

6.2 Versuchsablauf

In den Versuchsreihen werden die in Kapitel 5.3 bereits untersuchten Getriebeöle PAO/HC1 und PG3 analysiert. Die dynamische Viskosität bei 80 °C von PAO/HC1 ($9,03\,\mathrm{mPas}$) und PG3 ($10,44\,\mathrm{mPas}$) unterscheidet sich kaum.

Zur Analyse des Einflusses des Ölstands auf das Rasselgeräusch des einstufigen Prüfgetriebes werden unterschiedliche Ölfüllstände untersucht, siehe Abb. 6.7. Die Höhe des Ölspiegels bei Ölstand 0 befindet sich an der Unterkante der Schaltmuffenringnut für die Schaltgabel. Die Verzahnung taucht dabei nicht in den Ölsumpf ein und es herrscht ein Zustand der Mangelschmierung. Das Verlustmoment ist bei diesem Zustand auf ein Minimum reduziert. Die Ölmenge von Ölstand 1 ist so festgelegt, dass im Betrieb die Schmierung der Verzahnung gewährleistet ist. Der Zahnfußgrund des Losrads befindet sich an der untersten Stelle gerade im Ölsumpf. Dieser Ölstand ist vergleichbar mit einer Serienbefüllung eines MT in Front-Quer-

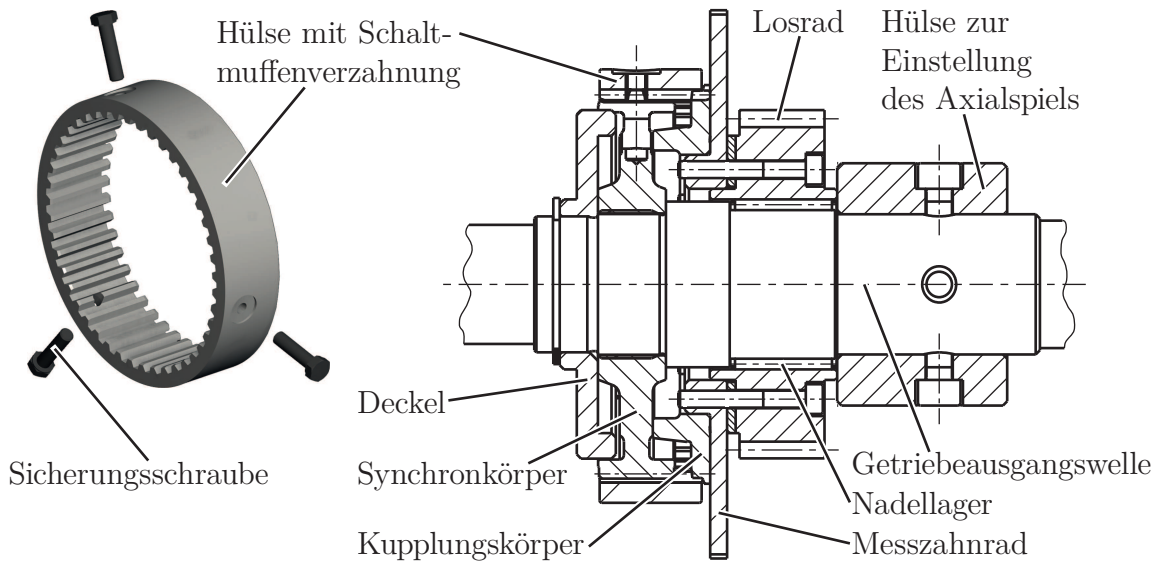

Abb. 6.8: Modifizierte Schaltmuffe und Schnittansicht Losrad mit Synchronisierung

Bauweise. Bei Ölstand 2 reicht der Ölstand an die Unterkante der Getriebeausgangswelle. Bei diesem Ölstand befindet sich ein Teil der Synchronisierung, ein Teil des Losrads und die Unterseite des Losradnadellagers im Ölsumpf. Der Ölstand 3 geht bis zur Oberkante der Getriebeausgangswelle. Dabei ist die Getriebeausgangswelle mit Losradnadellager komplett in den Ölsumpf eingetaucht. Dieser Zustand entspricht dem Ölniveau in einem MT für Standardantrieb. Um das temperaturabhängige Verhalten der eingesetzten Getriebeöle hinsichtlich des Rasselgeräuschverhaltens zu untersuchen, werden drei Temperaturniveaus mit 30 °C, 55 °C und 80 °C eingestellt.

Mit dem einstufigen Prüfgetriebe sind auch die in Seriengetrieben beiden möglichen Schaltstellungen einstellbar. Der Schaltzustand hat sowohl auf die Trägheitsmomente als auch auf die Anzahl der Reib- und Rasselstellen Einfluss. Durch die serienmäßige Schaltmuffe kann das Losrad mit der Getriebeausgangswelle verbunden oder von ihr entkoppelt werden. Bei geschaltetem Losrad werden zur Isolierung des Rasselgeräuschs der Verzahnung der Synchronring und die Druckstücke mit Federn und Kugelbolzen entfernt. Anstelle der serienmäßigen Schaltmuffe wird die in Abb. 6.8 links dargestellte Schaltmuffe eingesetzt. Diese ist formschlüssig mit dem Synchronkörper durch drei Sicherungsschrauben und die Klaueninnenverzahnung mit dem Kupplungskörper des Losrads verbunden. Die Getriebeausgangswelle wird dabei nicht mit dem Bremsmotor verbunden, sondern dreht in Abhängigkeit der Getriebeübersetzung lastfrei mit.

Im nicht-geschalteten Zustand des Losrads wird das freie Wellenende der Getriebeausgangswelle entweder blockiert oder mit dem Bremsmotor elastisch verbun-

den. So kann das Losrad relativ zur fixierten bzw. mit einer konstanten Drehzahl drehenden Getriebeausgangswelle rotieren. Die Synchronisierung mit Synchronring, Druckstücken mit Federn und Kugelbolzen sowie die serienmäßige Schaltmuffe ist im nicht-geschalteten Zustand eingebaut. Die Schalteinrichtung befindet sich dabei in neutraler Schaltposition (Mittelposition). Der nicht-geschaltete Zustand mit fixierter Getriebeausgangswelle entspricht beim MT dem Leerlauf bei stillstehendem Fahrzeug. Ist ein Gang eingelegt, können die zur gleichen Zeit nicht-geschalteten Gangstufen zu Schwingungen angeregt werden. Dabei dreht sich die Getriebeausgangswelle mit der durch die geschaltete Gangstufe vorgegebene Drehzahl. Zwischen den nicht-geschalteten Losrädern und der Getriebeausgangswelle entsteht dadurch eine Relativdrehzahl. Die Höhe der Relativdrehzahl hat wiederum Einfluss auf die Getriebeverluste – Kapitel 2.6 – und folglich auch auf das Rasselgeräuschverhalten.

6.3 Versuche zum Verzahnungsrasseln

Nachfolgend werden Parametervariationen zur Untersuchung der in Abb. 3.1 beschriebenen Einflussgrößen auf das Schwingungsverhalten der Stirnradstufe dargestellt. Die Versuche wurden nach den in Kapitel 3.3.1 beschriebenen Randbedingungen durchgeführt. Es wurde die Anregungrampe nach Abb. 3.8 verwendet. Im nicht-geschalteten Zustand wurde stets das Losrad mit der Schrägverzahnung eingesetzt.

6.3.1 Variation des Ölstands

Es wird zu Beginn auf die durchgeführten Messungen mit geschaltetem Losrad eingegangen, da durch die geringe Anzahl an Losteilen mit diesem Aufbau eine gezielte Betrachtung des Rasselgeräuschs der Stirnradstufe möglich ist. In Abb. 6.9 sind die Rasselkurven für unterschiedliche Ölstände mit der Geradverzahnung und der Ölsorte PAO/HC1 dargestellt. Die Rasselgrenzen und der Anstieg im Pegelverlauf sind durch die Erhöhung des Ölstands um $10 - 15\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ zu höheren Anregungen hin verschoben. Ab $800\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ sind die Pegelverläufe nahezu identisch. Das lautere Grundgeräusch bei Ölstand Nr. 3 ist auf ein verändertes Abspritzverhalten des Öls an die Schaugläser zurückzuführen. Trotz einer Erhöhung des Verlustmoments durch die angestiegenen Planschverluste bei höherem Ölstand sind die Verschiebungen minimal. Der Grund dafür liegt darin, dass das bei allen Ölständen identische Trägheitsmoment der Getriebeausgangswelle dominant gegenüber dem verhältnismäßig gering veränderten Verlustmoment ist. Gleichermaßen verhalten sich die Rasselkurven für das Öl PG3 oder bei Verwendung der Schrägverzahnung, siehe Abb. A.1 und Abb. A.2.

Die folgenden Messungen behandeln das Rasselgeräuschverhalten der Stirnradstufe mit nicht-geschaltetem Losrad. Es wird zuerst der Zustand des Leerlaufs

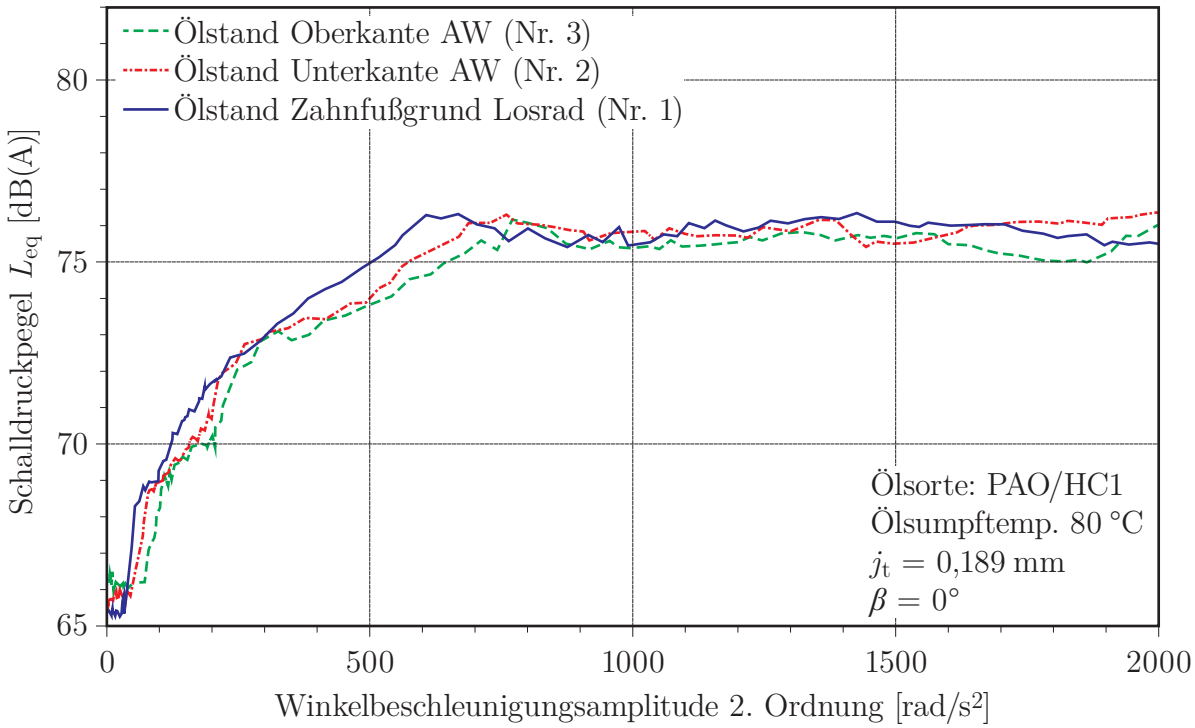

Abb. 6.9: Rasselkurven bei Variation des Ölstands im geschalteten Zustand mit PAO/HC1

mit still stehender Getriebeausgangswelle betrachtet. Abb. 6.10 zeigt die Rasselkurven für unterschiedliche Ölstände mit den Ölsorten PAO/HC1 und PG3. Das Verdrehflankenspiel der Schrägverzahnung beträgt dabei $j_t = 0,107\,\mathrm{mm}$ und das Axialspiel des Losrads $s_{Lr} = 0,4\,\mathrm{mm}$. In Abb. A.3 sind die zugehörigen Verläufe des Körperschallpegels abgebildet. Hier sind die Unterschiede noch deutlicher zu erkennen. Unabhängig von der Ölsorte sind die jeweiligen Rasselgrenzen hinsichtlich der Winkelbeschleunigungsamplitude auf etwa $60\,^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ angestiegen. Die Pegelverläufe nähern sich jedoch mit zunehmender Anregung weiter an. Bis zu einer Winkelbeschleunigungsamplitude von $500\,^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ sind Abweichungen im Schalldruckpegel zwischen den Ölständen bei beiden Ölsorten ermittelbar. Verglichen mit der Anordnung geschaltetes Losrad tritt gleichermaßen eine Verschiebung der Rasselgrenze und der anfänglichen Pegelverläufe hin zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden auf.

Nach Überschreiten der Rasselgrenze sind die emittierten Schalldruckpegel bei PAO/HC1 im geschalteten Zustand nach Abb. 6.9 wesentlich höher als im nichtgeschalteten Zustand in Abb. 6.10. Im geschalteten Zustand schwingt die gesamte Getriebeausgangswelle mit verblocktem Losrad gegen die Getriebeeingangswelle mit Festrad. Außerdem sind die Planschverluste der Schalteinrichtung und der Getriebeausgangswelle, die Hauptlager-Leerlaufverluste sowie die Reibleistung der Dichtung

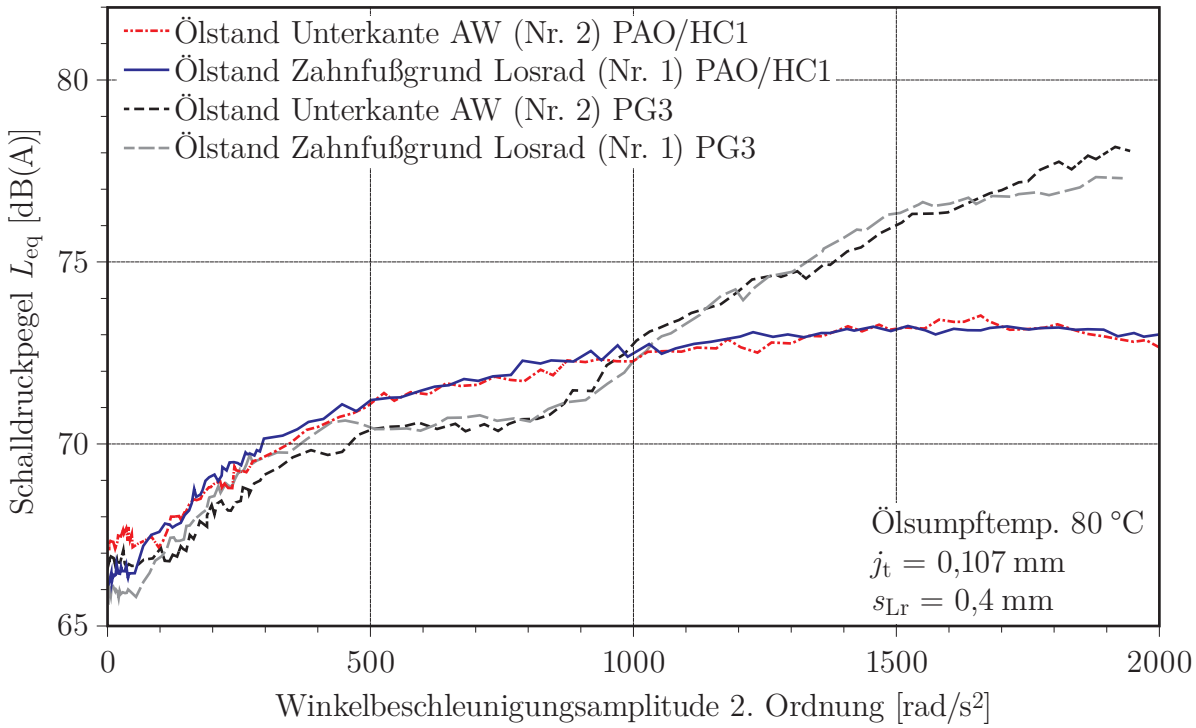

Abb. 6.10: Rasselkurven bei Variation des Ölstands und Einfluss der Ölsorte im nicht-geschalteten Zustand

vorhanden. Im nicht-geschalteten Zustand treten an deren Stelle nur das Verlustmoment der Synchronisierung und die Nadellager-Leerlaufverluste. Dies führt bei der geschalteten Anordnung zu intensiveren Stößen der Verzahnung und damit zu höheren Schalldruckpegeln, da das hohe Trägheitsmoment der Getriebeausgangswelle für das Schwingungsverhalten dominant ist.

Im nicht-geschalteten Zustand in Abb. 6.10 sind die Unterschiede im Schalldruckpegel bei steigendem Ölstand um etwa 1 dB(A) vor der Rasselgrenze höher. Dieselbe Aussage trifft auch bei einer Vergrößerung des Verdrehflankenspiels zu, siehe Abb. A.4 und Abb. A.5. Da der Ölstand hauptsächlich einen Einfluss auf die Planschverluste hat, zeigt sich, dass im nicht-geschalteten Zustand der Anteil der Getriebeverluste im Vergleich zum Trägheitsmoment angestiegen ist. Folglich steigt bei nicht-geschaltetem Losrad die Bedeutung der Getriebeverluste auf das beginnende Abheben der Zahnflanken und somit auf die Rasselgrenze und den weiteren Pegelverlauf bis etwa 500 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$.

Daraus lässt sich ableiten, dass eine Erhöhung des Ölstands und die damit verbundene Erhöhung der Planschverluste lediglich einen Einfluss auf die Rasselgrenze von Losteilen mit geringer Masse und damit geringem Trägheitsmoment hat. Dies sind z. B. einzelne Losräder der Gangstufen und die Synchronringe. Dieser Einfluss ist unabhängig von Ölsorte, Verdrehflankenspiel und Axialspiel des Losrads. Daher

gilt für die Rasselgrenze eines Losteils allgemein

$$\hat{\dot{\omega}} \sim \frac{T_{\mathrm{V}}}{J_{\mathrm{Lp}}}. \tag{6.6}$$

In Gl. (6.6) ist J_{Lp} das Trägheitsmoment des Losteils. Das Losteil beginnt durch die äußere Anregung zu schwingen, sobald das Produkt aus Trägheitsmoment und Winkelbeschleunigungsamplitude ausreicht, die Verlustmomente T_{V}, die auf das Losteil wirken, zu überwinden.

In einem MT für Standardantrieb ist die Vorgelegewelle bezüglich Rasselgeräuschempfindlichkeit ein kritisches Bauteil. Die Vorgelegewelle trägt wegen des hohen Trägheitsmoments wesentlich zum Rasselgeräuschpegel des Getriebes bei [123]. Das Schwingungsverhalten der Vorgelegewelle kann daher durch eine Erhöhung des Ölstands nicht signifikant beeinflusst werden.

Die Rasselkurven in Abb. 6.10 mit unterschiedlichen Ölsorten zeigen erhebliche Unterschiede. Bis etwa 1000 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ erreicht der Schalldruck mit PAO/HC1 bis zu 2 dB(A) höhere Pegel als mit PG3 trotz nahezu identischer dynamischer Viskosität bei einer Ölsumpftemperatur von 80 °C. Der Grund dafür liegt in der unterschiedlichen chemischen Zusammensetzung der Öle. Das hat bei PG3 ein günstigeres Rasselgeräuschverhalten der Verzahnung bei geringeren Winkelbeschleunigungsamplituden zur Folge. Ab einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ steigt der Schalldruckpegel mit der Ölsorte PG3 jedoch an. Dagegen liegt der Rasselgeräuschpegel mit PAO/HC1 ab 800 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ im Bereich von $72 - 73$ dB(A).

6.3.2 Variation der Ölsumpftemperatur

Es wird der Einfluss der Ölsumpftemperatur bei Ölstand 1 auf den Rasselgeräuschpegel mit geschaltetem Losrad untersucht. In Abb. 6.11 sind die Rasselkurven bei einem Schrägungswinkel $\beta = 20°$ für die Ölsorte PAO/HC1 abgebildet. Bis 200 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ ergeben sich bei einer Erhöhung der Ölsumpftemperatur von 55 °C auf 80 °C keine signifikanten Unterschiede im Rasselgeräuschpegel, obwohl sich durch den Temperaturanstieg die dynamische Ölviskosität verändert hat. Bei der Ölsumpftemperatur 30 °C treten bereits ab 50 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ geringere Schalldruckpegel verglichen mit den höheren Temperaturniveaus auf. Im Bereich von $200 - 700$ $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ ergibt sich für alle Temperaturniveaus eine gestaffelte Anordnung von jeweils etwa 1 dB(A). Zwischen $700 - 2000$ $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ schwanken die gemessenen Schalldruckpegel um etwa 75 dB(A). Dieses Ergebnis deckt sich mit den Erkenntnissen aus Kapitel 6.3.1, wonach bei hohem Trägheitsmoment des Losteils die Verlustmomente nur eine untergeordnete Rolle auf das Schwingungsverhalten haben. Dieses Verhalten ist auch bei Verwendung der Ölsorte PG3 festzustellen, siehe Abb. A.6.

Ein Vergleich der Rasselkurven mit nicht-geschaltetem Losrad und Axialspiel $s_{\mathrm{Lr}} = 0,2$ mm zeigt Abb. 6.12. Es ist ersichtlich, dass bei der Ölsorte PAO/HC1 die

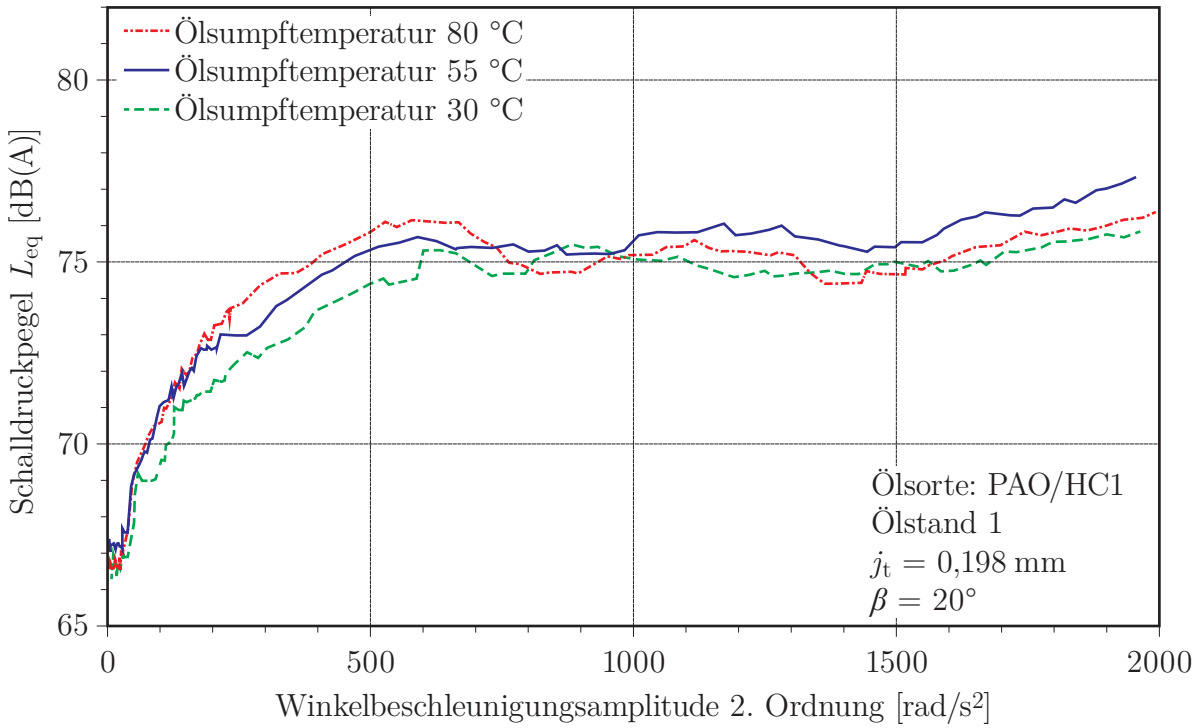

Abb. 6.11: Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur im geschalteten Zustand mit PAO/HC1

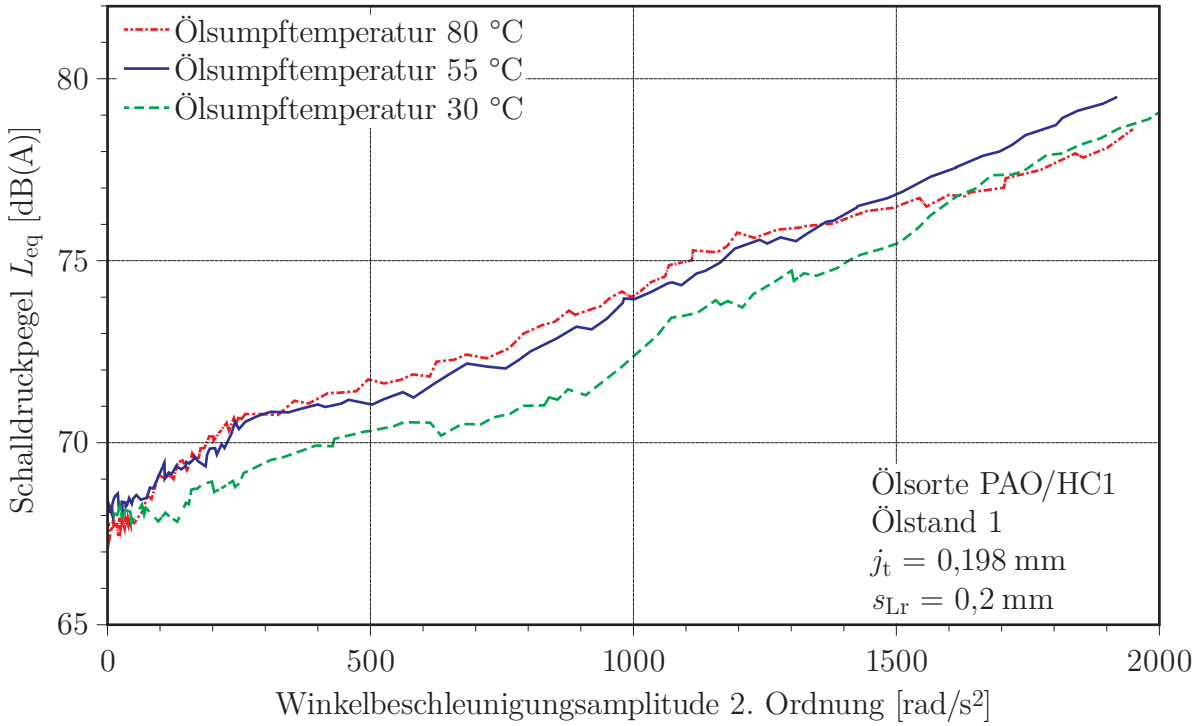

Abb. 6.12: Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1

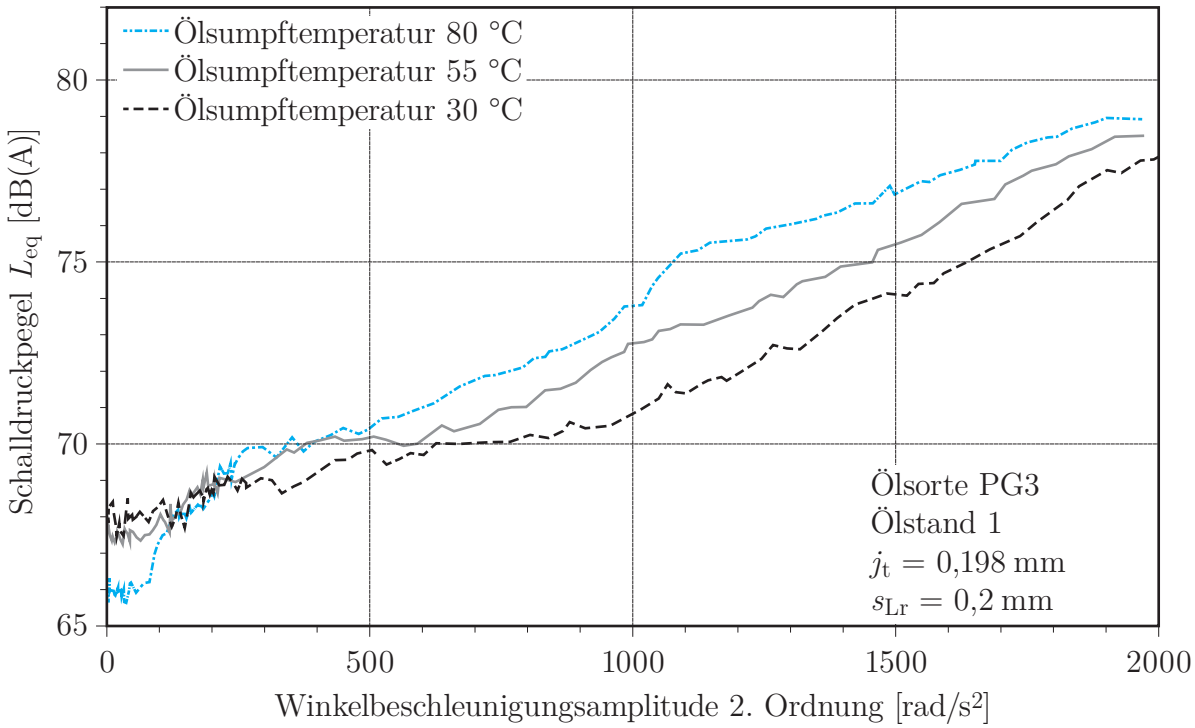

Abb. 6.13: Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur im nicht-geschalteten Zustand mit PG3

Rasselkurven bei den Ölsumpftemperaturen 55 °C und 80 °C annähernd identische Schalldruckpegel ergeben. Dies trifft auf den Beginn der Rasselgeräusche und den weiteren Pegelverlauf zu. Nach Überschreiten der Rasselgrenze bei 140 $^{rad}/_{s^2}$ liegt der Pegelverlauf bei 30 °C um etwa $1 - 2$ dB(A) niedriger wie bei den höheren Ölsumpftemperaturen. Mit der Ölsorte PG3 ergeben sich zwischen den verschiedenen Ölsumpftemperaturen ab 500 $^{rad}/_{s^2}$ Geräuschunterschiede von jeweils $1 - 2$ dB(A), siehe Abb. 6.13. Bei allen Ölsumpftemperaturen mit PG3 ist der Rasselgeräuschpegel bis 1000 $^{rad}/_{s^2}$ um etwa 2 dB(A) niedriger wie bei der Ölsorte PAO/HC1. Bei höherer Winkelbeschleunigungsamplitude verlaufen die Rasselkurven bei 55 °C und 80 °C mit PG3 oberhalb der Rasselkurven, die mit der Ölsorte PAO/HC1 gemessen wurden.

Folglich muss die kinematische Viskosität bei 100 °C eines Schmierstoffs mit einem $VI = 200$ mindestens um 3 $^{mm^2}/_{s}$ höher sein, damit durch die höheren Verlustmomente eine Rasselgeräuschminimierung bei Losteilen mit hohen Trägheitsmomenten aufgrund der erhöhten Ölviskosität eintritt. Im nicht-geschalteten Zustand zeigt sich, dass durch das geringere Trägheitsmoment des Losrads die erhöhten Verlustmomente durch die Ölviskosität einen wesentlichen Einfluss auf das Rasselgeräuschverhalten, insbesondere auf die Lage der Rasselgrenze, besitzen.

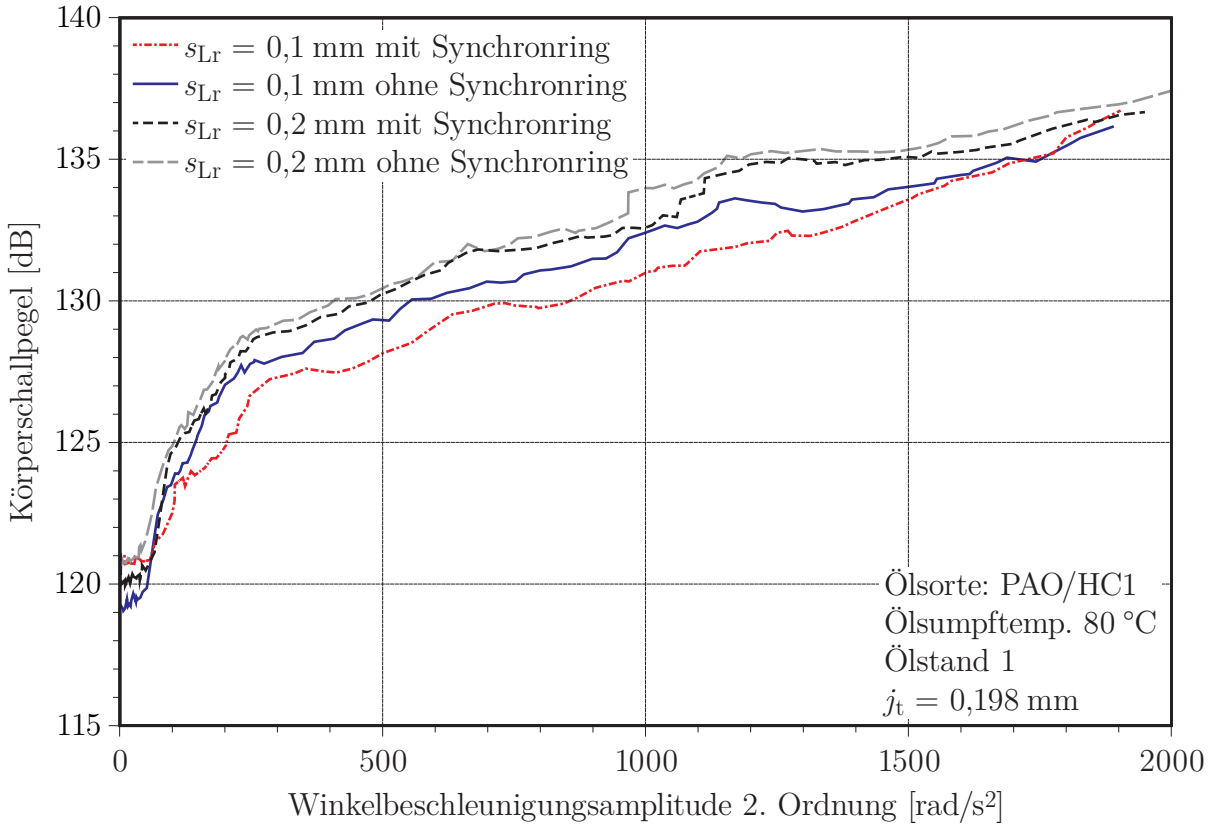

Abb. 6.14: Körperschallpegel bei ein- bzw. ausgebautem Synchronring im nicht-geschalteten Zustand und unterschiedlichen Axialspielen

6.3.3 Beitrag von Synchronisierungen

Der Synchronring der Schalteinrichtung kann im nicht-geschalteten Zustand innerhalb seiner Spielgrenzen schwingen, siehe Kapitel 3.2. Gleichzeitig erzeugt das gescherte Öl im Spalt zwischen Gegenkonus des Synchronrings und Reibkonus des Kupplungskörpers ein Verlustmoment. Sobald das Losrad ab einer bestimmten Winkelbeschleunigungsamplitude innerhalb seiner Spielgrenzen zu schwingen beginnt, kann der Synchronring ebenfalls durch Grenz- bzw. Mischreibung oder durch Kraftübertragung durch das Öl zu Schwingungen angeregt werden. Diese Vorgänge werden nachfolgend überprüft.

Abb. 6.14 stellt den Beitrag des Synchronrings zum Körperschallpegel beim Verzahnungsrasseln dar. Bei einem Axialspiel von $s_{Lr} = 0,2\,\text{mm}$ ist der Unterschied im Körperschallpegelverlauf zwischen der Anordnung mit und ohne eingebautem Synchronring gering. Dies deutet darauf hin, dass der Synchronring selbst nicht zu Schwingungen durch das Losrad angeregt wird und somit keinen Beitrag zum Rasselgeräuschpegel liefert. Es zeigt sich vielmehr der Einfluss des Verlustmoments der Synchronisierung. Im Fall des ausgebauten Synchronrings wirkt näherungsweise

kein Verlustmoment der Synchronisierung durch Ölscherung in der Reibfläche auf das Losrad. Dadurch wird die Rasselgrenze zu geringeren Winkelbeschleunigungsamplituden hin verschoben und die Stöße der Verzahnung sind intensiver, was zu einem höheren Körperschallpegel führt. Das Axialspiel $s_{\mathrm{Lr}} = 0,1\,\mathrm{mm}$ zeigt einen vergleichbaren Einfluss des Synchronrings auf den Körperschallpegel. Hierbei ist jedoch der Einfluss des Verlustmoments der Synchronisierung deutlicher. Dies ist auf das geringere Lüftspiel des Synchronrings und das damit verbundene höhere Verlustmoment zurückzuführen. In Abb. A.7 sind die Rasselkurven in der Darstellung mit emittiertem Schalldruckpegel gezeigt. Insbesondere liegt beim Aufbau mit eingebautem Synchronring und Axialspiel $s_{\mathrm{Lr}} = 0,1\,\mathrm{mm}$ bei Winkelbeschleunigungsamplituden bis $200\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ der Schalldruckpegel oberhalb dessen ohne Synchronring. Der höhere Schalldruckpegel wird aber nicht durch intensiveres Verzahnungsrasseln erzeugt, wie der Vergleich mit Abb. 6.14 zeigt. Möglicherweise ist ein anderes Ölabspritzverhalten an die Schaugläser des Prüfgetriebes der Grund für die höheren gemessenen Schalldruckpegel.

6.3.4 Einfluss einer Relativdrehzahl zwischen Getriebewelle und Losrad

In einem MT befindet sich immer nur ein Gang im Leistungsfluss. Darum rotieren die nicht-geschalteten Losräder mit unterschiedlichen Relativdrehzahlen gegenüber der jeweiligen Getriebewelle. Die Drehzahl dieser Getriebewelle ergibt sich aus der Übersetzung der gerade geschalteten Gangstufe und der Antriebsdrehzahl des Motors. Unterschiedliche Relativdrehzahlen besitzen einen Einfluss auf die Verlustmomente der Nadellager [25] und der Synchronisierungen [154]. Es wird deshalb der Einfluss einer Relativdrehzahl auf das Verzahnungsrasselgeräusch im nicht-geschalteten Zustand des Losrads untersucht.

Die am Prüfstand eingestellten Relativdrehzahlen zwischen Losrad und Getriebeausgangswelle wurden anhand typischer Fahrzustände eines Fahrzeuggetriebes für Front-Quer-Anwendung ermittelt, siehe Tab. 6.5. Bei einem positiven Vorzeichen der Relativdrehzahl Δn rotiert das Losrad gegenüber der Getriebeausgangswelle schneller. Entsprechend dreht sich bei negativem Vorzeichen das Losrad langsamer als die Getriebeausgangswelle. Die Drehrichtung beider Bauteile ist wie in serienmäßigen Fahrzeuggetrieben immer gleichgerichtet. Lediglich im geschalteten Rückwärtsgang stellt sich eine entgegengesetzte Drehrichtung ein. Zur Erzeugung der Drehzahlen aus Tab. 6.5 wird der Bremsmotor elastisch mit der Getriebeausgangswelle verbunden und die konstanten Drehzahlen n_{AW} über die Prüfstandsteuerung vorgegeben.

Abb. 6.15 stellt die Rasselkurven für unterschiedliche Relativdrehzahlen bei einer Ölsumpftemperatur von 30 °C dar. Wenn sich das Losrad gegenüber der Getriebe-

Tab. 6.5: Untersuchte Relativdrehzahlen der Messreihe Verzahnungsrasseln

Relativdrehz. Δn	$-900\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$-450\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$0\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$450\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\text{min}}$
Antriebsmotor n_{m}	$900\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\text{min}}$
Losrad n_{Lr} **mit** $i_{\text{schräg}}$	$1411\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$1411\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$1411\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$1411\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$1411\,{}^{1}/_{\text{min}}$
Drehzahl AW n_{AW}	$2311\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$1861\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$1411\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$961\,{}^{1}/_{\text{min}}$	$511\,{}^{1}/_{\text{min}}$

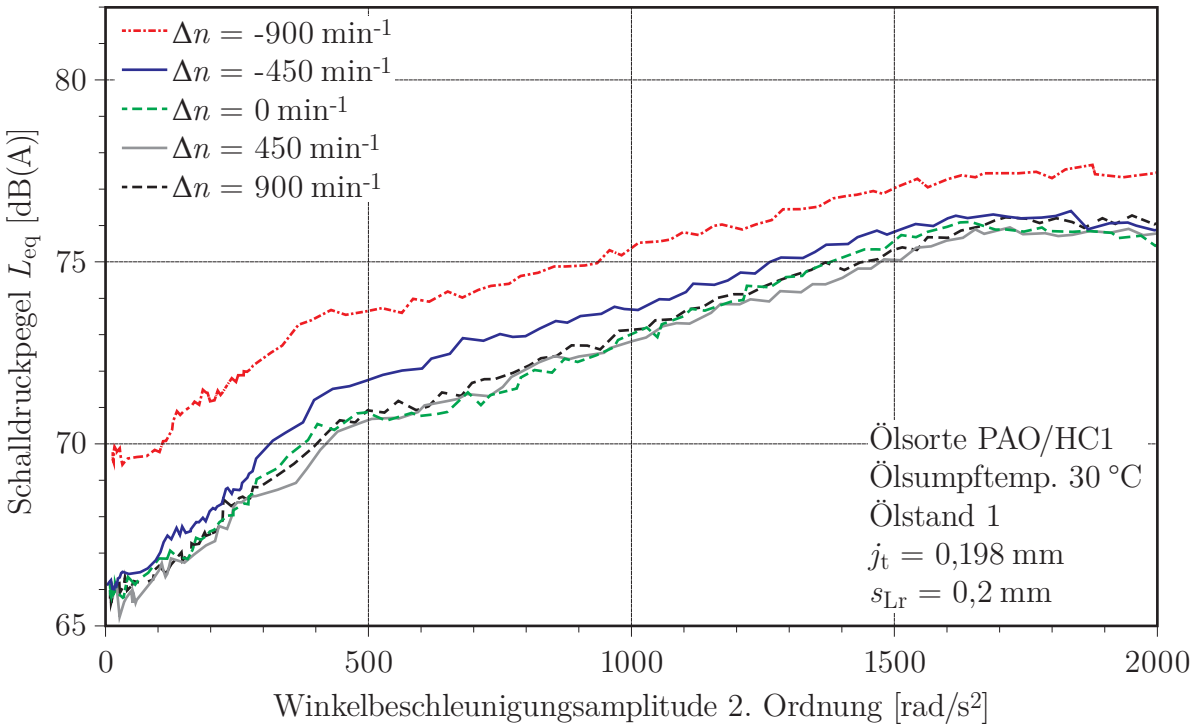

Abb. 6.15: Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 und Ölsumpftemperatur 30 °C

ausgangswelle langsamer dreht, zeigt sich ein Einfluss auf den Rasselgeräuschpegel. Bei einer Relativdrehzahl von $-900\,{}^{1}/_{\text{min}}$ werden im Vergleich mit $-450\,{}^{1}/_{\text{min}}$ die höchsten Rasselgeräuschpegel erreicht. Die Pegel liegen über dem gesamten Anregungsbereich bis zu 3 dB(A) höher. Bei Gleichlauf $\Delta n = 0\,{}^{1}/_{\text{min}}$ und bei positiven Relativdrehzahlen liegt der Pegelverlauf auf nahezu gleichem Niveau. Ein Vergleich mit dem gemessenen Körperschallpegel an der Getriebegehäuseoberfläche zeigt Abb. A.8. Die höheren Körperschallpegel vor der Rasselgrenze bei negativen Werten von Δn sind durch Schwingungen der Wälzlager wegen den höheren Drehzahlen der Getriebeausgangswelle zu erklären. Der höhere Pegelverlauf bei negativen Relativdrehzahlen in Abb. 6.15 resultiert aber aus intensiveren Stößen der Verzahnung und nicht aus der höheren Drehzahl der Getriebeausgangswelle.

Zur Erklärung dieser Beobachtungen zeigt Abb. 6.16 eine schematische Darstel-

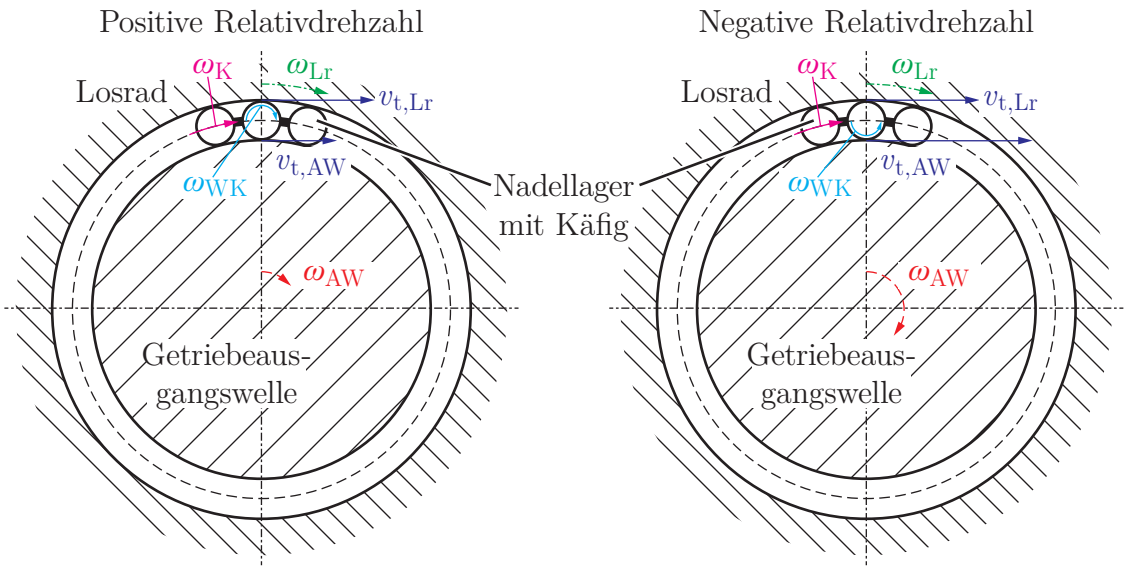

Abb. 6.16: Tangentialgeschwindigkeitsverteilung an einem Wälzkörper eines Nadellagers in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit von Losrad und Getriebeausgangswelle (schematisch)

lung der Tangentialgeschwindigkeiten an einem Wälzkörper des Nadellagers bei positiver und negativer Relativdrehzahl. Das Losrad wird entsprechend der Gangübersetzung mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit ω_{Lr} angetrieben und gleichzeitig durch die Drehschwingung des Festrads angeregt. Die Getriebeausgangswelle wird mit einer konstanten Drehzahl ω_{AW} durch den Bremsmotor angetrieben. Damit der Wälzkörper kinematisch korrekt abrollt, müssen die Tangentialgeschwindigkeiten in entgegengesetzte Richtung zeigen. Dies ist nur der Fall, wenn entweder Lagerinnen- oder Lageraußenring fest steht. Sofern die zwischen Laufringen und Wälzkörpern übertragbaren Tangentialkräfte nicht mehr ausreichen, um den inneren Bewegungswiderstand der Wälzkörper – also den Widerstand der Rollen und des Käfigs – zu überwinden, entsteht Schlupf [56, 91].

Je nach Höhe des Schlupfs durch die Relativdrehzahl treten an den Wälzkörpern Tangentialgeschwindigkeiten auf, die neben der Rollreibung zu überlagerten Gleitzuständen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen führen. Bei positiver Relativdrehzahl entsteht Schlupf an der Lagerringinnenfläche der Getriebeausgangswelle bzw. bei negativer Relativgeschwindigkeit an der Lagerringaußenfläche des Losrads. Durch zusätzliches Gleiten steigt das Reibmoment im Lager an [91] und die auf das Losrad wirksamen Lagerverlustmomente verändern sich. Bei hohen Winkelgeschwindigkeiten der Getriebeausgangswelle kann die Ölmenge im Nadellager abnehmen, was zu einem Absinken der Lagerverlustmomente führt [73].

Hinsichtlich der Rasselgeräuschentfaltung sind, wie in Abb. 6.15 dargestellt, die negativen Relativdrehzahlen kritisch. Offenbar wird durch das Gleiten der Wälz-

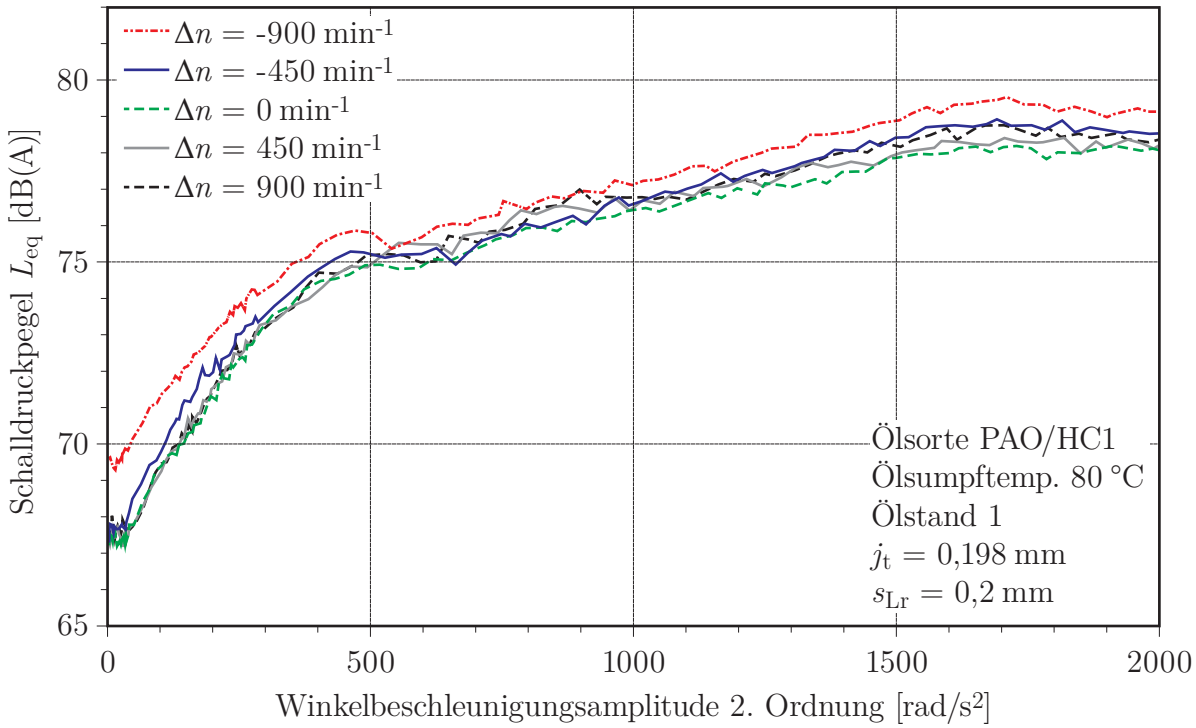

Abb. 6.17: Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 und Ölsumpftemperatur 80 ℃

körper an der Lagerringaußenfläche das Losrad zu stärkeren Verzahnungsstößen durch das treibende Festrad angeregt. Je schneller sich die Getriebeausgangswelle dreht, umso höher wird der Rasselgeräuschpegel. Dieses Verhalten kann durch das abnehmende Nadellagerverlustmoment bei hoher Drehzahl – bedingt durch die effektiv kleiner werdende Ölmenge im Lager – erklärt werden [73]. Dadurch wirkt auf das schwingende Losrad ein vergleichsweise geringeres Verlustmoment, wodurch die Schalldruckpegel der rasselnden Verzahnung weiter ansteigen. Anders verhält sich das Losrad, wenn die Getriebeausgangswelle langsamer rotiert wie das Losrad. Hierbei sind die Pegelverläufe alle auf dem gleichen Niveau wie $\Delta n = 0\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$, wenn das Losrad und die Getriebeausgangswelle als Block umlaufen und nahezu keine Abwälzbewegung im Nadellager erzeugt wird. Bei positiven Relativdrehzahlen beeinflusst das schlupfbedingte Lagerverlustmoment das Schwingungsverhalten des Losrads positiv, was zu niedrigeren Schalldruckpegeln führt. Diese Beobachtungen werden auch von Kim u. Singh anhand von Simulationsergebnissen bestätigt [72].

Aus Abb. 6.17 geht hervor, dass dieser Effekt der Relativdrehzahl deutlich von der Ölsumpftemperatur abhängig ist. Die höhere Ölsumpftemperatur in Abb. 6.17 bewirkt insgesamt ein um etwa $3-4\,\mathrm{dB(A)}$ höheres Rasselgeräuschniveau. Zurückzuführen ist dies maßgeblich auf die reduzierte Ölviskosität. Die Nadellagerverlustmomente sind weiter abgesunken. Eine negative Relativdrehzahl bewirkt auch bei

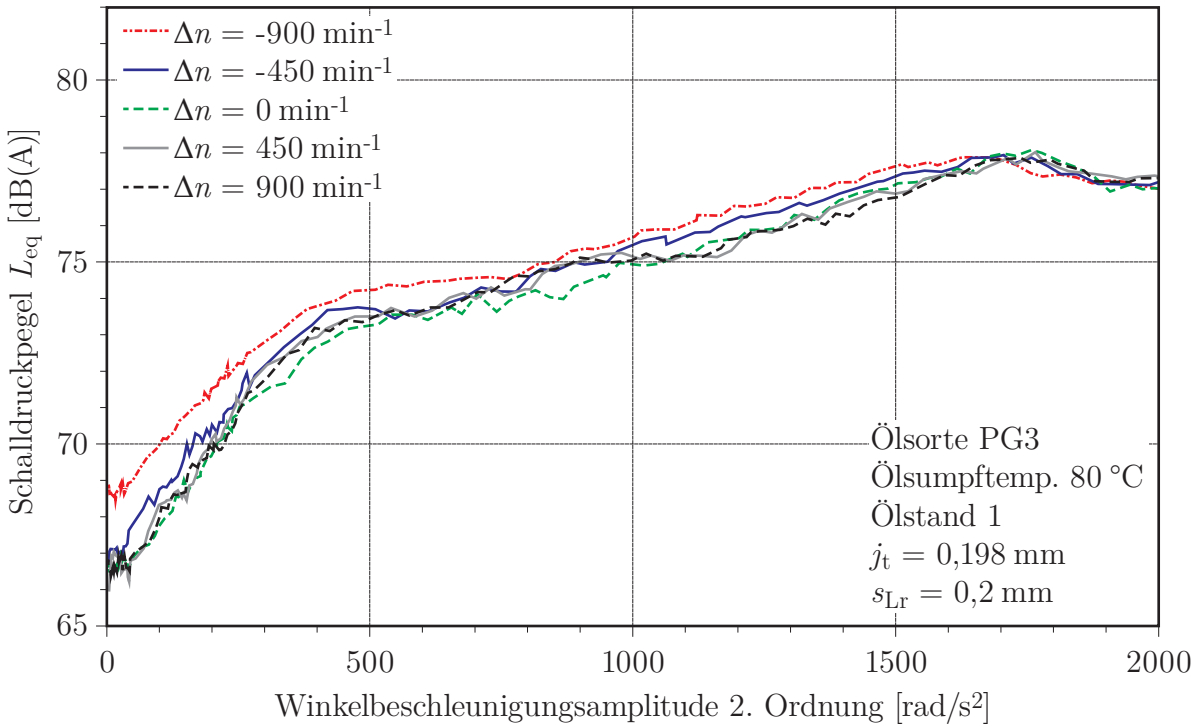

Abb. 6.18: Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PG3 und Ölsumpftemperatur 80 °C

einer höheren Ölsumpftemperatur einen höheren Rasselgeräuschpegel. Die Pegeldifferenzen bei negativen Relativdrehzahlen sind im Vergleich zur Ölsumpftemperatur 30 °C jedoch geringer geworden.

Betrachtet man die Wirkung der Relativdrehzahl auf den Rasselgeräuschpegel bei der Ölsorte PG3 in Abb. 6.18, kann man ein vergleichbares Verhalten wie bei der Ölsorte PAO/HC1 feststellen. Die Pegelverläufe bei Verwendung der Ölsorte PG3 sind jedoch allesamt um etwa $2-3\,\mathrm{dB(A)}$ niedriger wie bei PAO/HC1, trotz der fast identischen dynamischen Ölviskosität. Daraus lässt sich ableiten, dass der Betriebspunkt für das schlupfbedingte Gleiten zwischen Wälzkörpern und Lagerringaußenfläche vom Reibwert des Getriebeöls und von der Ölsumpftemperatur abhängig ist. Bei niedrigen Ölsumpftemperaturen ist die Auswirkung einer negativen Relativdrehzahl auf den Rasselgeräuschpegel am deutlichsten. Durch den entstehenden Schlupf wegen den unterschiedlichen Tangentialgeschwindigkeiten von Losrad und Getriebeausgangswelle wird das Stoßverhalten der Verzahnung im nicht-geschalteten Zustand beeinflusst. Um einen geringen Rasselgeräuschpegel zu erreichen, sollten Schlupfzustände in den Nadellagerungen möglichst vermieden werden. Wenn der Gleitreibungsanteil im Nadellager gering gehalten werden kann, sinkt auch das antriebsseitige Verlustmoment eines Fahrzeuggetriebes.

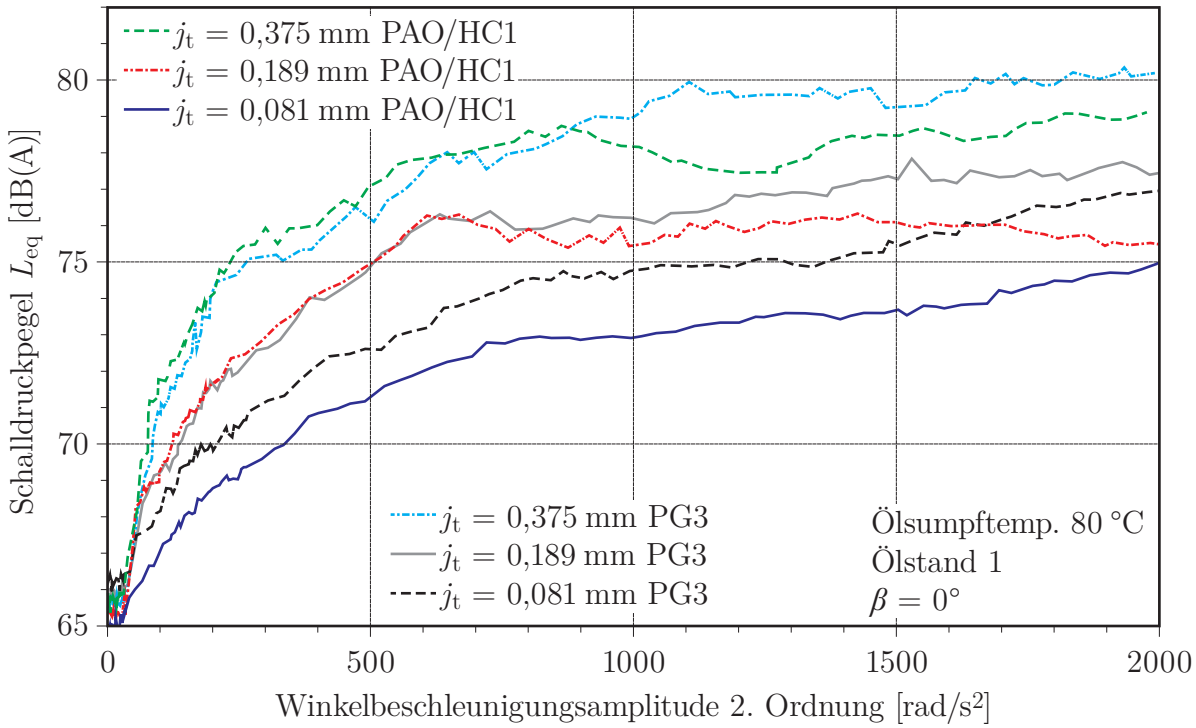

Abb. 6.19: Rasselkurven bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Geradverzahnung

6.3.5 Einfluss der Ölsorte bei unterschiedlichen Verdrehflankenspielen

Das Verzahnungsrasseln wird im Folgenden mit Aufbauten bei unterschiedlichen Verdrehflankenspielen sowie mit Gerad- und Schrägverzahnung unter Verwendung der Ölsorten PAO/HC1 bzw. PG3 analysiert.

Geradverzahnung $\beta = 0°$

Abb. 6.19 zeigt die ermittelten Rasselkurven im geschalteten Zustand mit unterschiedlichen Verdrehflankenspielen und den Einfluss der Ölsorte. Der gemessene Schalldruckpegel vor der Rasselgrenze ist bei allen Verdrehflankenspielen und beiden Ölsorten nahezu identisch, da hier noch kein Abheben der Zahnflanken auftritt. Die Lage der Rasselgrenze ist auch unabhängig von der Ölsorte und von der Größe des Verdrehflankenspiels. Direkt nach der Rasselgrenze beginnen die Arbeitsflanken durch die Drehschwingungsanregung abzuheben, durchlaufen eine Flugphase und schlagen wieder an. Bereits bei Winkelbeschleunigungsamplituden von 100 $^{rad}/_{s^2}$ unterscheiden sich die Schalldruckpegel der Messungen mit unterschiedlichen Verdrehflankenspielen signifikant. Beim größten Verdrehflankenspiel von $j_t = 0,375\,\text{mm}$ treten die höchsten Schalldruckpegel auf. Durch den weiteren Weg bis zu einer

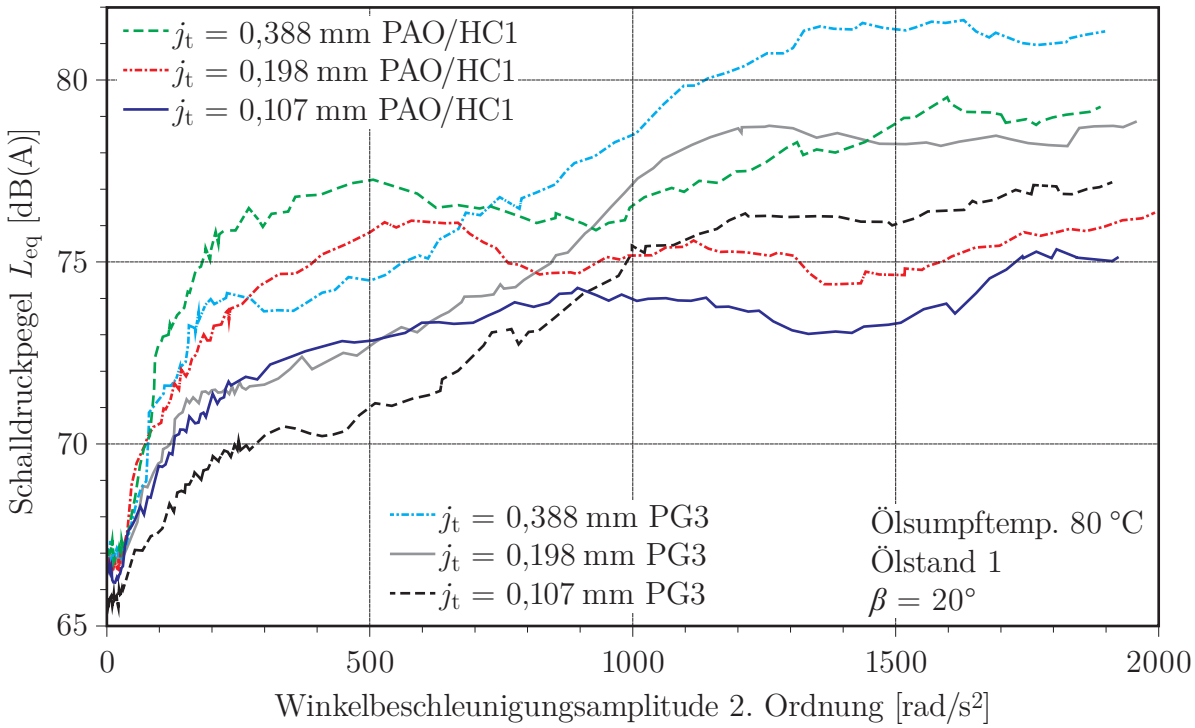

Abb. 6.20: Rasselkurven bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung

erneuten Berührung der Rückflanken treten höhere tangentiale Relativgeschwindigkeiten auf, die in Form von intensiveren Stößen abrupt verzögert werden. Mit kleiner werdendem Verdrehflankenspiel nimmt die Stoßintensität ab. Daher vermindert sich auch der Rasselgeräuschpegel.

Betrachtet man den Einfluss der Ölsorte, so fällt auf, dass bei den Verdrehflankenspielen $j_t = 0,375\,\text{mm}$ und $j_t = 0,189\,\text{mm}$ der Rasselgeräuschpegel nahezu identisch bis zur Winkelbeschleunigungsamplitude $900\,\text{rad/s}^2$ bzw. $700\,\text{rad/s}^2$ ist. Bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden weist die Ölsorte PG3 jeweils die höheren Schalldruckpegel auf. Beim kleinsten Verdrehflankenspiel $j_t = 0,081\,\text{mm}$ weist PG3 über den gesamten Verlauf die höheren Schalldruckpegel gegenüber PAO/HC1 auf. Dieselbe Erkenntnis lässt sich auch aus den Verläufen des Körperschallpegels in Abb. A.10 ziehen. Darüber hinaus ist dieses Verhalten auch unabhängig von der Ölsumpftemperatur, wie Abb. A.11 zeigt.

Schrägverzahnung $\beta = 20°$

In Abb. 6.20 sind die Rasselkurven der Messungen mit geschaltetem Losrad und einem Schrägungswinkel von $\beta = 20°$ unter Variation von Ölsorte sowie Verdrehflankenspiel dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bis zu einer Anregung von $700-900\,\text{rad/s}^2$ – unabhängig vom Verdrehflankenspiel – die Schalldruckpegel der Ölsorte PAO/HC1

um bis zu 3 dB(A) über den emittierten Schalldruckpegeln der Ölsorte PG3 liegen. Bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden kehren sich diese Verhältnisse um, so dass bei der Ölsorte PG3 höhere Schalldruckpegel erreicht werden. Ein Vergleich mit den Rasselkurven bei Geradverzahnung in Abb. 6.19 zeigt, dass sich durch Änderung des Schrägungswinkels vor allem das Rasselgeräuschverhalten der Ölsorte PG3 deutlich verändert hat. Während bei Winkelbeschleunigungsamplituden von bis zu 1000 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ bei einem Schrägungswinkel von $\beta = 0°$ die Schalldruckpegel der beiden Ölsorten für jedes Verdrehflankenspiel nur geringe Unterschiede zeigen, sind bei einem Schrägungswinkel von $\beta = 20°$ deutliche Unterschiede ersichtlich. Das kleinste Verdrehflankenspiel bei Geradverzahnung stellt bei dieser Betrachtung eine Ausnahme dar.

Die Ölsorte PG3 weist bei hohen Winkelbeschleunigungsamplituden ab etwa 1000 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ höhere Schalldruckpegel auf. Dies ist unabhängig von Schrägungswinkel und von der Größe des Verdrehflankenspiels. Die Erkenntnisse korrelieren gleichermaßen mit den Verläufen der Körperschallpegel, siehe Abb. A.12. Auch bei der Schrägverzahnung ist dieses Rasselgeräuschverhalten unabhängig von der Ölsumpftemperatur, siehe Abb. A.13. Als Ergebnis der Untersuchungen in Kapitel 6.3.5 kann festgehalten werden, dass die Geräuschdämpfung bei PG3 abhängig von den Eingriffsverhältnissen und dem Schmierfilmaufbau während des Zahneingriffs ist. Die Geräuschminimierung ist folglich nicht durch erhöhte lastunabhängige Verlustmomente mit der Ölsorte PG3 begründet.

6.3.6 Abhängigkeit zwischen Axial- und Verdrehflankenspiel

Im nicht-geschalteten Zustand besitzt das Axial- und das Verdrehflankenspiel des Losrads einen Einfluss auf das Rasselgeräuschverhalten, siehe Kapitel 3.1. Der Synchronring und die serienmäßige Schaltmuffe sind in diesem Aufbauzustand eingebaut. Es werden die Zahnräder mit der Schrägverzahnung verwendet, da nur bei diesen eine axiale Kraftkomponente aus der Verzahnung auftreten kann.

Abb. 6.21 zeigt die Auswirkung von verschiedenen Axialspielen des Losrads auf den Rasselgeräuschpegel bei Einsatz der Ölsorte PAO/HC1. Die Lage der Rasselgrenze ist unabhängig vom Axialspiel und liegt bei etwa 70 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$. Das Grundgeräusch vor der Rasselgrenze ist jedoch bei den Axialspielen $s_{\mathrm{Lr}} = 0,1\,\mathrm{mm}$ und $s_{\mathrm{Lr}} = 0,2\,\mathrm{mm}$ um 1 dB(A) lauter wie bei den größeren Axialspielen. Im Bereich bis 280 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ ähneln sich die Pegelverläufe sehr stark. Bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden bewirkt das Axialspiel $s_{\mathrm{Lr}} = 0,2\,\mathrm{mm}$ gegenüber den beiden anderen Axialspielen $s_{\mathrm{Lr}} = 0,1\,\mathrm{mm}$ und $s_{\mathrm{Lr}} = 0,3\,\mathrm{mm}$ einen um etwa 1 dB(A) höheren Schalldruckpegel, obwohl die Höhe des Axialspiels um $\Delta\ s_{\mathrm{Lr}} = 0,1\,\mathrm{mm}$ verkleinert bzw. vergrößert ist. Das größte Axialspiel $s_{\mathrm{Lr}} = 0,4\,\mathrm{mm}$ weist bis 900 $^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ die höchsten Schalldruckpegel auf. Bei noch höheren Winkelbeschleunigungsamplituden sinkt der Rasselgeräuschpegel auf ein Minimum ab. Abb. A.14 zeigt, dass

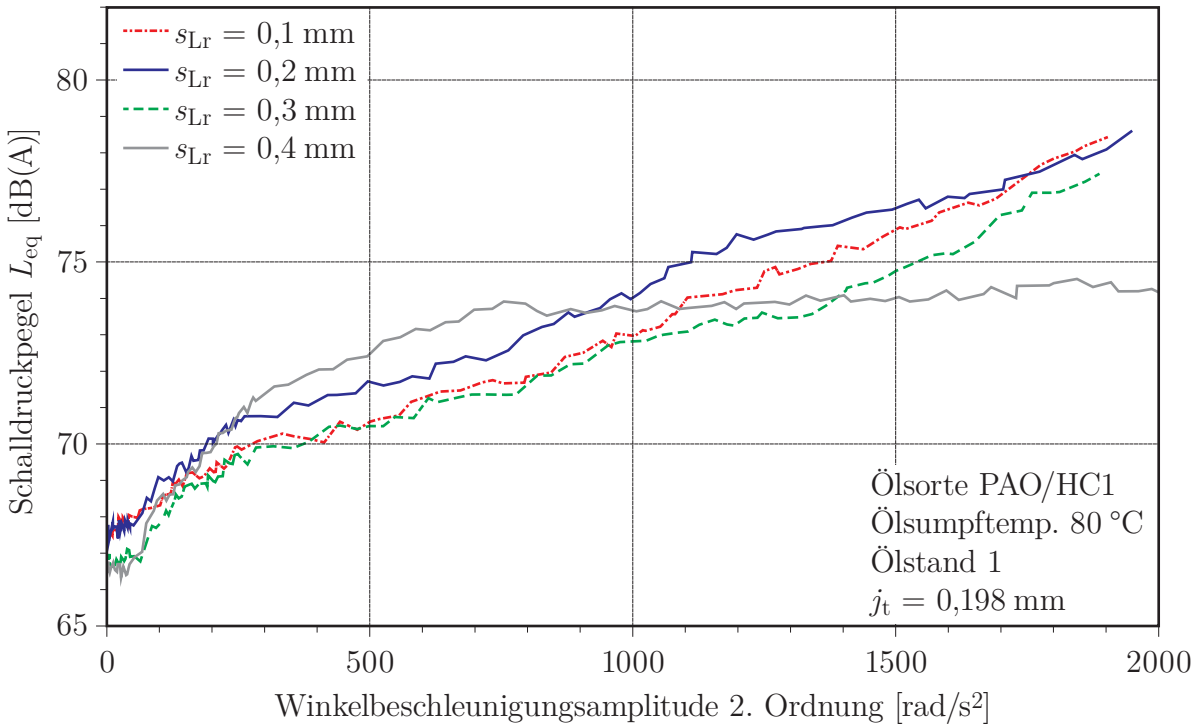

Abb. 6.21: Rasselkurven bei Variation des Axialspiels im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1

dieses Verhalten weitgehend unabhängig von der Ölsumpftemperatur ist.

Im Weiteren wird der Einfluss von verschiedenen Axialspielen beim Verdrehflankenspiel $j_t = 0,107$ mm betrachtet. In Abb. 6.22 sind die Rasselkurven mit verkleinertem Verdrehflankenspiel und unterschiedlichen Axialspielen grafisch dargestellt. Der Vergleich mit Abb. 6.21 zeigt, dass die Schalldruckpegel der Messungen mit jeweils identischem Axialspiel vergleichbare Pegelverläufe aufweisen. Die Schalldruckpegel gemessen mit Verdrehflankenspiel $j_t = 0,107$ mm liegen jedoch unabhängig von der Größe des Axialspiels um bis zu 1,5 dB(A) unter denen mit Serienverdrehflankenspiel. Dies korreliert mit den Erkenntnissen aus Kapitel 6.3.5, wonach mit kleiner werdendem Verdrehflankenspiel der Rasselgeräuschpegel abnimmt.

Ein Vergleich der Messungen mit Verdrehflankenspiel $j_t = 0,388$ mm in Abb. 6.23 zeigt, dass die Verläufe der Rasselkurven ein vergleichbares Verhalten aufweisen. Bedingt durch das große Verdrehflankenspiel steigen die Pegelverläufe im Anfangsbereich steiler an. Die Pegelverläufe der Axialspiele $s_{Lr} = 0,1$ mm, $s_{Lr} = 0,2$ mm und $s_{Lr} = 0,3$ mm liegen fast auf demselben Niveau. Lediglich durch ein sehr großes Axialspiel von $s_{Lr} = 0,4$ mm ergibt sich ein Verlauf, der bis 1000 rad/s² oberhalb der übrigen Axialspiele und ab 1000 rad/s² unterhalb der übrigen Pegelverläufe liegt. Sofern die Winkelbeschleunigungsamplitude noch nicht ausreichend hoch ist, ist die Größe des Verdrehflankenspiels offenbar entscheidend für den emittierten Ras-

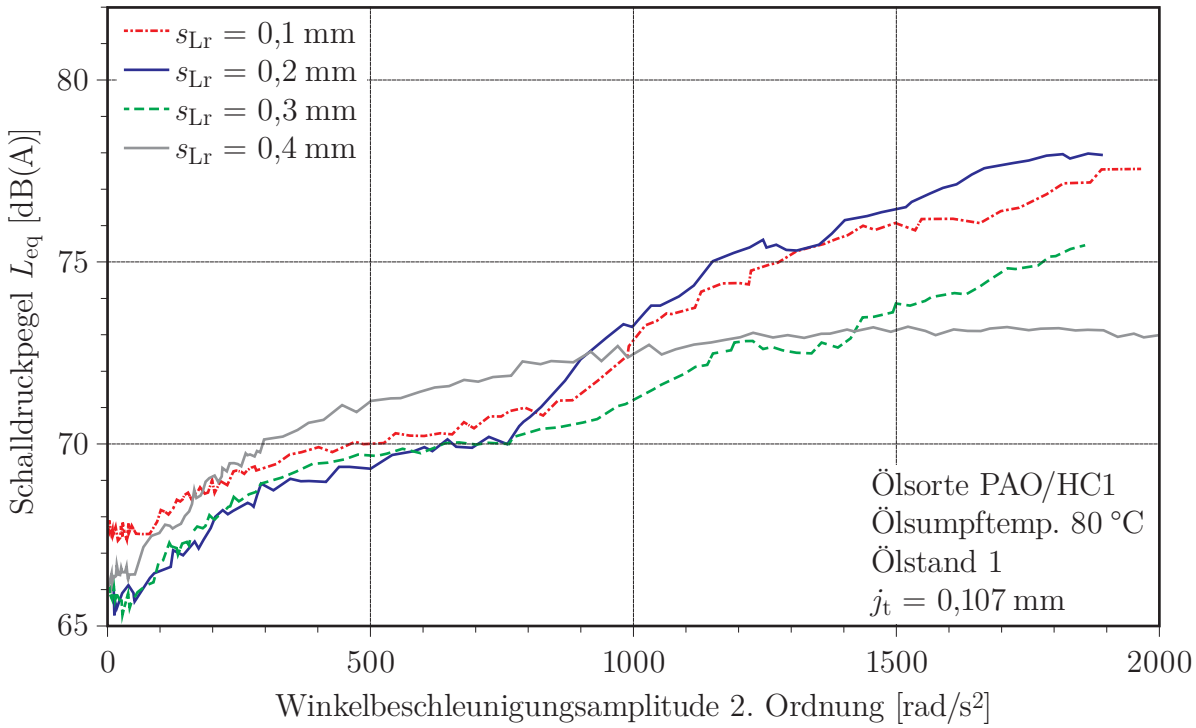

Abb. 6.22: Rasselkurven bei Variation des Axialspiels und Verdrehflankenspiel $j_t = 0,107\,\text{mm}$ im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1

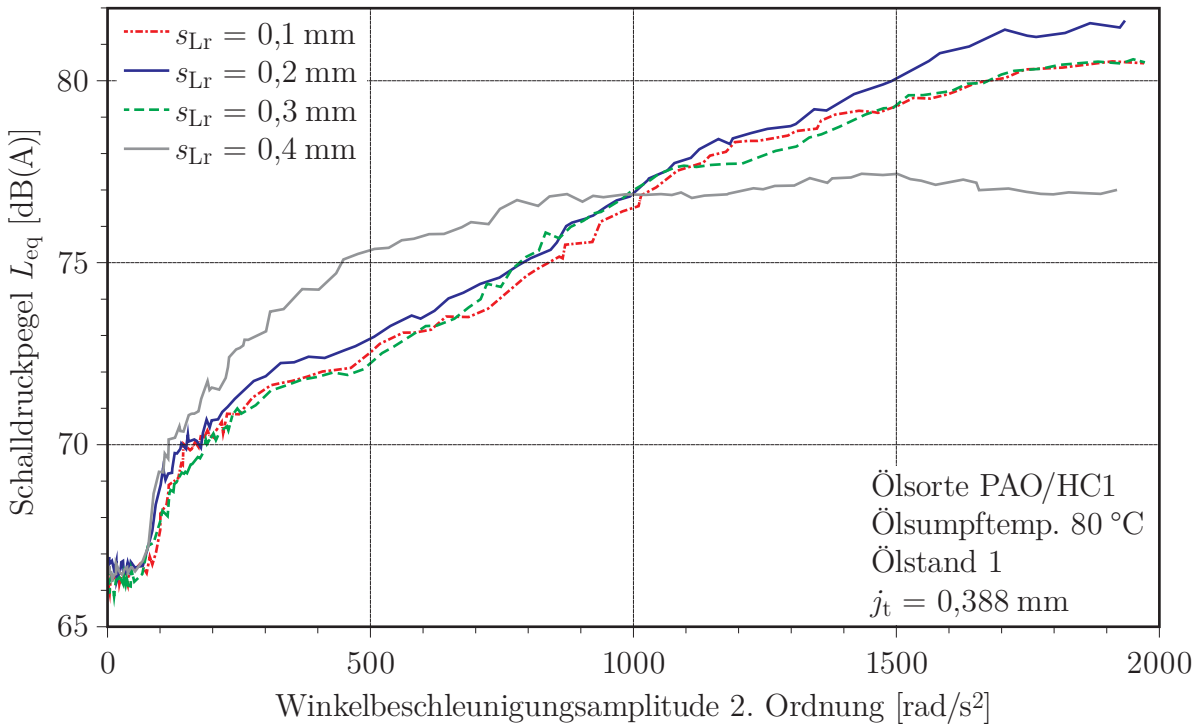

Abb. 6.23: Rasselkurven bei Variation des Axialspiels und Verdrehflankenspiel $j_t = 0,388\,\text{mm}$ im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1

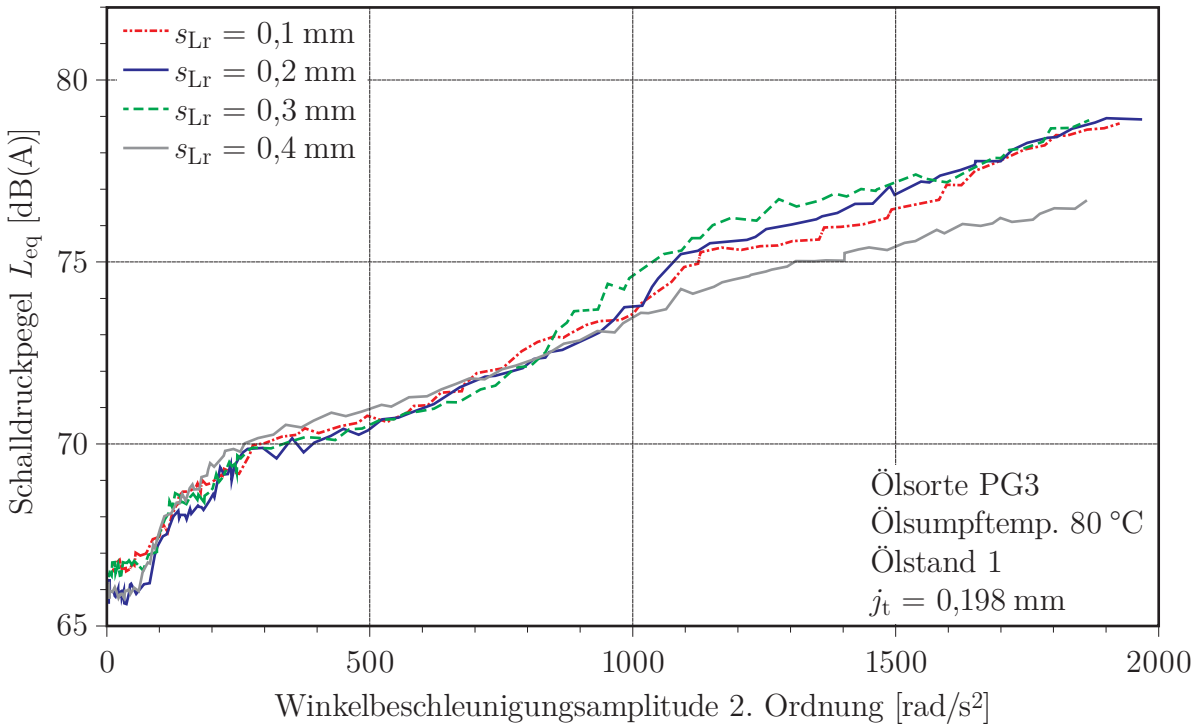

Abb. 6.24: Rasselkurven bei Variation des Axialspiels im nicht-geschalteten Zustand mit PG3

selgeräuschpegel. Daraus lässt sich ableiten, dass das Axialspiel gegenüber dem Verdrehflankenspiel einen geringen Einfluss auf das Rasselgeräuschverhalten einer rasselnden Stirnradstufe besitzt. Dieselbe Interpretation lassen auch die Messergebnisse von Lang und Rach zu [77, 115].

Einfluss der Ölsorte

In Kapitel 6.3.6 werden die Axial- und Verdrehflankenspielvariationen unter Verwendung der Ölsorte PAO/HC1 analysiert. In Abb. 6.24 sind die Rasselkurven bei Verwendung der Ölsorte PG3 gezeigt. Es wird das Verdrehflankenspiel $j_t = 0,198\,\mathrm{mm}$ betrachtet. Vergleicht man das Rasselgeräuschverhalten der Ölsorte PG3 mit PAO/HC1 in Abb. 6.21, so ist mit PG3 der Pegelverlauf bei Winkelbeschleunigungsamplituden bis etwa $850\,\mathrm{rad/s^2}$ unabhängig von der Größe des Axialspiels. Bei hohen Winkelbeschleunigungsamplituden wirkt sich bei PG3 ein besonders großes Axialspiel positiv auf den gemessenen Schalldruckpegel aus. Abb. A.15 zeigt, dass dieses Verhalten unabhängig vom Verdrehflankenspiel ist. Jedoch sind bei einem vergrößerten Verdrehflankenspiel die Stöße intensiver, was zu einem insgesamt höheren Rasselgeräuschniveau führt. Daraus lässt sich ableiten, dass ein ölabhängiger Einfluss auf das Nadellagerverlustmoment existiert. Das Nadellagerverlustmoment wird gleichzeitig durch die Höhe des Axialspiels vom Losrad beeinflusst.

6.4 Versuche zum Synchronringrasseln

Auf der Getriebeausgangswelle befindet sich die Synchronisierung mit Synchronring und das Losrad im nicht-geschalteten Zustand, vergleiche Abb. 6.3. Zur Untersuchung der Einflüsse auf das Synchronringrasseln aus Kapitel 3.2 wurde der Bremsmotor torsionssteif mit der Getriebeausgangswelle verbunden. Der Bremsmotor erzeugt in diesem Aufbau die Drehschwingungen an der Getriebeausgangswelle. Der Synchronkörper regt so den Synchronring innerhalb seines funktionsbedingten Spiels zu Schwingungen an. Der eigentliche Antriebsmotor erzeugt in diesem Messaufbau die Relativdrehzahl zwischen Synchronring und Kupplungskörper des Losrads mit einer konstanten Drehzahl. Die Relativdrehzahl wurde als virtueller Kanal aus der Differenz der Losraddrehzahl und der Drehzahl der Getriebeausgangswelle gebildet und aufgezeichnet.

Um das Verhalten eines Synchronrings unter Drehschwingungsanregung zu untersuchen, wurden die Parameter Ölviskosität, Ölstand, Ölsorte und Relativdrehzahl variiert. Das Lüftspiel des Synchronrings wurde über das Axialspiel des Losrads verändert. Die Anregungsfrequenz wurde analog zu Kapitel 6.3 mit 30 Hz ($n_\mathrm{m} = 900\,{}^1\!/_\mathrm{min}$ mit Vierzylindersimulation) festgelegt. Weitere Einflüsse auf das Synchronringrasseln besitzen die geometrischen Parameter. In den durchgeführten Untersuchungen wurde eine Einkonus-Synchronisierung des 5./6. Gangs aus dem Mercedes-Benz NSG 370 mit den passenden Bauteilen verwendet, vergleiche Abb. 2.4. Deshalb blieben Synchronringmasse, -durchmesser und -trägheitsmoment sowie das Verdrehspiel von $4,9°$ und Konuswinkel δ über alle Messungen konstant. Die Anzahl und Größe der Reibflächen der Synchronisierung wurden in den Versuchsreihen ebenfalls nicht modifiziert.

In diesem Aufbau wurde die Getriebeausgangswelle mit der mittleren Drehzahl $n_\mathrm{m} = 900\,{}^1\!/_\mathrm{min}$ vom Bremsmotor angetrieben und die Drehschwingung überlagert. Die Drehzahl des Losrads wurde mit der Übersetzung der Stirnradstufe über den Antriebsmotor in Stufenversuchen im Bereich von $0 - 1800\,{}^1\!/_\mathrm{min}$ variiert, um verschiedene Relativdrehzahlen zu erzeugen. Dies entspricht einer Auswahl an relevanten Schaltzuständen des Getriebes im Fahrzeug, z. B. bei Fahrzeugstillstand im Leerlauf mit geschlossener Anfahrkupplung oder im Zug-/Schubbetrieb mit geschaltetem Gang. Daraus ergeben sich nach der Berechnungsart von Skubacz u. a. Relativdrehzahlen im Bereich von $-900 - 900\,{}^1\!/_\mathrm{min}$ zwischen Losrad und Synchronisierung, die einen unterschiedlichen Einfluss auf das Verlustmoment der Synchronisierung im nicht-geschalteten Zustand besitzen [130], siehe Tab. 6.6. Ein negatives Vorzeichen der Relativdrehzahl bedeutet, dass sich das Losrad langsamer wie der Synchronkörper mit Synchronring dreht. Ein positives Vorzeichen bedeutet sinngemäß eine höhere Drehzahl des Losrads gegenüber der Synchronisierung.

Tab. 6.6: Untersuchte Relativdrehzahlen der Messreihe Synchronringrasseln

Relativdrehz. Δn	$-900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$-450\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$0\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$450\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$
Bremsmotor n_{m}	$900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$
Losrad n_{Lr}	$0\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$450\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$1350\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$1800\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$
Drehzahl EW n_{EW} **mit** $i_{\mathrm{schräg}}$	$0\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$287\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$574\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$861\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$	$1148\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$

6.4.1 Variation der Ölsumpftemperatur

Zuerst wird eine Variation der Ölsumpftemperatur bei Ölstand 2 auf das Synchronringrasseln mit PAO/HC1 untersucht. Bei diesem Ölstand taucht die Synchronisierung etwa zu einem Drittel in den Ölsumpf ein. Es wurde die Schrägverzahnung mit $\beta = 20°$ und das Losrad im nicht-geschalteten Zustand mit dem serienmäßigen Axialspiel $s_{\mathrm{Lr}} = 0,2\,\mathrm{mm}$ verwendet. Die Relativdrehzahl wurde mit $\Delta n = -900\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$, d. h. stehendes Losrad, festgelegt. Der Synchronringspalt zwischen den Reibflächen ist in diesem Zustand noch komplett mit Öl gefüllt und das gescherte Öl erzeugt ein Verlustmoment auf den Synchronring.

Abb. 6.25 zeigt die Auswirkungen von unterschiedlichen Ölsumpftemperaturen auf den Schalldruckpegel des rasselnden Synchronrings. Die deutlich niedrigere Ölviskosität bei 80 °C gegenüber 30 °C hat zur Folge, dass der Schalldruck nach Überschreiten der Rasselgrenze um bis zu 5 dB(A) höher liegt. Außerdem ist Lage der Rasselgrenze stark von der Ölsumpftemperatur abhängig. Bei einer hohen Ölsumpftemperatur beginnt der Synchronring bereits bei Winkelbeschleunigungsamplituden von $300\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ zu rasseln. Durch das Absinken der Ölviskosität mit steigender Ölsumpftemperatur nimmt das wirksame Verlustmoment auf den Synchronring ab. Der Synchronring wird dann bereits bei niedrigeren Winkelbeschleunigungsamplituden zu Schwingungen angeregt und verursacht intensivere Stöße. Im Vergleich zum Verzahnungsrasseln tritt beim Synchronringrasseln eine zweite Rasselgrenze, erkennbar an einem Knick im Pegelverlauf, auf. Ab der zweiten Rasselgrenze reichen die Winkelbeschleunigungsamplituden aus, dass der Synchronring beidseitige Stöße ausführt und so der Schalldruckpegel schlagartig weiter ansteigt. Die zweite Rasselgrenze befindet sich Abb. 6.25 bei der Ölsumpftemperatur 55 °C bei $1200\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$.

Abb. 6.26 zeigt, dass die Ölsumpftemperatur beim Synchronringrasseln nur dann einen Einfluss auf den Rasselgeräuschpegel besitzt, wenn ein vollständig ölgefüllter Spalt zwischen den Reibflächen vorliegt. Die Rasselkurven in Abb. 6.26 stellen den Pegelverlauf bei Ölstand 0 dar. Dabei taucht die Synchronisierung und das Stirnradpaar nicht mehr in den Ölsumpf ein. Durch Abschleudereffekte ist die Reibfläche nur noch mit einem Öl-/Luftgemisch gefüllt und es wird kein nennenswertes Verlustmoment mehr durch Ölscherung erzeugt. Aus diesem Grund sind die Pegelverläufe des rasselnden Synchronrings bei den unterschiedlichen Ölsumpftemperaturen nahezu

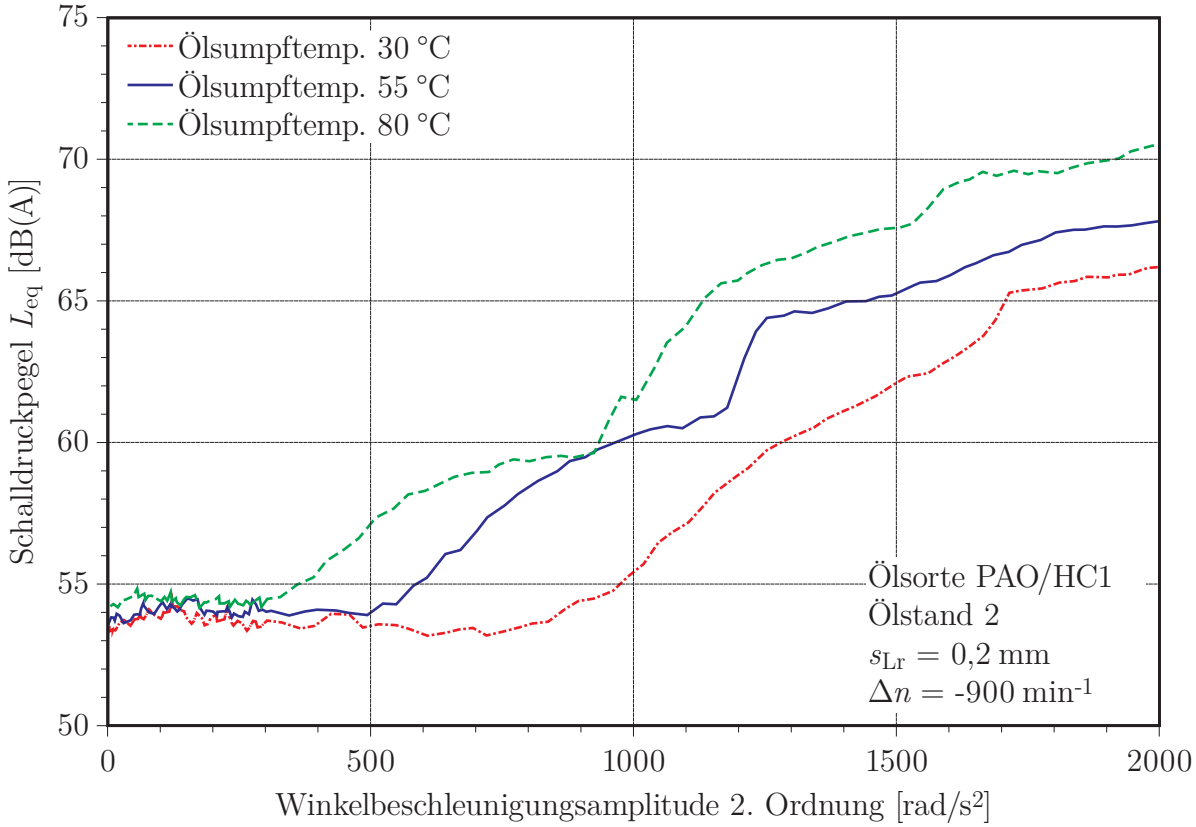

Abb. 6.25: Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur mit Ölstand 2

identisch. Ebenso ist die Lage der Rasselgrenze in diesem Betriebszustand unabhängig von der Ölsumpftemperatur. Im freigeschleuderten Zustand sind in den Pegelverläufen deutliche Schwankungen feststellbar. Diese raschen Pegelschwankungen lassen sich durch chaotische Schwingungen des Synchronrings erklären [51, 52].

6.4.2 Einfluss einer Relativdrehzahl zwischen Kupplungskörper und Synchronring

Abb. 6.27 stellt das Rasselgeräuschverhalten des Synchronrings unter Variation der Relativdrehzahlen bei Ölstand 1 mit PAO/HC1 dar. Durch die unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen nach Tab. 6.6 stellen sich unterschiedliche Grundgeräuschpegel ein. Der Antriebsmotor, die abwälzende Verzahnung und die Wälzlager des Prüfgetriebes erzeugen in Abhängigkeit von der Drehzahl ansteigende Laufgeräusche. Diese sind im Pegelverlauf den Rasselgeräuschen überlagert und die Rasselgrenzen des Synchronrings lassen sich, insbesondere bei hohen Drehzahlen des Antriebsmotors, nicht mehr eindeutig bestimmen.

Es ist jedoch bei negativen Relativdrehzahlen erkennbar, dass es keine zweite Rasselgrenze mehr gibt und der Synchronring mit steigender Winkelbeschleunigungs-

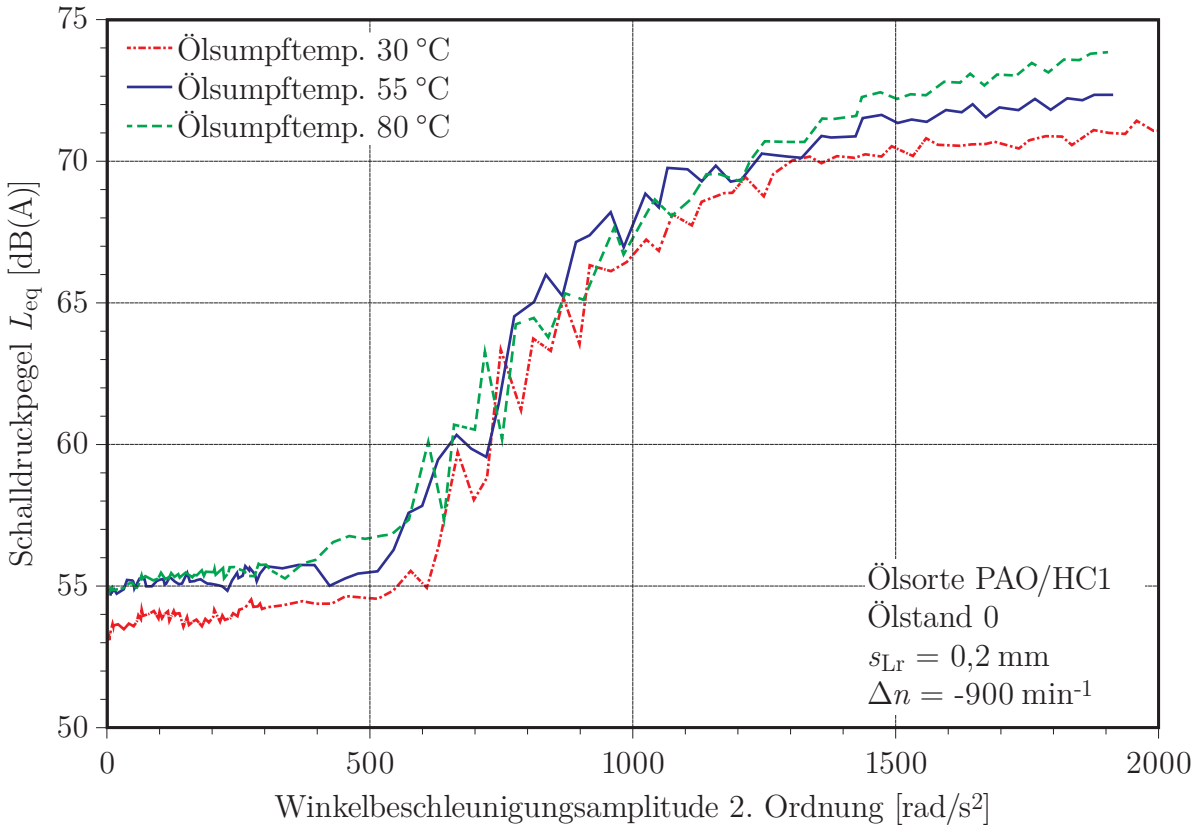

Abb. 6.26: Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur mit Ölstand 0

amplitude schlagartig beidseitige Stöße verursacht. Bei Gleichlauf ($\Delta n = 0\,{}^{1}/_{\text{min}}$) verhält sich der Synchronring nahezu identisch. Je höher die Relativdrehzahl liegt, bei umso geringeren Winkelbeschleunigungsamplituden setzt das beidseitige Anschlagen des Synchronrings ein. Dies ist durch die höheren Fliehkräfte bei höheren Drehzahlen des Losrads zu erklären, die dazu führen, dass das Öl früher aus der Reibfläche geschleudert wird und damit das Verlustmoment auf den Synchronring abnimmt. Bei langsam laufendem Losrad wirkt ein höheres Verlustmoment durch das Öl auf den Synchronring, was zu geringeren Rasselgeräuschpegeln führt. Bei negativen Relativdrehzahlen verursacht eine betragsmäßig höhere Relativdrehzahl auch ein höheres Verlustmoment [154]. Dadurch wird die Rasselgrenze zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden hin verschoben und es tritt eine zweite Rasselgrenze auf.

Die Lage der Freischleudergrenze der Synchronisierung ist stark vom Ölangebot abhängig. Aus diesem Grund liegen die Rasselgrenzen und die Pegelverläufe bei niedrigem Ölstand 0 bereits schon bei negativen Relativdrehzahlen über den Pegelverläufen mit höherem Ölstand, siehe Abb. B.1. Bei Ölstand 2, siehe Abb. B.2, liegen im Vergleich mit Abb. 6.27 die Rasselgrenzen bei deutlich höheren Winkelbeschleunigungsamplituden.

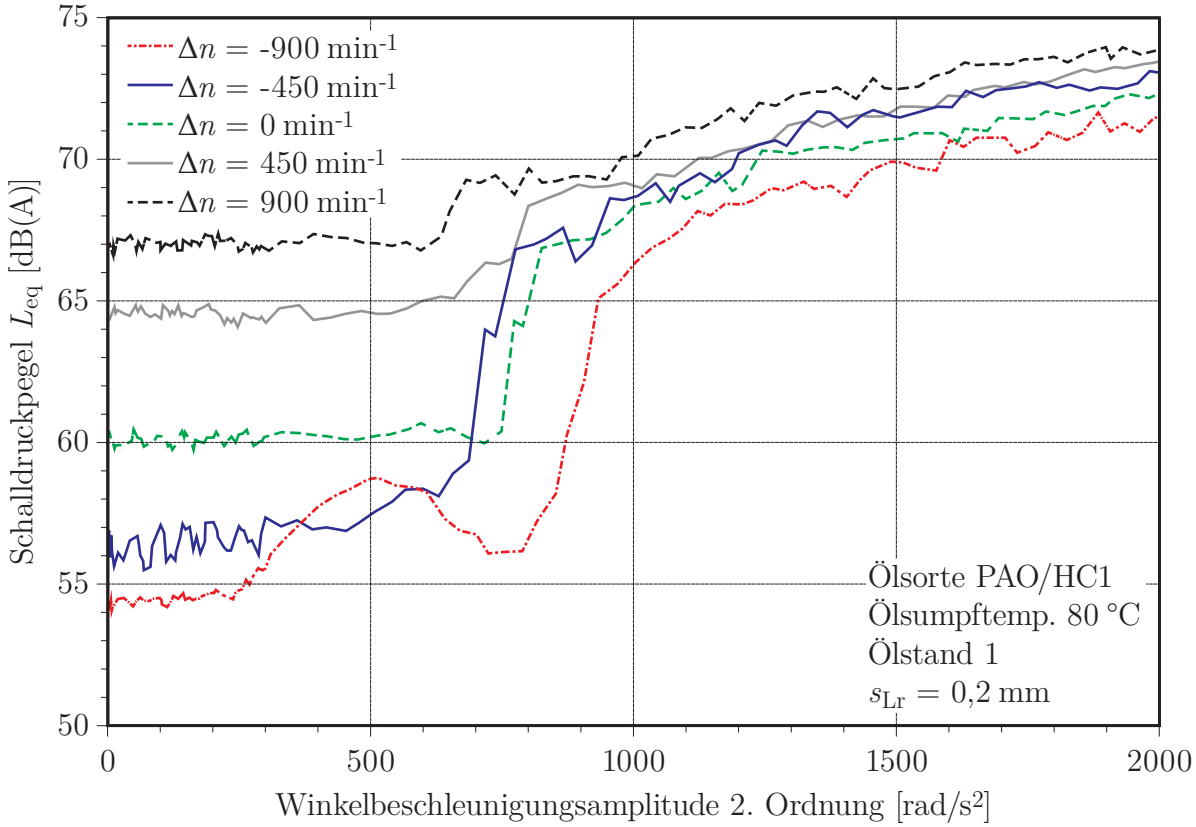

Abb. 6.27: Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl mit Ölstand 1 und Ölsorte PAO/HC1

Einfluss der Ölsorte

Abb. 6.28 zeigt das Rasselgeräuschverhalten des Synchronrings bei Verwendung der Ölsorte PG3 und Ölstand 1. Der bereits bei Ölsorte PAO/HC1 beobachtete Einfluss der Relativdrehzahl lässt sich analog auch bei der Ölsorte PG3 ermitteln. Bei PG3 liegen jedoch die einzelnen Pegelverläufe im Vergleich mit PAO/HC1 um etwa $1 - 2\,\mathrm{dB(A)}$ niedriger. Die unterschiedliche chemische Zusammensetzung der Ölsorte PG3 hat demnach auch einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Synchronrings. Die Freischleudergrenze wird zu einer höheren Relativdrehzahl hin verschoben. Dies ist am flacheren Anstieg des Schalldruckpegels im Bereich von $300 - 1000\,\mathrm{rad/s^2}$ der Relativdrehzahlen $\Delta n = -900\,\mathrm{1/min}$ und $\Delta n = -450\,\mathrm{1/min}$ zu erkennen. Das Synchronringrasseln mit der Ölsorte PG3 unterscheidet sich zu PAO/HC1 maßgeblich durch das schlagartige Auftreten von beidseitigen Stößen des Synchronrings. Es kann darauf geschlossen werden, dass PG3 eine höhere Freischleudergrenze besitzt und besonders gut ein Ablösen des Synchronrings verhindert. Somit wird der Beginn der Flugphase des Synchronrings zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden hin verschoben.

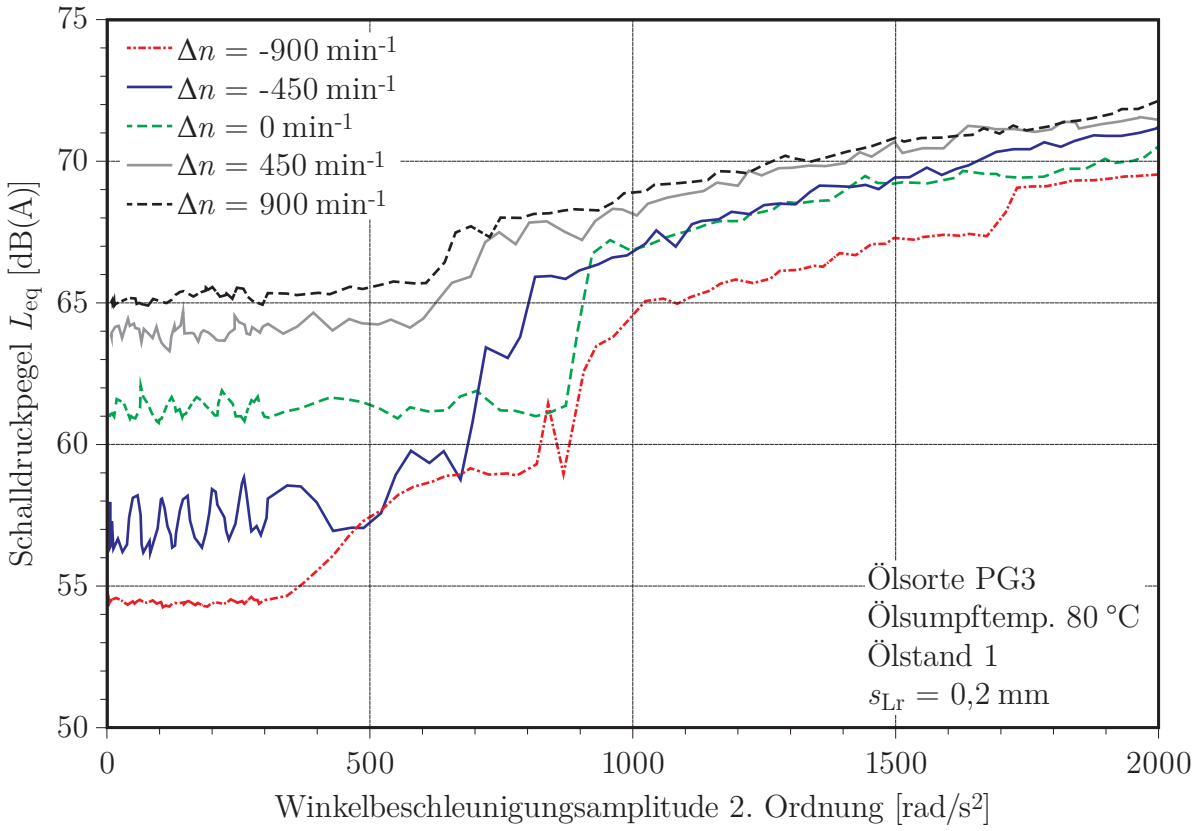

Abb. 6.28: Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl mit Ölstand 1 und Ölsorte PG3

6.4.3 Variation des Lüftspiels zwischen Kupplungskörper und Synchronring

Untersuchungen von Wirth u. a. zeigen, dass das Lüftspiel eines Synchronrings einen Einfluss auf die Höhe des Verlustmoments durch die Ölscherung besitzt. Ein geringerer Spalt zwischen der Reibfläche von Kupplungskörper und Synchronring führt zu einem höheren Verlustmoment. Begründet werden kann dies mit der Newtonschen Schubspannungshypothese. Dieser Einfluss auf die Schubspannung nimmt jedoch mit abnehmender Ölviskosität ab [154].

Das Lüftspiel des Synchronrings kann über das Axialspiel des Losrads eingestellt werden, siehe Kapitel 6.2. Die Pegelverläufe des rasselnden Synchronrings bei unterschiedlichen Lüftspielen vor der Freischleudergrenze zeigt Abb. 6.29. Beim kleinsten Lüftspiel kann sich der Synchronring weniger in Axialrichtung bewegen. Dies hat eine höhere Rasselgrenze und einen flacheren Anstieg des Pegelverlaufs bis zur zweiten Rasselgrenze zur Folge, da das Verlustmoment auf den Synchronring hier am größten ist. Die Lage der zweiten Rasselgrenze ist nahezu unabhängig von der Höhe des Lüftspiels. Wenn das Lüftspiel vergrößert wird, verschiebt sich die erste

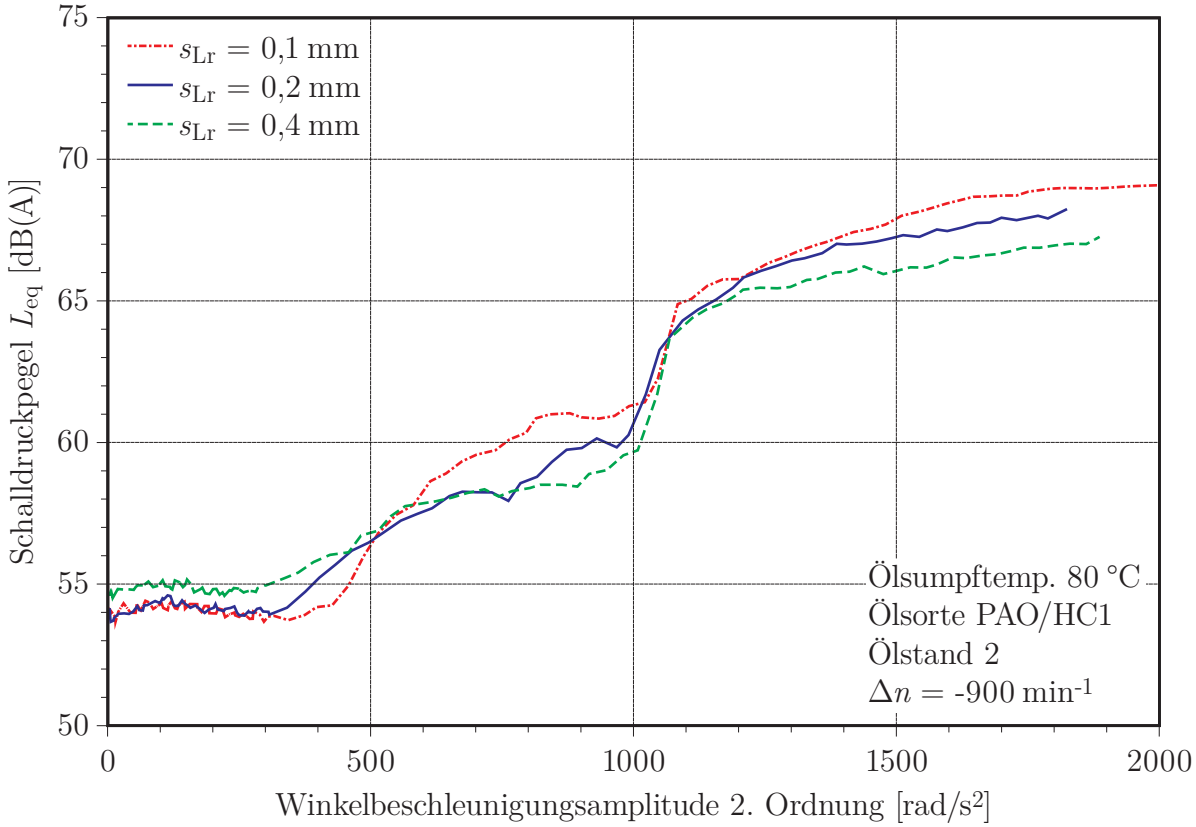

Abb. 6.29: Rasselkurven bei Variation des Lüftspiels mit Ölstand 2

Rasselgrenze zu geringeren Winkelbeschleunigungsamplituden und weist bis zum Erreichen der zweiten Rasselgrenze einen flacheren Anstieg auf.

Die Pegelverläufe mit unterschiedlichen Axialspielen sind nach Überschreiten der Freischleudergrenze unabhängig vom Lüftspiel des Synchronrings, wie Abb. B.3 zeigt. Dies ist damit zu erklären, dass sich ab der Freischleudergrenze kein Ölfilm mehr in der Reibfläche befindet und das Lüftspiel dann keinen Effekt mehr auf das Verlustmoment der Synchronisierung besitzt.

7 Mechanismus der Rasselgeräuschentstehung

Auf Basis der in Kapitel 6.3 dargestellten Versuchsergebnisse wird zum einen der grundsätzliche Mechanismus der Geräuschentstehung, zum anderen der Einfluss des Getriebeöls beim Verzahnungsrasseln erklärt. Dabei kommt die in Kapitel 6.1 vorgestellte Analyse des Relativwinkels des abwälzenden Stirnradpaars zum Einsatz. In allen folgenden Versuchsreihen wurde eine Ölsumpftemperatur von 80 °C eingestellt und eine Anregungsfrequenz von 30 Hz ($n_\mathrm{m} = 900\,{}^1\!/_{\mathrm{min}}$ mit Vierzylindersimulation) verwendet.

7.1 Drehwegabweichung ohne Drehschwingungsanregung

Die Drehwegabweichung eines unbelastet abwälzenden Stirnradpaars ist, in Umfangsrichtung gemessen, die Differenz zwischen größter und kleinster Abweichung während des Eingriffs. Die Drehwegabweichung entspricht Schwankungen, welche das getriebene Rad um die konstante Rotation herum ausführt. Je kleiner die Drehwegabweichung ist, umso gleichförmiger wird die Drehbewegung übertragen [102]. Geometrische Fehler, die durch Ungenauigkeiten während der Fertigung und Montage entstehen, verursachen zusätzliche Abweichungen vom Verzahnungsgesetz und führen so zu Drehwegabweichungen beim Eingriffsvorgang der Zahnpaare. Sobald das Festrad Drehschwingungen ausführt, resultiert die angeregte Schwingung des Losrads gleichermaßen in einer Drehwegabweichung und somit in einer Abweichung vom Verzahnungsgesetz.

Abb. 7.1 stellt die Drehwegabweichung bei Verwendung der Gerad- und Schrägverzahnung im geschalteten Zustand ohne Drehschwingungsanregung dar. Es wird das mittlere Verdrehflankenspiel $j_\mathrm{t} = 0,189\,\mathrm{mm}$ bei der Geradverzahnung und $j_\mathrm{t} = 0,198\,\mathrm{mm}$ bei der Schrägverzahnung betrachtet. Positive Werte des Relativwinkels entsprechen einer Anlage des getriebenen Losrads an den Arbeitsflanken. Dagegen korrespondieren negative Werte des Relativwinkels mit einer Position des Losrads an den Rückflanken während des Zahneingriffs [41]. Es ist ersichtlich, dass sowohl die Gerad- als auch die Schrägverzahnung eine Drehwegabweichung aufweisen. Dies kann auf Montage- oder Fertigungsfehler bzw. auf die unterschiedli-

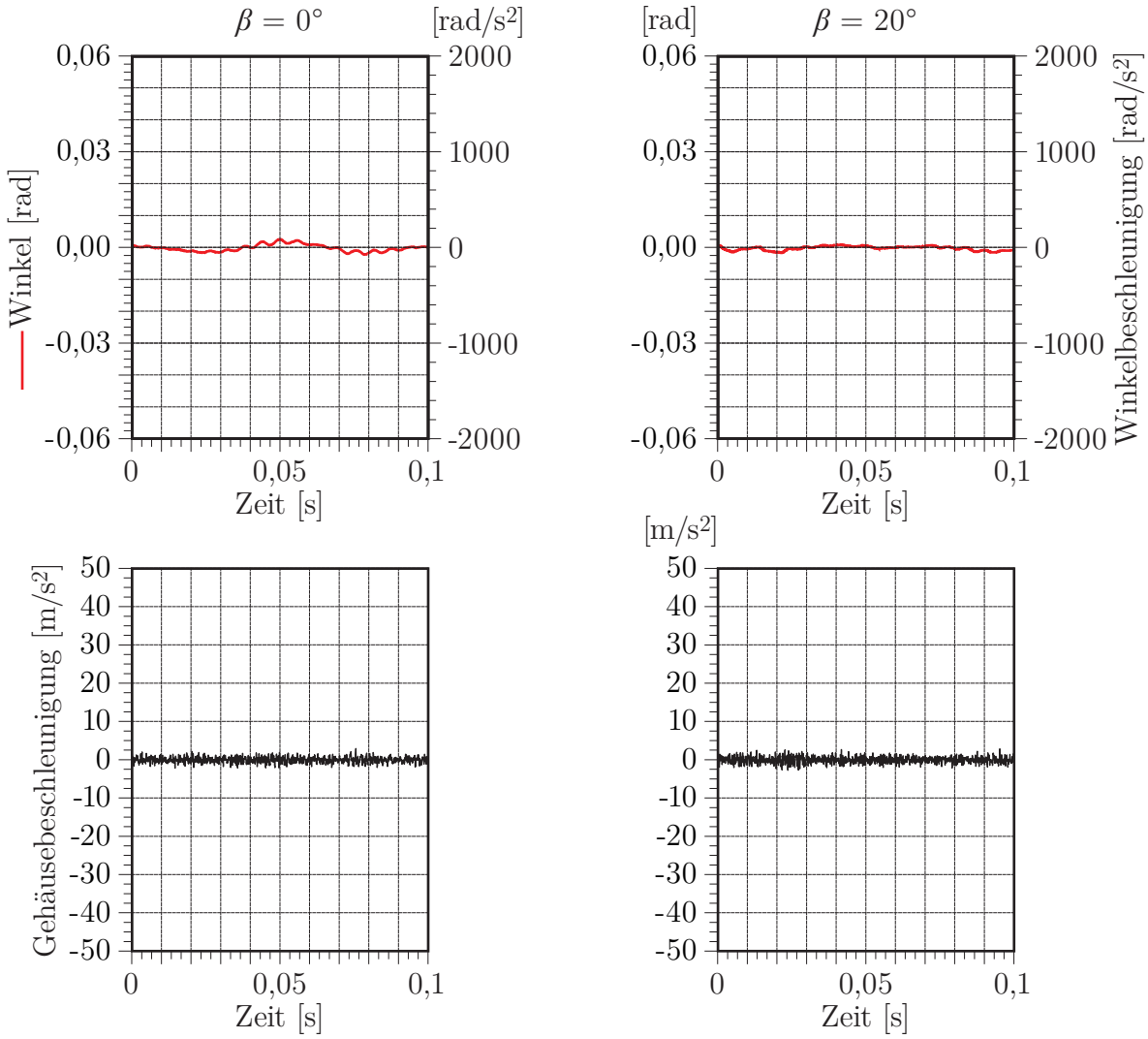

Abb. 7.1: Einfluss des Schrägungswinkels auf die Drehwegabweichung im geschalteten Zustand und Verdrehflankenspiel Serie mit PAO/HC1 bei $\hat{\dot{\omega}} = 0\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$

che Gesamtüberdeckung der Verzahnung zurückgeführt werden. Die Geradverzahnung weist eine geringere Gesamtüberdeckung wie die Schrägverzahnung auf. Die Sprungüberdeckung einer Schrägverzahnung wirkt sich hauptsächlich im belasteten Zustand positiv auf das Geräuschverhalten der Verzahnung aus. Bei der Schrägverzahnung wird durch die zusätzliche Axialkraft der Verzahnung die Lastverteilung in den Wellenlagerungen beeinflusst, was zu etwas höheren Gehäusebeschleunigungen führt.

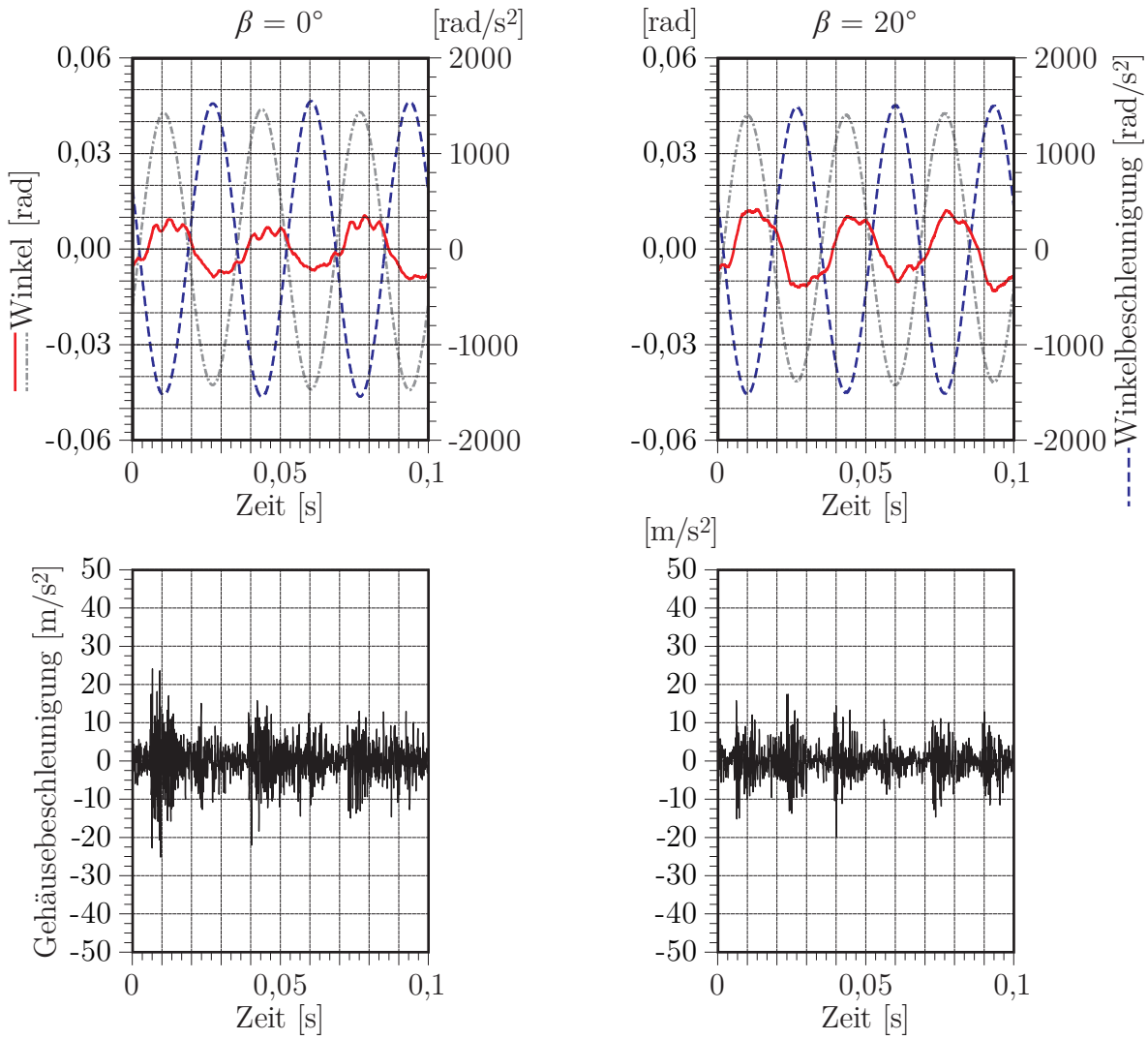

Abb. 7.2: Einfluss des Schrägungswinkels auf die Drehwegabweichung im geschalteten Zustand und Verdrehflankenspiel Serie mit PAO/HC1 bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$

7.2 Vergleich von Gerad- und Schrägverzahnung

Aus Abb. 7.2 ist die Drehwegabweichung mit der Gerad- und Schrägverzahnung und Öltyp PAO/HC1 bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von $1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ ersichtlich. Neben dem Relativwinkel ist zusätzlich der antriebsseitige Schwingwinkel und der sich daraus ergebende Verlauf der Winkelbeschleunigung der Getriebeeingangswelle mit Festrad angegeben. Bei einem Verlauf der Winkelbeschleunigung im positiven Wertebereich heben die Arbeitsflanken des Losrads von denen des Festrads ab und werden in Richtung der Rückflanken bewegt. Da die Winkelbeschleunigung ausreichend hoch ist, schlagen die gegenseitigen Rückflanken an. Dieser Stoß ist

unmittelbar im Verlauf der Gehäusebeschleunigung sichtbar. Bei geringen Winkelbeschleunigungsamplituden reicht die Bewegungsenergie des Losrads nicht aus, um sich bis zu den Rückflanken zu bewegen. Die Flugphase endet dann, ohne ein Stoßereignis an den Rückflanken, wieder mit einem Stoß an den Arbeitsflanken. Sobald sich eine negative Winkelbeschleunigung des Festrads einstellt, folgt das Losrad dieser Bewegung aufgrund seiner Trägheit verzögert und bewegt sich zurück in Richtung der Arbeitsflanken der eingreifenden Zahnpaare. An den Arbeitsflanken kommt es dann ebenfalls zu Stößen, die in der Intensität der Gehäusebeschleunigung viel stärker wie die an den Rückflanken ausfallen.

Werden die maximalen Amplituden des Relativwinkels mit den gemessenen Verdrehwinkeln des Losrads gegenüber dem Festrad nach Tab. 6.3 und Tab. 6.4 verglichen, ist festzustellen, dass sich das Losrad in beiden Fällen deutlich über den Betrag des mittleren Verdrehflankenspiels hinaus bewegt. Es liegt folglich eine Verlängerung der Eingriffsstrecke vor, die aufgrund einer elastischen Verformung der Zähne durch die hohen auftretenden Zahnkräfte bei den Stoßvorgängen auftritt. Der in Abb. 7.2 gemessene maximale Relativwinkel bei der Geradverzahnung beträgt $\Delta\theta = 15 \cdot 10^{-3}$ rad und ist damit etwa um den Faktor 3 höher als der Verdrehwinkel des Losrads innerhalb des Verdrehflankenspiels. Bei der Schrägverzahnung beträgt der Faktor ca. 4.

Dies ist mit der unterschiedlichen stellungsabhängigen Zahnsteifigkeit bei der Gerad- und Schrägverzahnung belegbar. Bei der Geradverzahnung trägt ein Zahnpaar während des Eingriffs über die ganze Zahnbreite und das Eingriffsfeld ist kleiner. Bei der Schrägverzahnung verlaufen die Eingriffslinien entsprechend dem Schrägungswinkel $\beta = 20°$ schräg über die Zahnflanken. Die Zähne kommen allmählich in Eingriff und ebenso allmählich aus dem Eingriff. Dadurch trägt ein Zahnpaar am Beginn und am Ende des Zahneingriffs nur an den Zahnkopfeckpunkten. In diesen Eingriffsstellungen ist die Steifigkeit sehr gering und dadurch die elastische Zahnverformung größer wie bei einer Geradverzahnung.

In Abb. 7.2 sind im Relativwinkel der Geradverzahnung gleichzeitig noch überlagerte, hochfrequentere Schwingungen, insbesondere bei den Stößen an den Arbeitsflanken, sichtbar. Dadurch treten nach einem Stoß im Verlauf der Gehäusebeschleunigung längere höhere Beschleunigungswerte auf. Dies lässt sich nur über zusätzlich auftretende Eintrittsstöße der nachfolgend in Eingriff kommenden Zahnpaare an den Arbeitsflanken erklären [141], da die Zahneingriffsfrequenz viel höher wie die Anregungsfrequenz der Drehschwingung ist. Bei der Schrägverzahnung treten diese Eintrittsstöße nicht in diesem Maße auf, was zu einer niedrigeren Gehäusebeschleunigung führt.

Mehrere aufeinanderfolgende Eintrittsstöße erzeugen kurzzeitig hohe Kräfte an den eingreifenden Zahnpaaren, die zu hohen Gehäusebeschleunigungswerten führen. Eintrittsstöße entstehen als Folge der Abweichungen von der idealen Zahnflankengeometrie und damit vom Verzahnungsgesetz. Diese Eintrittsstöße sind maßgeblich

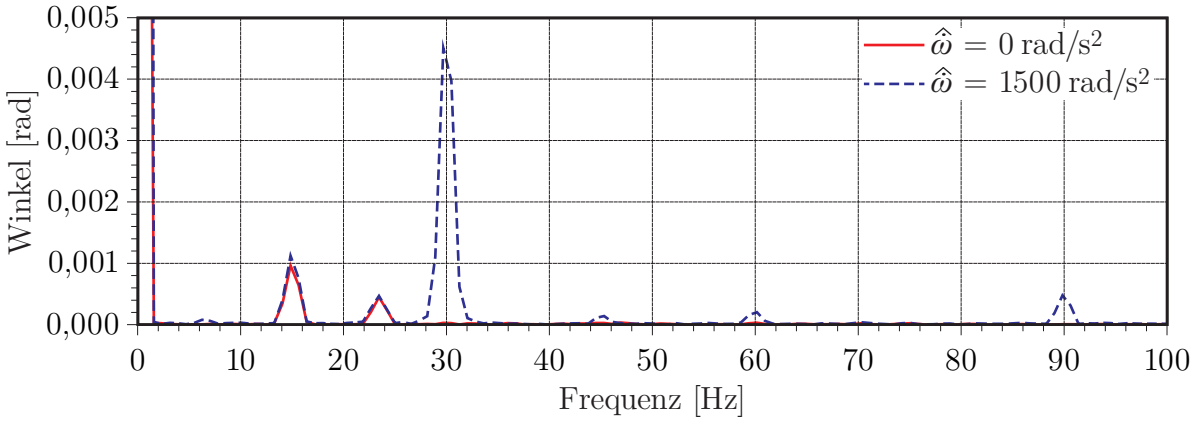

Abb. 7.3: Frequenzspektrum des Relativwinkels bei Geradverzahnung und unterschiedlichen Winkelbeschleunigungsamplituden

für die Höhe des Rasselgeräuschpegels beim Verzahnungsrasseln verantwortlich, wie der Vergleich von Abb. 6.19 mit Abb. 6.20 bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ zeigt.

Abb. 7.3 zeigt das Frequenzspektrum[1] des gemessenen Relativwinkels der Geradverzahnung bei unterschiedlichen Winkelbeschleunigungsamplituden. Im lastfreien Abwälzvorgang ohne Drehschwingungsanregung ($\hat{\dot{\omega}} = 0\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$) sind im Frequenzspektrum nur die Frequenzen von Exzentrizitäten der Zahnräder auf den Getriebewellen zu erkennen. Diese Abweichungen entstehen durch Montage- oder Fertigungsfehler. Diese liegen bei $f = 15\,\mathrm{Hz}$[2] für das Festrad auf der Getriebeeingangswelle und bei $f = 23\,\mathrm{Hz}$[3] für das Losrad auf der Getriebeausgangswelle. Sobald dem Festrad eine Winkelbeschleunigung aufgeprägt wird, tritt die maßgebliche Anregungsfrequenz durch den Antriebsmotor bei $f = 30\,\mathrm{Hz}$[4] sowie deren Harmonische bei $f = 60\,\mathrm{Hz}$ und $f = 90\,\mathrm{Hz}$ im Frequenzspektrum des Relativwinkels auf. Höhere Ordnungen sind im gemessen Frequenzspektrum nicht enthalten und daher in Abb. 7.3 auch nicht dargestellt. Die abgebildeten diskreten Ordnungen im Frequenzspektrum bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ ergeben sich aus dem Spektrum der mit der Drehzahl getakteten Stoßereignisse an eingreifenden Zahnpaaren. Das Frequenzspektrum bei Verwendung der Schrägverzahnung zeigt identische Anregungsordnungen, siehe Abb. A.16.

[1] Zusammensetzung eines Signals aus seinen von der Frequenz abhängigen Signalbestandteilen
[2] 1. Ordnung der Drehfrequenz des Antriebsmotors
[3] 1. Ordnung der Drehfrequenz der Getriebeausgangswelle
[4] 2. Ordnung der Drehfrequenz des Antriebsmotors

7.3 Einfluss des Verdrehflankenspiels bei schrägverzahntem Losrad im nicht-geschalteten Zustand

Im Anschluss wird der Einfluss des Verdrehflankenspiels auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand des Losrads analysiert. Dabei kam die Schrägverzahnung zum Einsatz und es wurden die Verdrehflankenspiele $j_\mathrm{t} = 0,198\,\mathrm{mm}$ und $j_\mathrm{t} = 0,388\,\mathrm{mm}$ verwendet. Das Axialspiel wurde bei den Untersuchungen konstant bei $s_\mathrm{Lr} = 0,2\,\mathrm{mm}$ gehalten.

In Abb. 7.4 ist der Relativwinkel bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von $500\,\mathrm{rad/s^2}$ dargestellt. Bei $j_\mathrm{t} = 0,198\,\mathrm{mm}$ stellt sich bei dieser Drehschwingungsanregung eine periodische Schwingung des Losrads zwischen den eingreifenden Rück- und Arbeitsflanken ein. Teilweise sind auf der Seite der Arbeitsflanken auch Eintrittsstöße in Form von überlagerten, hochfrequenten Schwingungen im Relativwinkel sichtbar. Bei dieser Winkelbeschleunigungsamplitude findet noch keine elastische Verformung der Zahnpaare statt, da sich die Maximalamplitude des Relativwinkels mit $\Delta\theta = 5 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$ innerhalb des gemessenen Verdrehwinkels, vergleiche Tab. 6.4, befindet.

Wenn das Verdrehflankenspiel auf $j_\mathrm{t} = 0,388\,\mathrm{mm}$ vergrößert wird, bleibt das periodische Schwingungsverhalten des Losrads innerhalb der Rück- und Arbeitsflanken weitgehend vorhanden. Es tritt bei vergrößertem Verdrehflankenspiel elastische Verformung der Zahnpaare sowie Eintrittsstöße an den Arbeits- und teilweise an den Rückflanken auf. Dadurch dauert die Abnahme der Gehäusebeschleunigung nach einem Stoßereignis länger, was insgesamt zu einer höheren Gehäusebeschleunigung führt. Die Maximalamplitude des Relativwinkels ist dabei mit $\Delta\theta = 15 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$ in etwa $1,5$-fach so groß wie das gemessene Verdrehflankenspiel nach Tab. 6.4. Die Freiflugphase wird bei einem Richtungswechsel der Winkelbeschleunigung verlängert, was durch das vergrößerte Verdrehflankenspiel und die verzögerte Reaktion des Losrads durch sein Trägheitsmoment begründet ist. Aus dieser Betrachtungsweise können geräuschrelevante Axialstöße des Losrads an seinen Anlaufbünden, die im Verlauf der Gehäusebeschleunigung messbar wären, ausgeschlossen werden. Es liegt nahe, dass durch unterschiedliche Axialspiele maßgeblich die Beölungssituation im Nadellager des Losrads verändert wird, was zu einem anderen Stoßverhalten der Verzahnung in Umfangsrichtung führt.

Abb. 7.5 zeigt dieselben Parametereinstellungen bei einer Steigerung der Winkelbeschleunigungsamplitude auf $1500\,\mathrm{rad/s^2}$. Es zeigt sich ein zu Abb. 7.4 vergleichbares periodisches Schwingverhalten des Losrads innerhalb der Rück- und Arbeitsflanken. Durch die höhere Winkelbeschleunigung des Festrads ist die elastische Verformung der Zahnpaare größer geworden und die Eintrittsstöße sind damit intensiver. Bei einem Verdrehflankenspiel von $j_\mathrm{t} = 0,198\,\mathrm{mm}$ treten bei dieser Win-

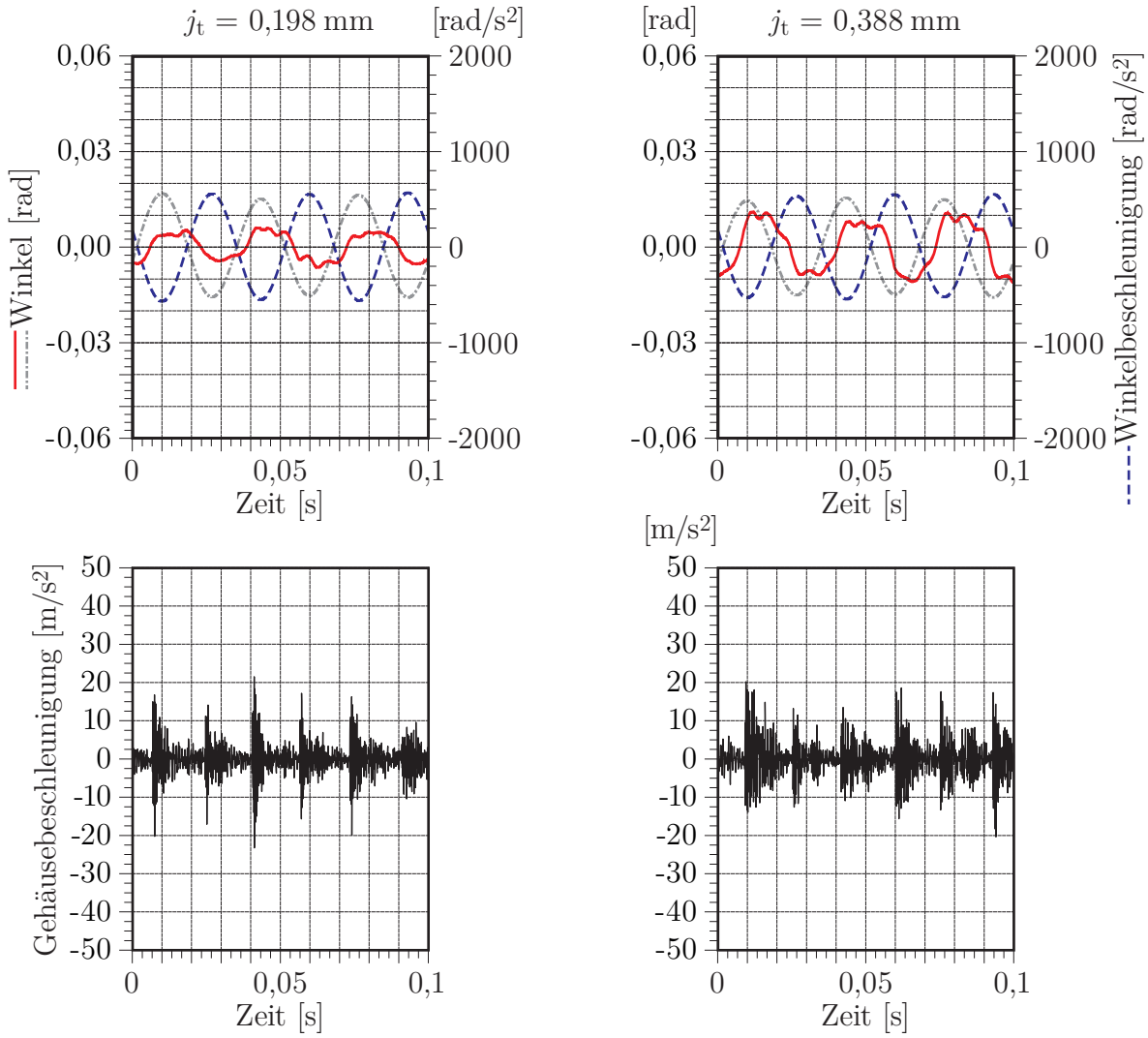

Abb. 7.4: Einfluss des Verdrehflankenspiels auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 bei $\hat{\dot{\omega}} = 500\,\mathrm{rad/s^2}$

kelbeschleunigungsamplitude nun auch elastische Verformung der Zahnpaare auf. Daher dauert das Abklingen der Gehäusebeschleunigung nach einem Stoßereignis im Vergleich mit Abb. 7.4 länger. Die Maximalamplitude der beiden Relativwinkel ist bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,\mathrm{rad/s^2}$ fast unabhängig vom eingestellten Verdrehflankenspiel. Rasselgeräuschrelevante Axialstöße des Losrads können auch bei dieser Winkelbeschleunigungsamplitude im Verlauf der Gehäusebeschleunigung nicht detektiert werden.

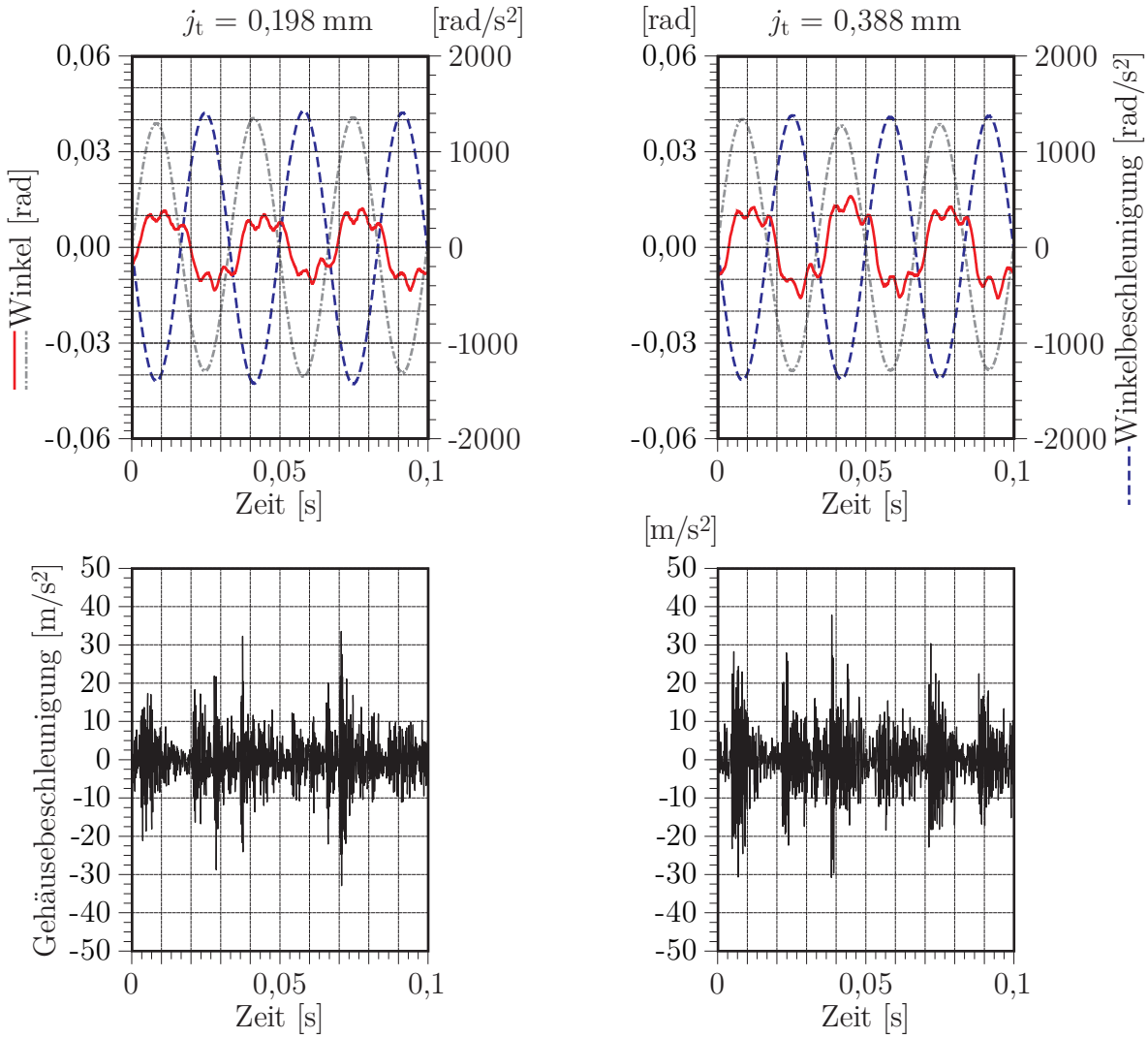

Abb. 7.5: Einfluss des Verdrehflankenspiels auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 bei $\hat{\omega} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$

7.4 Variation der Ölsorte bei Schrägverzahnung

In Kapitel 6.3.5 ist ein unterschiedliches Rasselgeräuschverhalten der Schrägverzahnung bei Verwendung der Ölsorten PAO/HC1 und PG3 feststellbar. Dieses Verhalten lässt sich anhand Abb. 7.6 zunächst für den geschalteten Zustand mit einem Verdrehflankenspiel von $j_t = 0,198\,\mathrm{mm}$ bei $\hat{\omega} = 500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ nachvollziehen. Bei der Ölsorte PAO/HC1 zeigt sich das typische Schwingungsverhalten des Losrads nach Kapitel 7.3 innerhalb der Rück- und Arbeitsflanken. Insbesondere an den Arbeitsflanken, aber auch an den Rückflanken, treten deutliche Eintrittsstöße auf, die zu hohen Gehäusebeschleunigungen führen. Die dabei auftretenden Zahnkräfte führen zu einer elastischen Verformung der Zahnpaare.

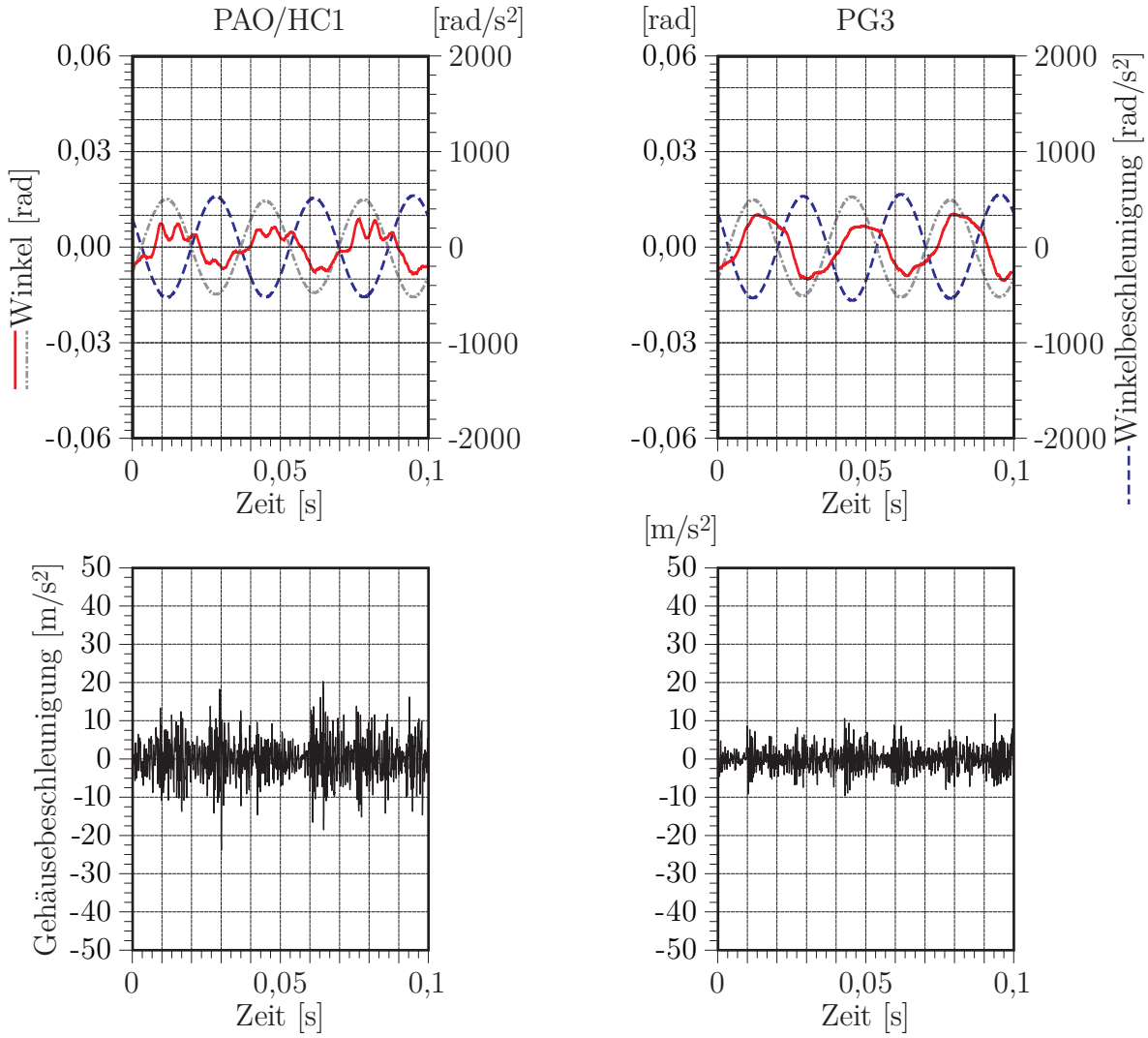

Abb. 7.6: Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung bei $\hat{\dot{\omega}} = 500\,\mathrm{rad/s^2}$

Verglichen mit dem Relativwinkel bei Verwendung der Ölsorte PG3, ist der Wegfall der Eintrittsstöße an den Arbeits- und Rückflanken festzustellen. Gleichzeitig ergibt sich beim Einsatz der Ölsorte PG3 eine etwas höhere maximale Relativwinkelamplitude, d. h. die elastische Verformung der Zahnpaare ist mit PG3 größer geworden. Die nicht vorhandenen Eintrittsstöße bei der Ölsorte PG3 führen zu einer niedrigeren Gehäusebeschleunigung und einem damit viel geringeren Rasselgeräuschpegel im Vergleich mit der Ölsorte PAO/HC1, siehe Abb. A.12 und Abb. 6.20.

Bei Steigerung der Winkelbeschleunigungsamplitude auf $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,\mathrm{rad/s^2}$ erzeugt der Öltyp PG3 jedoch höhere Körperschallpegel wie PAO/HC1, siehe Abb. A.12. Dieses Verhalten ist anhand Abb. 7.7 nachvollziehbar. Durch die höhere Winkelbeschleunigungsamplitude ist bei beiden Ölsorten das periodische Schwingungsver-

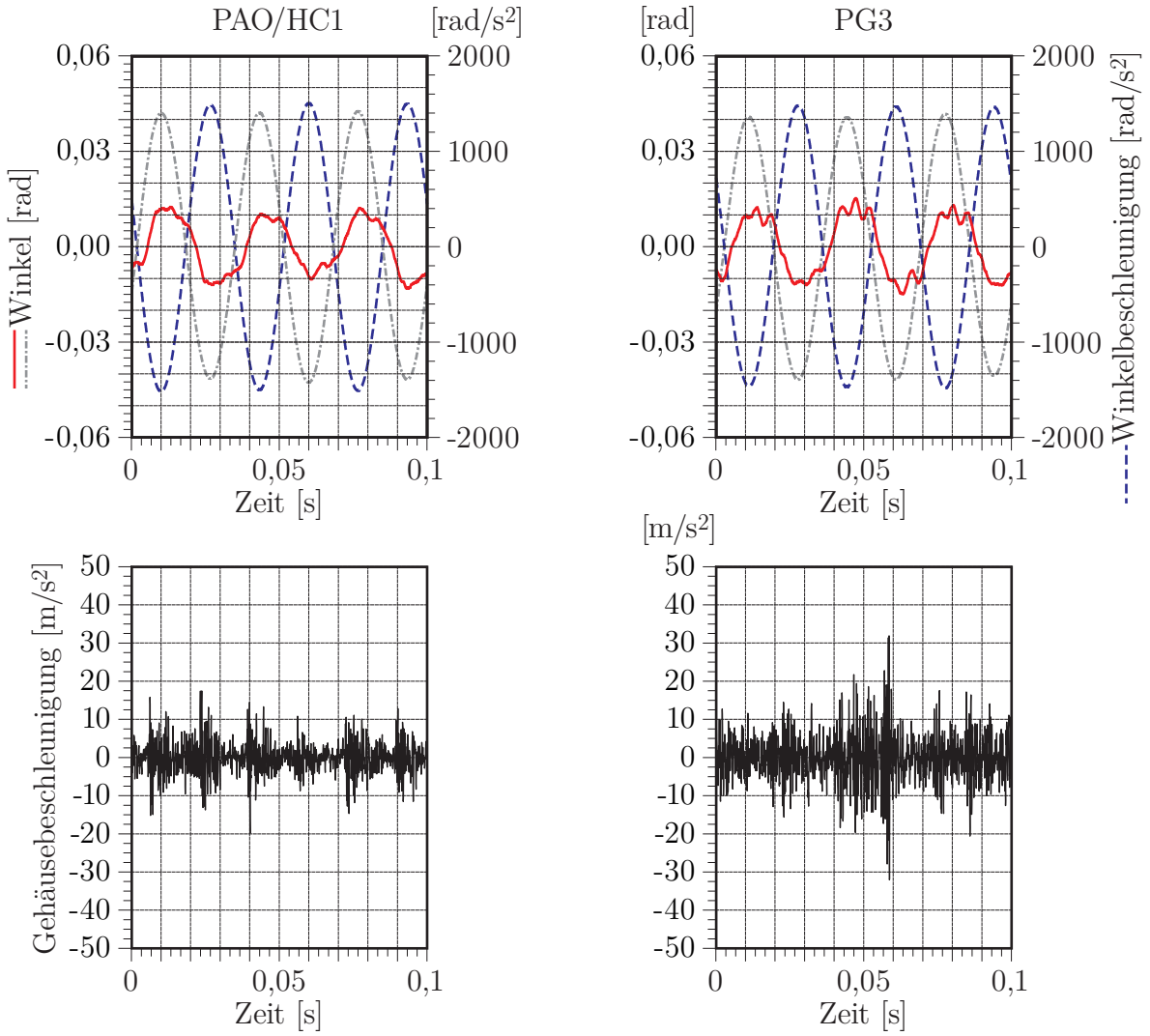

Abb. 7.7: Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$

halten zwischen den Rück- und Arbeitsflanken gleich geblieben, wobei sich die Amplitude des Relativwinkels weiter vergrößert hat, d. h. die Zahnkräfte und damit die elastische Verformung sind durch die höhere Winkelbeschleunigungsamplitude größer geworden. Beim Öltyp PAO/HC1 ist das Auftreten der Eintrittsstöße im Vergleich mit $\hat{\dot{\omega}} = 500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ reduziert. Daher ist der Körperschallpegel in Abb. A.12 bei dieser höheren Winkelbeschleunigungsamplitude geringer. Dagegen ist das Vorhandensein von Eintrittsstößen sowohl an den Rückflanken als auch an den Arbeitsflanken mit der Ölsorte PG3 verglichen mit $\hat{\dot{\omega}} = 500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ stark erhöht. Dies führt zu den höheren Körperschallpegeln im Vergleich mit der Ölsorte PAO/HC1 bei dieser Winkelbeschleunigungsamplitude.

Abschließend wird der Relativwinkel mit Losrad im nicht-geschalteten Zustand

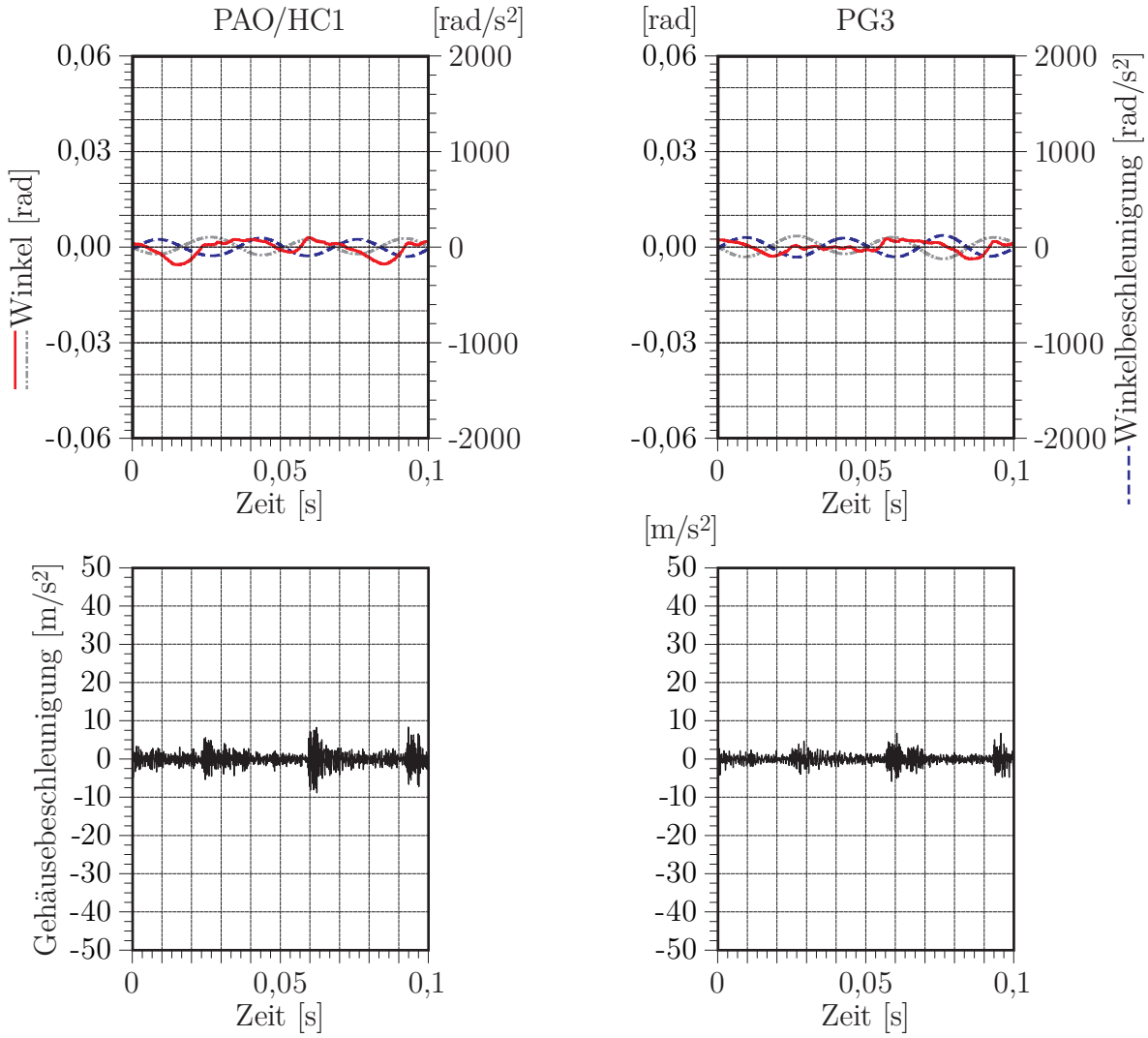

Abb. 7.8: Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand bei $\hat{\omega} = 100\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$

bei verschiedenen Winkelbeschleunigungsamplituden untersucht. Es wurde die Schrägverzahnung mit Verdrehflankenspiel $j_{\mathrm{t}} = 0,198\,\mathrm{mm}$ verwendet und das Axialspiel bei $s_{\mathrm{Lr}} = 0,2\,\mathrm{mm}$ eingestellt. Abb. 7.8 stellt die Drehwegabweichung und den Verlauf der Gehäusebeschleunigung nach der Rasselgrenze bei $\hat{\omega} = 100\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ dar. Es sind bei beiden Ölsorten im Verlauf der Gehäusebeschleunigung Stöße an den Arbeitsflanken detektierbar. Wenn das Festrad eine positive Winkelbeschleunigung aufweist, heben die Arbeitsflanken der eingreifenden Zahnpaare ab und bewegen sich in Richtung Rückflanken. Diese Flugphase endet augenblicklich wieder mit Stößen an den Arbeitsflanken, sobald das Festrad eine negative Winkelbeschleunigung aufweist. Aufgrund der niedrigen Winkelbeschleunigungsamplitude stellt sich keine periodische Schwingung mit Stoßvorgängen zwischen den Rück- und Arbeitsflanken

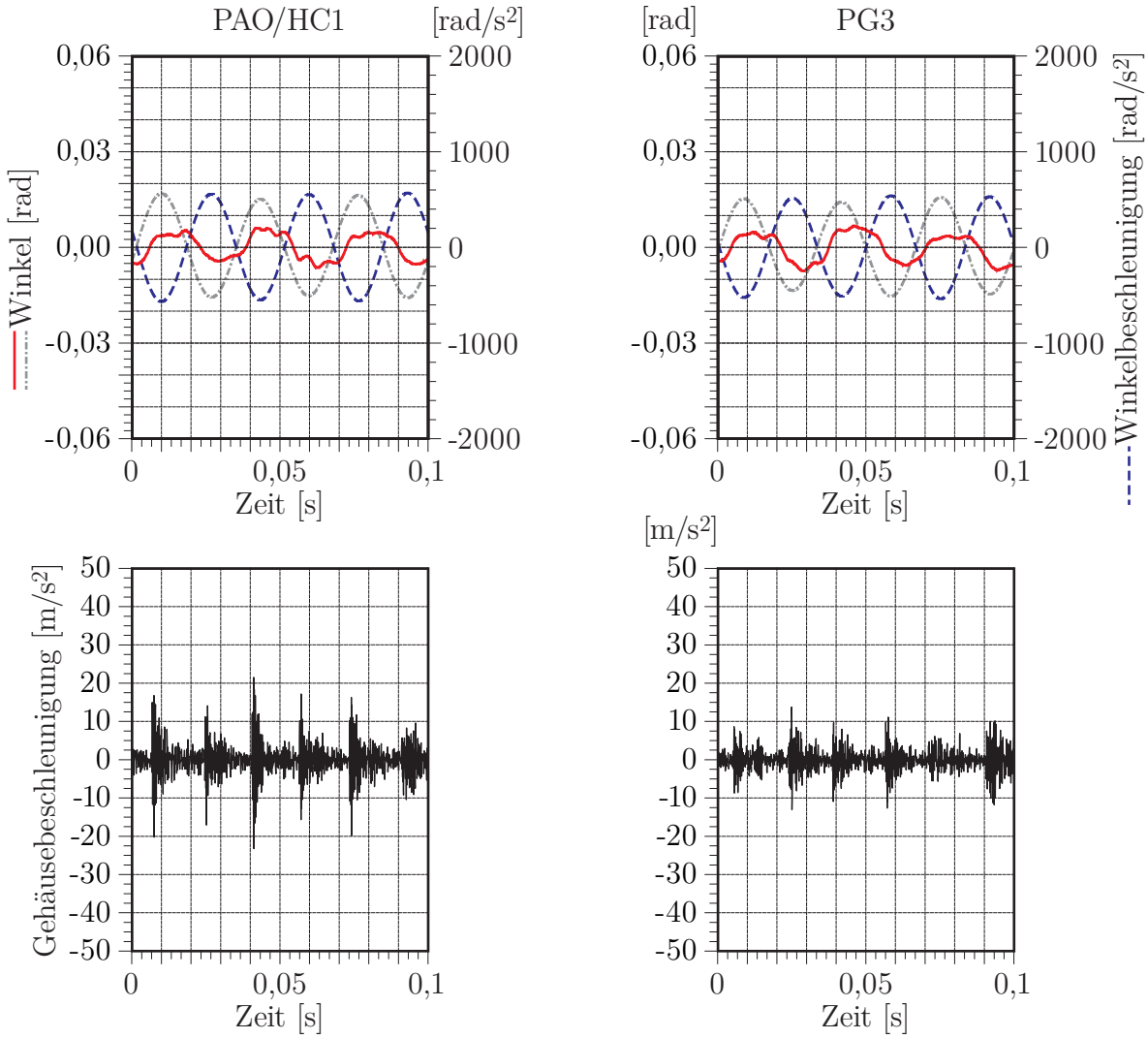

Abb. 7.9: Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand bei $\hat{\dot{\omega}} = 500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$

ein. Das gleiche Schwingungsverhalten des Losrads ist auch bei Verwendung der Ölsorte PG3 erkennbar. Jedoch ist die Stoßintensität an den Arbeitsflanken wesentlich geringer, was im Verlauf der Gehäusebeschleunigung zu erkennen ist. Durch PG3 wird bei dieser Winkelbeschleunigungsamplitude das Ablösen der Arbeitsflanken unterdrückt. Gleichermaßen werden die Stöße an den Arbeitsflanken im Vergleich mit PAO/HC1 signifikant reduziert, was zu einem niedrigeren Rasselgeräuschpegel bei $\hat{\dot{\omega}} = 100\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ führt, siehe Abb. 6.21 und Abb. 6.24.

Abb. 7.9 zeigt die Drehwegabweichung bei einer Erhöhung der Winkelbeschleunigungsamplitude auf $\hat{\dot{\omega}} = 500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$. Durch die höhere Winkelbeschleunigungsamplitude werden Stöße an den Rück- und Arbeitsflanken erzeugt. Die Maximalamplitude des Relativwinkels ist mit $\Delta\theta = 5 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{rad}$ bei PAO/HC1 und mit

$\Delta\theta = 7 \cdot 10^{-3}$ rad nur bei PG3 größer wie das gemessene mittlere Verdrehflankenspiel. Die auftretenden Stöße erzeugen demnach mit PG3 geringe elastische Verformungen der Zahnpaare. Bei PAO/HC1 treten vereinzelt Eintrittsstöße an den Arbeits- und Rückflanken auf, die kurzzeitig zu hohen Gehäusebeschleunigungen führen. Bei PG3 ist dies nicht der Fall. Aus diesem Grund ist der Rasselgeräuschpegel in Abb. 6.24 bei dieser Winkelbeschleunigungsamplitude etwa 1 dB(A) niedriger als mit der Ölsorte PAO/HC1.

Wenn die Winkelbeschleunigungsamplitude auf $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ weiter gesteigert wird, werden unabhängig vom Öltyp beidseitige Schwingungen des Losrads mit überlagerten Eintrittsstößen an Arbeits- und Rückflanken erzeugt, siehe Abb. 7.10. Diese Eintrittsstöße führen besonders bei der Ölsorte PAO/HC1 zu hohen Spitzenwerten im Verlauf der Gehäusebeschleunigung. Vereinzelt werden bei Verwendung der Ölsorte PG3 die Eintrittsstöße auf der Seite der Arbeitsflanken unterdrückt, was zu einem geringfügig niedrigeren Rasselgeräuschpegel bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ führt, siehe Abb. 6.24.

7.5 Zusammenfassung zum Mechanismus der Rasselgeräuschentstehung

Die in Kapitel 7 beschriebenen Analysen der Drehwegabweichung zwischen den eingreifenden Zahnpaaren von Fest- und Losrad bestätigen den bisher angenommenen periodischen Schwingungsvorgang des Losrads innerhalb des Verdrehflankenspiels. Jedoch sind diesem grundsätzlichen Schwingungsverhalten weitere Phänomene überlagert. Die Verlustmomente, die auf das Losrad wirken, besitzen nur einen Einfluss auf die Rasselgrenze. Maßgeblich für den Pegelverlauf beim Verzahnungsrasseln ist der hydrodynamische bzw. elastohydrodynamische Schmierfilmaufbau im Zahneingriff. Nach Überschreiten der Rasselgrenze führen Stöße zu Hertzscher Abplattung der Zahnflanken sowie zu elastischer Verformung der eingreifenden Zahnpaare. In diesem Bereich der elastohydrodynamischen Schmierung der Zahnflanken spielt das Verhalten des eingesetzten Getriebeöls eine wesentliche Rolle [45]. Neben der dynamischen Ölviskosität beeinflussen das Druck-Viskositätsverhalten, das Reibwertverhalten und die Spreitung des Getriebeöls die Schmierfilmbildung im Schmierspalt signifikant, siehe Kapitel 4.4. Besonders günstig verhalten sich hierbei Getriebeöle mit einem niedrigen Reibwert im Bereich der Misch- und Flüssigkeitsreibung. Durch einen niedrigeren Reibwert findet eine geringere Kraftübertragung durch das Fluid statt.

Als Folge der elastischen Zahnverformung entstehen Abweichungen von der idealen Zahnflankengeometrie und damit vom Verzahnungsgesetz [102]. Abweichungen aus dem nicht erfüllten Verzahnungsgesetz verursachen Eintrittsstöße, das durch Abweichungen vom idealen Eingriff auftretende Aufeinandertreffen der Zahnflan-

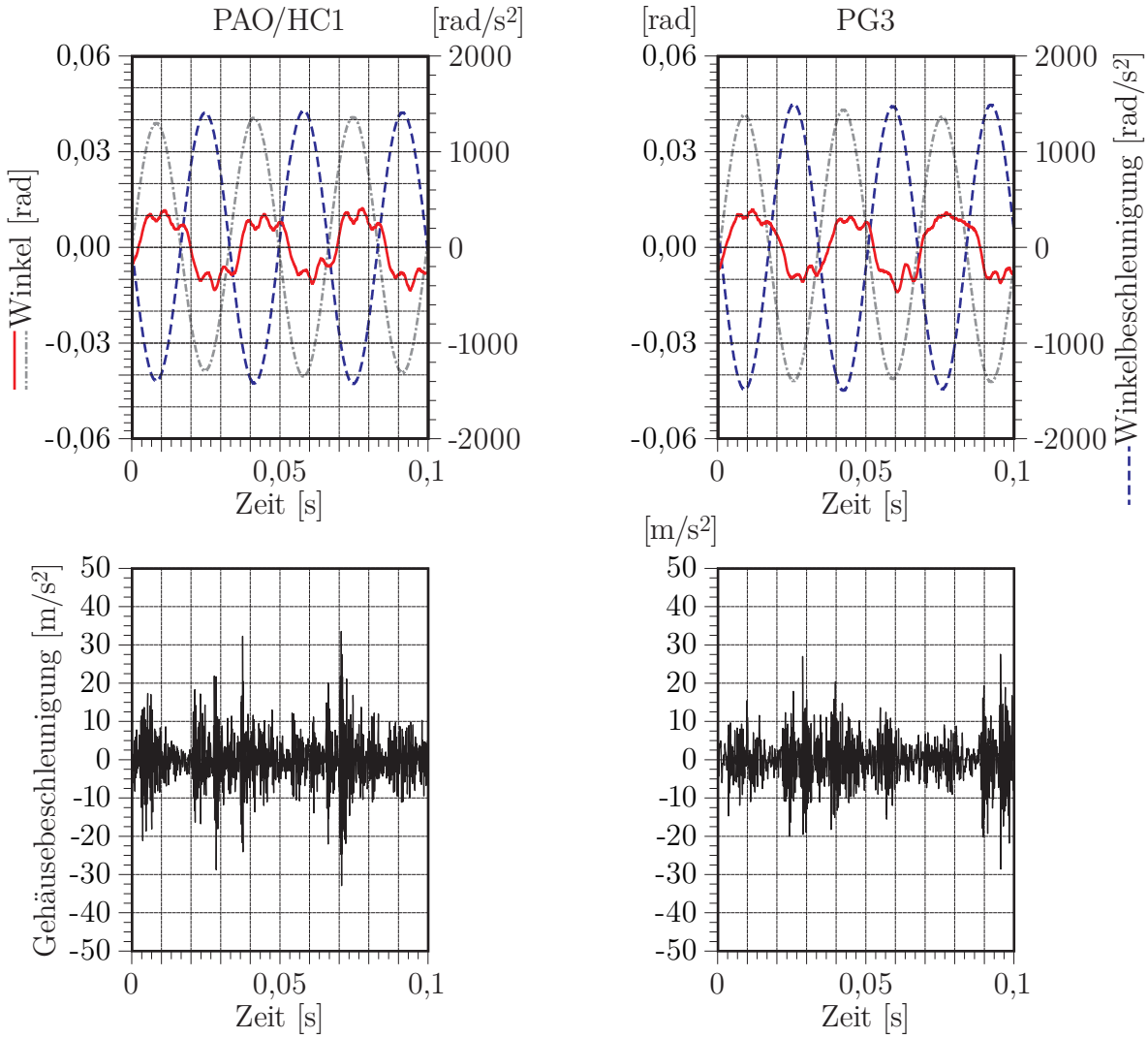

Abb. 7.10: Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand bei $\hat{\omega} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$

ken sowie Austrittsstöße, das freie Ausschwingen der austretenden Zähne mit der jeweiligen Eigenfrequenz. Abb. 7.11 stellt diesen Vorgang schematisch dar. Die Zähne 2^* und 2 verbiegen sich bei Belastung um den Betrag f^* bzw. f elastisch. Um diesen Betrag dreht sich das treibende Festrad 1 nach links gegenüber dem stillstehenden Losrad 2. Dadurch käme der noch unbelastete Zahn 3 in den Flächenbereich des unbelasteten Gegenzahnes 3^* am Eingriffsbeginn in Punkt A. In Wirklichkeit stößt Zahn 3 schon vorher gegen die Kopfkante von Zahn 3^* und es kommt zum Eintrittsstoß. Beim Austritt eines Zahnes aus dem Eingriff im Punkt E übernimmt der nachfolgende, bereits im Eingriff befindliche Zahn die ganze Kraft. Diese Unstetigkeit kann ebenfalls zu einer Schwingungsanregung führen, die aber kleiner als die Anregung durch den Eintrittsstoß ist [102].

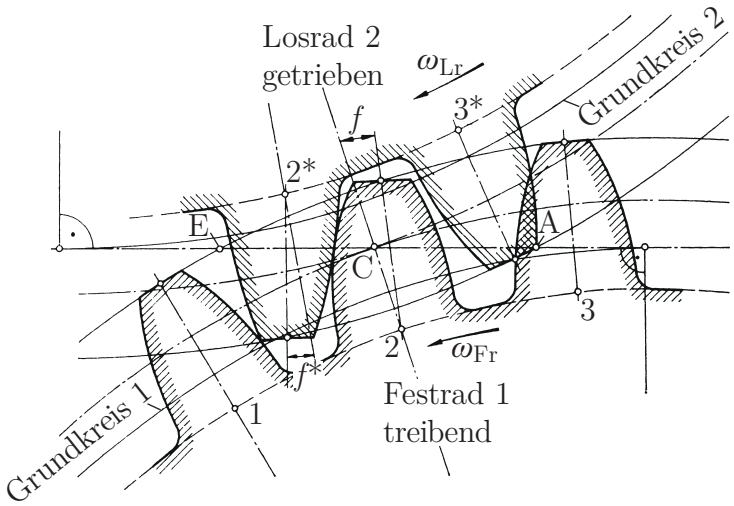

Abb. 7.11: Eintrittsstoß infolge verformter Zähne 2* und 2 [102]

Zur Vermeidung von Eintrittsstößen sollte die Verzahnungssteifigkeit möglichst hoch sein, damit sich die Zähne unter Last nur wenig verlagern. Dabei ist eine Schrägverzahnung zu bevorzugen, da das Eingriffsfeld gegenüber der Geradverzahnung wesentlich größer ist. Zusätzlich wird bei der Schrägverzahnung in Zahnbreitenrichtung eine viskose Scherung im Öl erzeugt, was sich günstig auf den Schmierfilmaufbau im Zahneingriff auswirkt.

In bisherigen Arbeiten wurde angenommen, dass sich ein Stoß der Zahnflanken gegeneinander ereignet und dadurch die Rasselgeräusche entstehen. Dabei spielt die Stoßgeschwindigkeit für die Intensität der Stöße und damit für die Höhe des Rasselgeräuschpegels eine Rolle. Es wurde bisher davon ausgegangen, dass sich nur ein Stoß während eines Zahneingriffs ereignet. Die in Kapitel 7 vorgestellten Analysen stellen einen Fortschritt zum Verständnis der Stoßabläufe beim Verzahnungsrasseln dar und zeigen, dass eine Rasselgeräuschreduktion maßgeblich durch die Vermeidung von Eintrittsstößen erreicht werden kann.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Downsizing und Downspeeding sind die wesentlichen Elemente, um den Kraftstoffverbrauch von Verbrennungsmotoren zu senken. Damit verbunden ist eine Reduzierung der Zylinderzahl, die Einführung von Direkteinspritzverfahren und ein hoher Grad an Aufladung der Motoren, was zu steigenden Drehschwingungen an der Kurbelwelle führt. Durch Leichtbau und Verlustmomentreduktion im Antriebsstrang wird die natürliche Dämpfung verringert und die Schallentstehung und Abstrahlung begünstigt. Gleichzeitig wird der Kunde einen Komfortverlust im Geräuschverhalten des Gesamtfahrzeugs nicht akzeptieren. Im Gegenteil wird der Kundenanspruch ebenfalls steigen, was zu erhöhten Anforderungen an die Geräuschqualität führt.

In Fahrzeuggetrieben mit Stirnradverzahnungen (z. B. Handschaltgetriebe, automatisierte Schaltgetriebe, Doppelkupplungsgetriebe) treten wegen der Drehschwingungsanregung durch den Verbrennungsmotor störende Klapper- und Rasselgeräusche auf, die durch Schwingungen von unbelasteten Losteilen (Losräder, Synchronringe, Schaltmuffen) innerhalb ihrer Spiele verursacht werden. Zur Minimierung dieser Geräusche wurden individuelle Getriebeöle entwickelt, die gleichzeitig ein geringes Verlustmoment erzeugen. Die Möglichkeiten, ein Getriebeöl für den Einsatz im Handschaltgetriebe aus vorhandenen Grundflüssigkeiten und Additiven zu formulieren, werden vorgestellt.

Das Rasselgeräuschverhalten eines Handschaltgetriebes für Front-Quer-Antrieb im Zugbetrieb wurde mit den entwickelten Getriebeölen auf einem Rasselgeräuschprüfstand untersucht. Ein wasserlösliches Polyalkylenglykol zeigte in den Messungen eine Reduktion des Schalldruckpegels um 4 dB(A) gegenüber der Serienbefüllung bei fast identischer Ölviskosität. Derartige Grundflüssigkeiten sind aber für den Einsatz in Fahrzeuggetrieben ungeeignet, da sie eine wasseranziehende Wirkung haben und dadurch Korrosion auftreten kann. Verlustmomentmessungen des Handschaltgetriebes zeigten zudem eine Verbesserung des Getriebewirkungsgrads bei Verwendung des wasserlöslichen Polyalkylenglykols. Ein verbesserter Wirkungsgrad konnte vor allem im belasteten Zustand nachgewiesen werden, da hier die lastabhängigen Zahnreibungsverluste dominieren und diese maßgeblich durch den Reibwert des Getriebeöls bestimmt werden. Der Einsatz eines Getriebeöls mit niedrigem Reibwert bringt hier eine wesentliche Optimierung sowohl des Wirkungsgrads als auch der Rasselgeräuschemission mit sich.

Praxisrelevante Getriebeölformulierungen wurden mit einem Hydrocrackgrundöl und hohen Konzentrationen von bestimmten Polyalkylmethacrylaten als Vis-

kositätsindex-Verbesserer gefunden. Gewisse Polyalkylmethacrylate können dicke Grenzschmierfilme durch Adsorption von polaren Gruppen bilden. Damit wurde eine Rasselgeräuschreduktion des Getriebes von 2 dB(A) erreicht. Reibwertveränderer, z. B. auf Basis von Molybdän-Dialkyldithiocarbamat, die im Bereich der Grenz- und Mischreibung wirken, tragen ebenfalls dazu bei, ein niedriges Geräuschniveau zu erreichen.

Zur Erforschung der unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften der Getriebeöle wurden neuartige Testverfahren eingeführt. Es handelt sich dabei um die Kontaktwinkelmessung, die Reibwertmessung und die Messung des Fließverhaltens unter Scherbeanspruchung. Damit können die untersuchten Getriebeöle in ihren Eigenschaften weiter differenziert werden. Die Ergebnisse der Testverfahren korrelieren sehr gut mit den Messergebnissen aus den Rasselgeräuschuntersuchungen. Ein Getriebeöl mit guten Geräuschdämpfungseigenschaften muss demnach eine geringe Spreitung auf metallischen Oberflächen und einen niedrigen Reibwert im Bereich der Misch- und Flüssigkeitsreibung besitzen. Die besonders gute Geräuschminimierung mit dem wasserlöslichen Polyalkylenglykol lässt vermuten, dass sich auch ein niedriger Druck-Viskositätskoeffizient günstig auswirkt. Gezielte Messungen der Viskosität unter Druck fehlen allerdings.

Um das Rasselgeräuschverhalten der Serienbefüllung und des wasserlöslichen Polyalkylenglykols weiter zu untersuchen, wurde ein einstufiges Prüfgetriebe entwickelt und am Rasselgeräuschprüfstand in Betrieb genommen. Es wurden die Phänomene Verzahnungs- und Synchronringrasseln getrennt voneinander untersucht, um die wesentlichen Einflussparameter für die Geräuschentstehung zu ermitteln. Eine Erhöhung des Ölstands hat nur bei Losteilen mit einem geringen Massenträgheitsmoment einen Einfluss auf die Rasselgrenze. Das Schwingungsverhalten von Losteilen mit hohem Massenträgheitsmoment, wie z. B. der Vorgelegewelle im Handschaltgetriebe für Standardantrieb, lässt sich durch Anhebung des Ölstands nicht beeinflussen. Ein schwingendes Losrad regt über den Ölfilm in der Reibfläche der Synchronisierung den Synchronring nicht zu Schwingungen an. Es zeigt sich jedoch, dass bei kleinem Lüftspiel das Verlustmoment der Synchronisierung das Schwingungsverhalten des Losrads beeinflusst. Im Zugbetrieb erzeugt eine Drehschwingung an der Getriebeeingangswelle eine Unterbrechung des regulären Zahneingriffs der nicht-geschalteten Losräder. Durch unterschiedliche Drehzahlen der Losräder und Getriebewelle wird in den Nadellagern ein Schlupfzustand erzeugt, der sich nur bei schneller drehender Getriebewelle ungünstig auf das Rasselgeräuschverhalten auswirkt. Es ist von unterschiedlichen Nadellagerverlustmomenten in Abhängigkeit der Relativdrehzahlen auszugehen, die noch näher untersucht werden müssen.

Beim Verzahnungsrasseln im geschalteten Zustand konnte eine Rasselgeräuschminimierung mit dem wasserlöslichen Polyalkylenglykol nur bei Verwendung einer Schrägverzahnung festgestellt werden. Daher ist der hydrodynamische Schmierfilm-

aufbau im Zahneingriff für die Rasselgeräuschentstehung ausschlaggebend. Ein höheres Verlustmoment bei Einsatz des wasserlöslichen Polyalkylenglykols ist folglich nicht für die geringere Rasselgeräuschentwicklung verantwortlich. Im nicht-geschalteten Zustand konnte ein ölabhängiger Einfluss des Axialspiels vom Losrad auf den Pegelverlauf festgestellt werden. Dieser war bei Verwendung der Serienbefüllung unterschiedlich. Dagegen waren die Abweichungen im Pegelverlauf mit dem wasserlöslichen Polyalkylenglykol gering. Es lässt sich daraus folgern, dass das Axialspiel einen Einfluss auf das Nadellagerverlustmoment hat.

Wegen des geringen Massenträgheitsmoments ist das Verlustmoment der Synchronisierung entscheidend für das Schwingungsverhalten eines Synchronrings im nicht-geschalteten Zustand. Mit steigender Winkelbeschleunigungsamplitude finden zuerst einseitige Stöße und ab der zweiten Rasselgrenze beidseitige Stöße des Synchronrings in den Nuten des Synchronkörpers statt. Weiterhin zeigten die Versuche zum Synchronringrasseln, dass eine Freischleudergrenze existiert. Ab einer bestimmten Relativdrehzahl wird das Öl aus der Reibfläche zwischen Kupplungskörper und Synchronring abgeschleudert und der Schmierfilm kann sich nicht mehr vollständig ausbilden. Das führt zu chaotischen Schwingungen des Synchronrings, die unabhängig von Ölstand, Ölviskosität und Lüftspiel des Synchronrings sind.

Die Untersuchung der Drehwegabweichung beim Verzahnungsrasseln ergab, dass die auftretenden Rasselstöße zu einer elastischen Verformung der eingreifenden Zahnpaare führen. Die Existenz von Axialstößen des Losrads an seinen Anlaufbünden, die eine Erhöhung des Rasselgeräuschs verursachen sollen, konnte nicht bestätigt werden. Es herrschen bei einem Verzahnungsstoß hohe Zahnkräfte, die Hertzsche Abplattung der Zahnflanken und eine Viskositätssteigerung des Öls mit dem Druck – elastohydrodynamische Schmierungsverhältnisse – hervorrufen. Elastische Verformungen der Zahnflanken bewirken Abweichungen vom Verzahnungsgesetz. Dadurch entstehen zusätzliche Stöße am Eingriffsbeginn und Eingriffsende, die die Intensität des Körperschallpegels und damit den emittierten Rasselgeräuschpegel maßgeblich beeinflussen. Beim Einsatz des wasserlöslichen Polyalkylenglykols treten diese Eintrittsstöße nicht auf, was das günstige Rasselgeräuschverhalten dieser Ölsorte erklärt.

Ein niedriger Reibwert des Getriebeöls ist hinsichtlich eines niedrigen Rasselgeräuschs und geringen Verlustmoments anzustreben. Der Reibwert ist sehr stark von der Chemie der Grundflüssigkeit und der Additive abhängig. Der Molekülaufbau der Grundflüssigkeit, der zu einem besonders niedrigen Reibwert führt, muss weiter untersucht werden. Die Wärmekapazität der eingesetzten Öle muss erforscht werden, da sich durch Reibung und Scherung des Schmierfilms das Öl erwärmt und es dadurch zu einem Abfall der Viskosität kommen kann. Das Schmierfilmbildungsverhalten von Viskositätsindex-Verbesserern sollte weiter analysiert werden. Das Zusammenwirken mehrerer Moleküle des Viskositätsindex-Verbesserers in der Ölformulierung ist von zentraler Bedeutung für die Grenzschmierfilmbildung und

somit für die Reibung und den Verschleiß. Dabei haben die Dispergierwirkung, das Molekulargewicht und die Länge der Polymerketten des Viskositätsindex-Verbesserers Einfluss. Interessant wäre es zu sehen, ob durch ein weiteres Absenken der Grundölviskosität der Effekt einer Rasselgeräuschminimierung durch die hohe Konzentration des Viskositätsindex-Verbesserers bewahrt werden kann. Auf diese Weise wird Getriebewirkungsgrad und Rasselgeräuschverhalten gleichzeitig optimiert. Verzahnungskorrekturen, z. B. eine Kopf- oder Fußrücknahme, reduzieren die Eintrittsstöße und damit die Rasselgeräusche. Gezielte experimentelle Untersuchungen dazu sollten angestellt werden. Die hohen Stoßkräfte können im Bereich des Zahnfußes Spannungen erreichen, die deutlich über der Werkstoffdauerfestigkeit liegen. Es ist zu prüfen, ob dauerhaftes Verzahnungsrasseln festigkeitsrelevant ist.

Literaturverzeichnis

[1] Back, Ottmar: New Synchroniser System for Modern Transmissions. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen 2009* Bd. 2071, VDI Verlag, 2009 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092071–9

[2] Bartel, Dirk: *Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen.* Wiesbaden : Vieweg+Teubner / GWV Fachverlage GmbH, 2010 (Vieweg+Teubner Research). – ISBN 978–3–8348–1241–4

[3] Bartz, Wilfried J.: *Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik.* Bd. 5: *Getriebeschmierung. Schmierstoffe und ihre Eigenschaften - Auslegung von Getrieben - praktische Getriebeschmierung - Schadensanalyse.* Ehningen : Expert, 1989. – ISBN 3–8169–0404–1

[4] Baumann, Axel ; Fietkau, Peter ; Bertsche, Bernd: Nachbildung verbrennungsmotorischer Drehschwingungen auf einem Getriebeprüfstand für Rasselgeräuschuntersuchungen. In: Spath, Dieter (Hrsg.) ; Binz, Hansgeorg (Hrsg.) ; Bertsche, Bernd (Hrsg.): *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung 2011*, Fraunhofer Verlag, 2011. – ISBN 978–3–8396–0348–2, S. 96–97

[5] Baumann, Axel ; Fietkau, Peter ; Bertsche, Bernd ; Böhnke, Rainer ; Hagemann, Klaus ; Krechberger, Wolfgang ; Zinsser, Joachim: Influence of the Lubricant on the Gear-Rattle Noise Level of a Manual Transmission System. In: Bartz, Wilfried J. (Hrsg.): *17th International Colloquium Tribology*, Eigenverlag TAE, 2010. – ISBN 3–924813–80–9, S. 1213–1221

[6] Baumann, Axel ; Fietkau, Peter ; Bertsche, Bernd ; Böhnke, Rainer ; Hagemann, Klaus ; Krechberger, Wolfgang ; Zinsser, Joachim: Reduction of the Gear-Rattle Noise Level of Automotive Transmissions Using Innovative Gear Lubricants. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen 2010* Bd. 2081, VDI Verlag, 2010 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092081–8, S. 373–393

[7] Bellomo, Pietro ; De Vito, Nicola ; Lang, Claus-Hermann ; Scamardi, L. ; SAE International (Hrsg.): *In Depth Study of Vehicle Powertrains to Identify Causes of Loose Components Rattle in Transmissions.* Version: 2002.

http://dx.doi.org/10.4271/2002-01-0702 (SAE Technical Paper Series 2002-01-0702). – DOI 10.4271/2002–01–0702

[8] Bertsche, Bernd ; Novak, Wolfgang ; Stockmeier, Moritz ; Dogan, Süreyya N. ; Ryborz, Joachim: Development Process of Clatter and Rattle Noise Free (CARF-) Transmissions. In: American Society of Mechanical Engineers (ASME) (Hrsg.): *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE2005)*, ASME Publishing, 2005. – ISBN 0–7918–4738–1, S. 831–839

[9] Bobach, Lars ; Beilicke, Ronny ; Bartel, Dirk ; Deters, Ludger: Thermo-Elastohydrodynamische Simulation der geradverzahnten Stirnradpaarung unter Mischreibungsbedingungen. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 58 (2011), Nr. 4, S. 20–31

[10] Bobzin, Kirsten ; Nickel, R. ; Bagcivan, Nazlim ; Yilmaz, K.: Untersuchung des Benetzungsverhaltens von Schmierstoffen auf PVD-beschichteten Oberflächen und dessen Einfluss auf tribologische Eigenschaften. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT) (Hrsg.) ; Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK) (Hrsg.): *48. Tribologie-Fachtagung*, Eigenverlag GfT, 2007. – ISBN 978–3–00–022603–8

[11] Bongardt, Frank: Eigenschaften und Anwendungen von Polyolestern in der Schmierstoffindustrie. In: *Mineralöltechnik* 47 (2002), Nr. 7

[12] Brancati, Renato ; Rocca, Ernesto ; Russo, Riccardo: A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 219 (2005), Nr. 9, S. 1075–1083. http://dx.doi.org/10.1243/095440705X34757. – DOI 10.1243/095440705X34757. – ISSN 0954–4070

[13] Brancati, Renato ; Rocca, Ernesto ; Russo, Riccardo: A Theoretical Model for the Gear Rattle Analysis in Automotive Manual Transmissions Accounting for the Gears Lubrication. In: Associazione Italiana di Meccanica Teorica e Applicata (Hrsg.) ; Associazione Italiana di Tribologia (Hrsg.) ; Università degli Studi di Milano (Hrsg.): *5th International Conference on Tribology (AITC-AIT 2006)*, 2006. – ISBN 978–8–890–23330–2

[14] Brancati, Renato ; Rocca, Ernesto ; Russo, Riccardo ; Timpone, F.: Experimental Test Rig for the Evaluation of Oil Squeeze Effects Between

the Impacting Teeth of a Meshing Gear. In: Associazione Italiana di Meccanica Teorica e Applicata (Hrsg.) ; Associazione Italiana di Tribologia (Hrsg.) ; Università degli Studi di Milano (Hrsg.): *5th International Conference on Tribology (AITC-AIT 2006)*, 2006. – ISBN 978–8–890–23330–2

[15] Brandão, José A. ; Meheux, Mathilde ; Ville, Fabrice ; Seabra, Jorge H. O. ; Castro, Jorge: Experimental Traction and Stribeck Curves of Mineral, PAO and Ester Based Fully Formulated Gear Oils. In: Silva Gomes, J. F. (Hrsg.) ; Meguid, Shaker A. (Hrsg.): *3rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure*, 2009. – ISBN 978–972–8826–21–5

[16] Brohmer, Andreas ; Kemmerling, Jörg ; Nehl, Jakob ; Heuer, Stefan ; Schäfer, Eugen: NVH-Entwicklungsaspekte bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 63 (2002), Nr. 11, S. 906–913

[17] Brosey, T. G. ; Seaman, R. L. ; Johnson, C. E. ; Hamilton, R. F.: Effect of transmission design on gear rattle and shiftability. In: *International Journal of Vehicle Design* 7 (1986), Nr. 1-2, S. 45–66

[18] Brünglinghaus, Christiane ; Winterhagen, Johannes: CO2-Grenzwerte stellen die Weichen. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 113 (2011), Nr. 2, S. 88–91

[19] Busse, Burkhard ; Braun, Heinrich: Steigerung der Getriebeeffizienz durch den Einsatz synthetischer Schmierstoffe. In: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Hrsg.): *Tribologie- und Schmierstoffkongress GETLUB*, Eigenverlag FVA, 2010, S. 337–347

[20] Butt, Hans-Jürgen ; Graf, Karlheinz ; Kappl, Michael: *Physics and Chemistry of Interfaces.* 2nd ed. Weinheim : Wiley-VCH, 2006 (Physics Textbook). – ISBN 978–3–527–40629–6

[21] Chappuis, J.: Lubrication by a new principle. The use of non-wetting liquids. In: *Wear* 77 (1982), Nr. 3, S. 303–313. `http://dx.doi.org/10.1016/0043-1648(82)90056-4`. – DOI 10.1016/0043–1648(82)90056–4. – ISSN 0043–1648

[22] Crowther, Ashley R. ; Halse, Chris ; Zhang, Zhiwei ; SAE International (Hrsg.): *Nonlinear Responses in Loaded Driveline Rattle.* Version: 2009. `http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-2068` (SAE Technical Paper Series 2009-01-2068). – DOI 10.4271/2009–01–2068

[23] Cruz, Miguel De l. ; Theodossiades, Stephanos ; Rahnejat, Homer: An investigation of manual transmission drive rattle. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 224 (2010), Nr. 2, S. 167–181. http://dx.doi.org/10.1243/14644193JMBD232. – DOI 10.1243/14644193JMBD232. – ISSN 1464–4193

[24] Czichos, Horst ; Habig, Karl-Heinz: *Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik.* 3. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2010 (Studium und Praxis). – ISBN 978–3–8348–0017–6

[25] Dahlke, Hans: *Handbuch Wälzlagertechnik. Bauarten, Gestaltung, Betrieb.* Braunschweig and Wiesbaden : Vieweg, 1994. – ISBN 3–528–06572–9

[26] Dally, Marco ; Koch, David ; Hirschmann, Karl-Heinz: Simulation des Klapperns und Rasselns von Doppelkupplungsgetrieben. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *6. Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2009* Bd. 2077, VDI Verlag, 2009 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092077–1, S. 261–270

[27] Dardin, Alexander: Chemistry and Applications of Viscosity Index Improvers. In: Bartz, Wilfried J. (Hrsg.): *12th International Colloquium Tribology*, Eigenverlag TAE, 2000. – ISBN 3–924813–44–2, S. 631–637

[28] DataPhysics Instruments GmbH (Hrsg.): *Betriebsanleitung DataPhysics OCA-Serie.* 2.03. Filderstadt, 2002

[29] Deters, Ludger: Reibung, Verschleiß und Schmierung. In: Steinhilper, Waldemar (Hrsg.) ; Sauer, Bernd (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2.* Berlin and Heidelberg : Springer, 2008 (Springer-Lehrbuch). – ISBN 978–3–540–76653–7, S. 1–68

[30] Deutsche BP AG (Hrsg.): *Schmierstoffe. Grundlagen.* Hamburg, 2008

[31] Norm DIN EN ISO 3741 01/2001. *Akustik; Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen, Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1*

[32] Norm DIN EN ISO 3744 02/2011. *Akustik; Bestimmung der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen, Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene*

[33] Norm DIN 51757 04/1994. *Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen; Bestimmung der Dichte*

[34] Norm DIN 51810-1 07/2007. *Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung der Scherviskosität von Schmierfetten mit dem Rotationsviskosimeter*

[35] Vornorm DIN CEN/TS 1793-5 08/2003. *Lärmschutzeinrichtungen an Straßen; Prüfverfahren zur Bestimmung der akustischen Eigenschaften, Teil 5: Produktspezifische Merkmale: In-situ-Werte der Schallreflexion und der Luftschalldämmung*

[36] Norm DIN ISO 2909 08/2004. *Mineralölerzeugnisse; Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität*

[37] Norm DIN EN ISO 18233 08/2006. *Akustik; Anwendung neuer Messverfahren in der Bau- und Raumakustik*

[38] Norm DIN EN 61672-1 10/2003. *Elektroakustik; Schallpegelmesser Teil 1: Anforderungen*

[39] Norm DIN EN ISO 1683 11/2008. *Akustik; Bevorzugte Bezugswerte für Pegel in der Akustik und Schwingungstechnik*

[40] Norm DIN 51562-2 12/1988. *Viskosimetrie; Messung der kinematischen Viskosität mit dem Ubbelohde-Viskosimeter*

[41] Dion, Jean-Luc ; Le Moyne, Sylvie ; Chevallier, Gaël ; Sebbah, Hamidou: Gear impacts and idle gear noise. Experimental study and non-linear dynamic model. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 23 (2009), Nr. 8, S. 2608–2628. `http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.05.007`. – DOI 10.1016/j.ymssp.2009.05.007. – ISSN 0888–3270

[42] Dogan, Süreyya N.: *Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2001. `http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2001/885/`

[43] Dogan, Süreyya N. ; Ryborz, Joachim ; Bertsche, Bernd: Design of Low-Noise Manual Automotive Transmissions. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 220 (2006), Nr. 2, S. 79–95. `http://dx.doi.org/10.1243/14644193JMBD10`. – DOI 10.1243/14644193JMBD10. – ISSN 1464–4193

[44] Dogan, Süreyya N. ; Ryborz, Joachim ; Lechner, Gisbert: Simulation von Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben. Vergleich Simulation und Messung. In: *Antriebstechnik* 37 (1998), Nr. 7, S. 59–64

[45] Dowson, Duncan ; Higginson, Gordon R.: *International Series on Materials Science and Technology.* Bd. 23: *Elasto-hydrodynamic Lubrication.* 3rd ed. Oxford and New York : Pergamon Press, 1977. – ISBN 0–08–021302–2

[46] Eberspächer, Ralph ; Göddel, Thomas ; Wefers, Christoph: Das Schaltgetriebe und Schaltungskonzept der Mercedes-Benz A-Klasse. In: VDI-Verlag GmbH (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen '98* Bd. 1393, VDI Verlag, 1998 (VDI-Berichte). – ISBN 3–18–091393–2, S. 491–512

[47] Schutzrecht DE102009022165A1 (2010). Eberspächer, Ralph ; Schumann, Falk ; Wefers, Christoph ; Zinsser, Joachim (Erfinder); Daimler AG, DE 70327 Stuttgart (Anmelder). Synchroneinheit

[48] Eckhardt, F. ; Mobil Oil AG (Hrsg.): *Stationäre Zahnradgetriebe. Schmierung und Wartung.* 2. Aufl. Hamburg, 1987

[49] Fan, Jingyan ; Müller, Michael ; Stöhr, Torsten ; Spikes, Hugh A.: Reduction of Friction by Functionalised Viscosity Index Improvers. In: *Tribology Letters* 28 (2007), Nr. 3, S. 287–298. `http://dx.doi.org/10.1007/s11249-007-9272-3`. – DOI 10.1007/s11249–007–9272–3. – ISSN 1023–8883

[50] Fietkau, Peter ; Baumann, Axel ; Bertsche, Bernd ; Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH (Hrsg.): *Rasselgeräuschprüfstand zur Untersuchung von Fahrzeuggetrieben.* Version: 2011. `http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2011/6299/` (PAK-Tag)

[51] Fietkau, Peter ; Baumann, Axel ; Bertsche, Bernd: Simulation of Hydrodynamic Forces on Passenger Car Synchronizer Rings During Rattling. In: American Society of Mechanical Engineers (ASME) (Hrsg.) ; Society of Tribologists and Lubrication Engineers (STLE) (Hrsg.): *2011 International Joint Tribology Conference*, ASME Publishing, 2011

[52] Fietkau, Peter ; Baumann, Axel ; Bertsche, Bernd: Simulation of passenger car synchronizer ring movement during rattling. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 226 (2012), Nr. 1, S. 3–16. `http://dx.doi.org/10.1177/1464419311428394`. – DOI 10.1177/1464419311428394. – ISSN 1464–4193

[53] Gavric, Léon ; Courtois, Sébastien: Specific NVH behavior of 3-cylinder engines. In: ATZlive (Hrsg.) ; GWV Fachverlage GmbH (Hrsg.): *Automotive Acoustics Conference 2011*, 2011

[54] Gerber, Heinrich: *Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben. Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung.* München, Technische Universität München, Diss., 1984

[55] Gerhardt, Friedrich ; Fechler, Christian ; Lehmann, Steffen ; Langeneckert, Hermann: Der Interne Kurbelwellendämpfer (ICD). In: LuK GmbH & Co. KG (Hrsg.): *7. LuK Kolloquium*, 2002, S. 51–59

[56] Giese, Peter ; Scherb, Bruno: Wälzkörpersatzschlupf bei Zylinderrollenlagern. In: *Antriebstechnik* 31 (1992), Nr. 5, S. 54–60

[57] Gnanakumarr, M.: High-energy impact-induced phenomena in driveline clonk. In: Rahnejat, Homer (Hrsg.): *Tribology and dynamics of engine and powertrain.* Oxford : WP Woodhead Publishing, 2010 (Woodhead Publishing in Mechanical Engineering). – ISBN 978–1–84569–361–9, S. 914–927

[58] Gold, Peter W. ; Schmidt, A. ; Loos, Jörg ; Assmann, C.: Viskosität-Druck-Koeffizienten von mineralischen und synthetischen Schmierölen. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 48 (2001), Nr. 1, S. 40–48

[59] Golloch, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren. Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung.* Berlin and Heidelberg : Springer, 2005 (VDI-Buch). – ISBN 978–3–540–27490–2

[60] Graham, Jocelyn ; Spikes, Hugh A. ; Korcek, Stefan: The Friction Reducing Properties of Molybdenum Dialkyldithiocarbamate Additives. Part I - Factors Influencing Friction Reduction. In: *Tribology Transactions* 44 (2001), Nr. 4, S. 626–636. `http://dx.doi.org/10.1080/10402000108982504`. – DOI 10.1080/10402000108982504. – ISSN 1040–2004

[61] Greiner, Jürgen ; Vahlensieck, Bernd ; Mohr, Mark ; Casals, Pedro: Kraftstoffsparende Antriebssysteme. In: Lenz, Hans P. (Hrsg.): *30. Internationales Wiener Motorensymposium* Bd. 697, VDI Verlag, 2009 (VDI-Fortschrittberichte). – ISBN 978–3–18–369712–0, S. 241–255

[62] Griebel, Claus-Otto ; Rabenstein, Friedrich ; Klüting, Manfred ; Kessler, Frank ; Kretschmer, Jan ; Hockgeiger, Elmar: The Full-Hybrid Powertrain of the new BMW ActiveHybrid 5. In: Eckstein, Lutz (Hrsg.) ; Pischinger, Stefan (Hrsg.): *20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Eigenverlag IKA, 2011

[63] Gumpoltsberger, Gerhard ; Grumbach, Martin ; Wafzig, Jürgen ; Mohr, Mark: The Optimal Automatic Transmission for Front-Transverse Applications. Planetary or Dual Clutch Transmissions? In: Car Training

Institute (CTI) (Hrsg.): *9th International CTI Symposium and Exhibition Innovative Automotive Transmissions and Hybrid & Electric Drives*, Eigenverlag CTI, 2010. – ISBN 978–3–00–032933–3

[64] Henn, Hermann ; Fallen, Manfred ; Sinambari, Gholam R.: *Ingenieurakustik. Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele.* 4. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner / GWV Fachverlage GmbH, 2008. – ISBN 978–3–8348–9537–0

[65] Hentschke, Christoph ; Jacobs, Georg: Einfluss der Schmierstoffformulierung auf Schmierfilmaufbau und Reibungseigenschaften bei dünnen Schmierfilmen. In: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Hrsg.): *Tribologie- und Schmierstoffkongress GETLUB*, Eigenverlag FVA, 2012, S. 500–513

[66] Hinz, Michael: *Das akustische Abstrahlverhalten von Pkw-Schaltgetrieben.* Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1998

[67] Höhn, Bernd-Robert: Improvements on noise reduction and efficiency of gears. In: *Meccanica* 45 (2010), Nr. 3, S. 425–437. `http://dx.doi.org/10.1007/s11012-009-9251-x`. – DOI 10.1007/s11012–009–9251–x. – ISSN 0025–6455

[68] Höhn, Bernd-Robert ; Michaelis, Klaus ; Doleschel, Andreas: Einfluss verschiedener Grundöle auf Reibung und Verlustleistung von Zahnradgetrieben. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT) (Hrsg.) ; Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK) (Hrsg.): *Tribologie-Fachtagung 2001*, Eigenverlag GfT, 2001. – ISBN 3–00–003404–8

[69] Jacobs, Georg ; Rombach, Volker ; Hentschke, Christoph: Einfluss der Schmierstoffformulierung auf die Fluidreibung im EHD-Kontakt. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT) (Hrsg.) ; Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK) (Hrsg.): *52. Tribologie-Fachtagung*, Eigenverlag GfT, 2011. – ISBN 978–3–00–035439–7

[70] Jörg, B.: Abbau von Resonanzschwingungen im Antriebsstrang durch Drehschwingungstilger. In: VDI-Verlag GmbH (Hrsg.): *Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben* Bd. 697, VDI Verlag, 1988 (VDI-Berichte). – ISBN 3–18–090697–9, S. 159–172

[71] Keller, Winfried ; Wastl, Werner: Neue Methoden und Konzepte zur Drehungleichförmigkeits-Reduzierung. In: VDI Wissensforum GmbH

(Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen 2008* Bd. 2029, VDI Verlag, 2008 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092029–0

[72] Kim, T. C. ; Singh, Rajendra ; SAE International (Hrsg.): *Dynamic Interactions Between Loaded and Unloaded Gear Pairs Under Rattle Conditions.* Version: 2001. http://dx.doi.org/10.4271/2001-01-1553 (SAE Technical Paper Series 2001-01-1553). – DOI 10.4271/2001–01–1553

[73] Koryciak, Jörg: *Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung.* Bochum, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2007

[74] Kretschmer, Torsten ; Gold, Peter W. ; Loos, Jörg ; Wincierz, Christoph ; Schweder, Roland: Influence of VI Improver on Pressure-Viscosity Behaviour. In: Bartz, Wilfried J. (Hrsg.): *15th International Colloquium Tribology*, Eigenverlag TAE, 2006. – ISBN 3–924813–62–0

[75] Küçükay, Ferit: *Dynamik der Zahnradgetriebe. Modelle, Verfahren, Verhalten.* Berlin and Heidelberg : Springer, 1987. – ISBN 3–540–171118

[76] Lachenmeier, S. ; Weck, Manfred ; Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Hrsg.): *Getriebegeräusche. Geräuschuntersuchungen an Leistungsgetrieben.* Frankfurt a. M., 1983 (FVA-Forschungsreport 119)

[77] Lang, Claus-Hermann: *Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 1997

[78] Schutzrecht DE102007063524A1 (2009). Lang, Claus-Hermann (Erfinder); GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie KG, DE 74199 Untergruppenbach (Anmelder). Rasselfreie Bauteilpaarung

[79] Larsson, Roland: Transient non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear. In: *Wear* 207 (1997), Nr. 1-2, S. 67–73. http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648(96)07484-4. – DOI 10.1016/S0043–1648(96)07484–4. – ISSN 0043–1648

[80] Laschet, Andreas: Simulation des dynamischen Verhaltens von Kfz-Antriebssträngen. In: Peeken, Heinz (Hrsg.) ; Troeder, Christoph (Hrsg.): *Antriebstechnisches Kolloquium '89*, Verlag TÜV Rheinland, 1989 (IME-Leitfaden). – ISBN 3–88585–639–5, S. 266–280

[81] Laukotka, Eduard M.: Schmierung von Getrieben mit synthetischen Schmierstoffen. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 34 (1987), Nr. 2, S. 101–107

[82] Laukotka, Eduard M.: Schmierung von Schneckengetrieben und dafür geeignete Schmierstoffe. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 51 (2004), Nr. 1, S. 14–22

[83] Laukotka, Eduard M. ; Arnold, Dirk ; Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Hrsg.): *Ölwechsel im Getriebe.* Frankfurt a. M., 2010 (FVA-Richtlinie 606)

[84] Schutzrecht DE19938934A1 (2001). Lechner, Gisbert ; Dogan, Süreyya N. ; Ryborz, Joachim (Erfinder); Institut für Maschinenelemente Universität Stuttgart, DE 70569 Stuttgart (Anmelder). Getriebe

[85] Li, Huiping: *Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2006. `http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2006/2627/`

[86] Linke, Heinz (Hrsg.): *Stirnradverzahnung. Berechnung - Werkstoffe - Fertigung.* München and Wien : Hanser, 1996. – ISBN 3–446–18785–5

[87] Looman, Johannes: *Zahnradgetriebe. Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen.* 3. Aufl. Berlin and Heidelberg : Springer, 2009 (Klassiker der Technik). – ISBN 978–3–540–89460–5

[88] Lorenz, K. ; Sebulke, A.: Das Zwei-Massen-Schwungrad. Ein neuentwickelter Torsionsschwingungsdämpfer für den Pkw-Antriebsstrang. In: Janićijević, Nenad (Hrsg.): *XXI FISITA Congress* Bd. 2, Eigenverlag JUMV, 1986. – ISBN 978–8–6809410–3–5, S. 317–323

[89] Lugscheider, Erich ; Bobzin, Kirsten: Benetzbarkeit von PVD-Werkstoffverbunden durch Schmierstoffe. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 48 (2001), Nr. 2, S. 32–36

[90] Mang, Theo (Hrsg.) ; Dresel, Wilfried (Hrsg.): *Lubricants and Lubrication.* Weinheim : Wiley-VCH, 2001. – ISBN 3–527–29536–4

[91] Marquart, Matthias ; Aul, Viktor ; Kiekbusch, Timo ; Sauer, Bernd: Experimentelle und simulative Dynamikuntersuchungen von Wälzlagern. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 59 (2012), Nr. 3, S. 24–28

[92] Matlock, Paul L. ; Brown, William L. ; Clinton, Nye A.: Polyalkylene Glycols. In: Rudnick, Leslie R. (Hrsg.) ; Shubkin, Ronald L. (Hrsg.): *Synthetic lubricants and high-performance functional fluids* Bd. 77. New York : Marcel Dekker, 1999. – ISBN 0–8247–0194–1, S. 159–193

[93] Mauz, Wolfgang: *Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 1988

[94] Mecalc (Pty) Limited (Hrsg.) ; Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH (Hrsg.): *PAK MKII. User Manual*. 10.0. Centurion and Planegg, 2011

[95] Möller, Uwe J. ; Nassar, Jamil: *Schmierstoffe im Betrieb*. 2. Aufl. Berlin and Heidelberg : Springer, 2002 (ExxonMobil). – ISBN 3–540–41909–8

[96] Möser, Michael: *Technische Akustik*. 8. Aufl. Berlin and Heidelberg : Springer, 2009. – ISBN 978–3–540–89818–4

[97] Müller, Michael ; Topolovec-Miklozic, Ksenija ; Dardin, Alexander ; Spikes, Hugh A.: The Design of Boundary Film-Forming PMA Viscosity Modifiers. In: *Tribology Transactions* 49 (2006), Nr. 2, S. 225–232. `http://dx.doi.org/10.1080/05698190600614833`. – DOI 10.1080/05698190600614833. – ISSN 1040–2004

[98] Muraki, Masayoshi ; Nakamua, Kenta: Oil Film Formability and Traction of Oils Containing Non-Functionalized Polyalkylmethacrylates. In: Japanese Society of Tribologists (JAST) (Hrsg.) ; Science Council of Japan (Hrsg.): *World Tribology Congress 2009*, Eigenverlag JAST, 2009. – ISBN 978–4–9900139–9–8, S. 323

[99] Naunheimer, Harald ; Bertsche, Bernd ; Lechner, Gisbert: *Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2. Aufl. Berlin and Heidelberg : Springer, 2007 (VDI-Buch). – ISBN 978–3–540–30625–2

[100] Naunheimer, Harald ; Bertsche, Bernd ; Ryborz, Joachim ; Novak, Wolfgang: *Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application*. 2nd ed. Berlin and Heidelberg : Springer, 2011. – ISBN 978–3–642–16213–8

[101] Neudörfer, Sascha ; Poll, Gerhard: Thermomechanische Einflüsse auf die Tribologie von KFZ-Synchronisierungen. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT) (Hrsg.) ; Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK) (Hrsg.): *50. Tribologie-Fachtagung*, Eigenverlag GfT, 2009. – ISBN 978–3–00–028824–1

[102] Niemann, Gustav ; Winter, Hans: *Maschinenelemente. Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. 2. Aufl. Berlin and Heidelberg : Springer, 2003. – ISBN 3–540–11149–2

[103] Nill, Roland: *Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 1986

[104] Novak, Wolfgang: *Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2010. http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2010/5242/

[105] Novak, Wolfgang ; Kiefer, Simone ; Stockmeier, Moritz ; Bertsche, Bernd: Eliminierung des Klapper- und Rasselgeräuschs von Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen 2008* Bd. 2029, VDI Verlag, 2008 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092029–0, S. 607–626

[106] Oerleke, C. ; Funk, W. ; Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Hrsg.): *Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen.* Frankfurt a. M., 1998 (FVA-Forschungsreport 607)

[107] Ohlendorf, Hermann: *Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern.* München, Technische Universität München, Diss., 1958

[108] Owens, D. K. ; Wendt, R. C.: Estimation of the surface free energy of polymers. In: *Journal of Applied Polymer Science* 13 (1969), Nr. 8, S. 1741–1747. http://dx.doi.org/10.1002/app.1969.070130815. – DOI 10.1002/app.1969.070130815. – ISSN 0021–8995

[109] Pahl, Gerhard ; Beitz, Wolfgang ; Feldhusen, Jörg ; Grote, Karl-Heinrich: *Pahl/Beitz Konstruktionslehre. Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung.* 6. Aufl. Berlin and Heidelberg : Springer, 2005. – ISBN 978–3–540–26789–8

[110] Patzner, Jens ; Drabek, Michael ; Beer, Uwe ; Kuhn, Martin: Das erste 7-Gang PKW-Handschaltgetriebe der Welt. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen 2012* Bd. 2158, VDI Verlag, 2012 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092158–7, S. 257–269

[111] Pels, Thomas: ISAD. Das Integrierte Starter-Alternator-Dämpfer-System. In: VDI-Verlag GmbH (Hrsg.): *Innovative Fahrzeugantriebe* Bd. 1418, VDI Verlag, 1998 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3180914183, S. 295–309

[112] Pels, Thomas ; Zeyen, Klaus-Peter: Das neue ISAD-System. In: *ATZ/MTZ-Sonderausgabe* 59 (1998), S. 64–66

[113] Petri, Hans ; Heidingsfeld, Dietmar ; SAE International (Hrsg.): *The Hydraulic Torsion Damper. A New Concept for Vibration Damping in Powertrains.* Version: 1989. http://dx.doi.org/10.4271/892477 (SAE Technical Paper Series 892477). – DOI 10.4271/892477

[114] Petri, Hans ; Philipsenburg, H.-J.: Der hydraulische Torsionsschwingungsdämpfer. In: VDI-Verlag GmbH (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen, heute und morgen* Bd. 878, VDI Verlag, 1991 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3180908786, S. 361–378

[115] Rach, Jens: *Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 1998

[116] Reik, Wolfgang: Torsionsschwingungen und Getriebegeräusche. In: *Automobil-Industrie* 32 (1987), Nr. 1, S. 37–43

[117] Reik, Wolfgang: Torsionsschwingungsisolation im Antriebsstrang. Ein Wertungsversuch. In: LuK GmbH & Co. KG (Hrsg.): *Torsionsschwingungen im Antriebsstrang*, 1990, S. 119–138

[118] Reik, Wolfgang ; Fidlin, Alexander ; Seebacher, Roland: Gute Schwingungen - Böse Schwingungen. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *6. Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2009* Bd. 2077, VDI Verlag, 2009 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092077–1, S. 3–15

[119] Reik, Wolfgang ; Pennec, Bertrand: The centrifugal pendulum absorber. Calming down the drivetrain. In: Car Training Institute (CTI) (Hrsg.): *7th International CTI Symposium Innovative Automotive Transmissions*, Eigenverlag CTI, 2008

[120] Rocca, Ernesto ; Russo, Riccardo: Theoretical and experimental investigation into the influence of the periodic backlash fluctuations on the gear rattle. In: *Journal of Sound and Vibration* 330 (2011), Nr. 20, S. 4738–4752. http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2011.04.008. – DOI 10.1016/j.jsv.2011.04.008. – ISSN 0022–460X

[121] Rudnick, Leslie R. (Hrsg.): *Chemical Industries.* Bd. 124: *Lubricant Additives. Chemistry and Applications.* 2nd ed. Boca Raton : CRC Press, 2009. – ISBN 978–1–42005–964–9

[122] Russo, Riccardo ; Brancati, Renato ; Rocca, Ernesto: Experimental investigations about the influence of oil lubricant between teeth on the gear

rattle phenomenon. In: *Journal of Sound and Vibration* 321 (2009), Nr. 3-5, S. 647–661. http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2008.10.008. – DOI 10.1016/j.jsv.2008.10.008. – ISSN 0022–460X

[123] Ryborz, Joachim: *Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2003. http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2004/1539/

[124] Sahm, Tobias: *Minimierung von Drehschwingungen in Kfz-Antriebssträngen.* Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2009

[125] Schmidt, A. ; Gold, Peter W. ; Assmann, C. ; Dicke, H. ; Loos, Jörg: Viscosity-Pressure-Temperature Behaviour of Mineral and Synthetic Oils. In: Bartz, Wilfried J. (Hrsg.): *12th International Colloquium Tribology*, Eigenverlag TAE, 2000. – ISBN 3–924813–44–2, S. 1497–1507

[126] Schöpf, Hans-Joachim ; Jürgens, Gunter ; Fischer, Robert: Optimierung der Komforteigenschaften des Triebsstrangs von Mercedes-Benz Fahrzeugen mit Schaltgetriebe. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 91 (1989), Nr. 10, S. 568–575

[127] Schulte, Louis-Ferdinand: Funktion und Konstruktion eines Zweimassenschwungrads. In: *Automobil-Industrie* 32 (1987), Nr. 2, S. 119–126

[128] Siebert, Hermann ; Mann, Ulrich: Wasserlösliche Polyglykole zur Schmierung von Großgetrieben. In: *Antriebstechnik* 42 (2003), Nr. 9, S. 42–45

[129] SKF GmbH (Hrsg.): *Hauptkatalog 6000/I DE.* Schweinfurt, 2008

[130] Skubacz, Tobias ; Otto, Sebastian ; Poll, Gerhard: Untersuchung von Schleppverlusten an Synchronisierungen. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *Getriebe in Fahrzeugen 2008* Bd. 2029, VDI Verlag, 2008 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092029–0, S. 181–196

[131] Stehr, Werner ; Dobler, Klaus: *Tribologie ist überall. Von der Bratwurst bis zum Lagerschaden.* 4. Aufl. Horb-Ahldorf : Eigenverlag Dr. Tillwich GmbH Werner Stehr, 2011. – ISBN 978–3–00–033854–0

[132] Steinel, Klaus ; Tebbe, Gerhard ; SAE International (Hrsg.): *New Torsional Damper Concept to Reduce Idle Rattle in Truck Transmissions.* Version: 2004. http://dx.doi.org/10.4271/2004-01-2722 (SAE Technical Paper Series 2004-01-2722). – DOI 10.4271/2004–01–2722

[133] Stemplinger, Johann-Paul ; Höhn, Bernd-Robert ; Michaelis, Klaus: Charakterisierung und Analyse der Schmierstoffeinflüsse auf die Verzahnungsverluste. In: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Hrsg.): *Tribologie- und Schmierstoffkongress GETLUB*, Eigenverlag FVA, 2010, S. 303–315

[134] Stockmeier, Moritz: *Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2008. `http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2009/3903/`

[135] Stöhr, Torsten ; Eisenberg, Boris ; Bartels, Thorsten ; Debus, Daniel ; Müller, Michael: Comb-Shaped Viscosity Modifiers in Driveline Fluids and Engine Oils. Field Experience and Fuel Economy. In: Bartz, Wilfried J. (Hrsg.): *17th International Colloquium Tribology*, Eigenverlag TAE, 2010. – ISBN 3–924813–80–9

[136] Stöhr, Torsten ; Eisenberg, Boris ; Müller, Michael ; SAE International (Hrsg.): *A New Generation of High Performance Viscosity Modifiers Based on Comb Polymers.* Version: 2008. `http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-2462` (SAE Technical Paper Series 2008-01-2462). – DOI 10.4271/2008–01–2462

[137] Stössel, K.: *Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen.* München, Technische Universität München, Diss., 1971

[138] Tangasawi, O. ; Theodossiades, Stephanos ; Rahnejat, Homer ; Kelly, Patrick: Non-linear vibro-impact phenomenon belying transmission idle rattle. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 222 (2008), Nr. 10, S. 1909–1923. `http://dx.doi.org/10.1243/09544062JMES922`. – DOI 10.1243/09544062JMES922. – ISSN 0954–4062

[139] Tareilus, Alfred ; Endres, Hans-Dieter ; Oflaz, Ali ; Schneider, Hans-Jürgen: Aktive Schwingungsdämpfung im Antriebsstrang von Hybridfahrzeugen. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *7. Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2011* Bd. 2155, VDI Verlag, 2011 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092155–6, S. 231–245

[140] Terekhov, A. S.: Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion. In: *Russian Engineering Research* 55 (1975), Nr. 5, S. 13–17

[141] Tesch, Ferdinand: *Der fehlerhafte Zahneingriff und seine Auswirkungen auf die Geräuschabstrahlung.* Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1969

[142] Theodossiades, Stephanos ; Tangasawi, O. ; Rahnejat, Homer: Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. In: *Journal of Sound and Vibration* 303 (2007), Nr. 3-5, S. 632–658. http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2007.01.034. – DOI 10.1016/j.jsv.2007.01.034. – ISSN 0022–460X

[143] Tikhomolov, Arsenty ; Klünder, Dirk ; Fidlin, Alexander: Dynamik der Fahrzeugkupplungen. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *7. Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2011* Bd. 2155, VDI Verlag, 2011 (VDI-Berichte). – ISBN 978–3–18–092155–6, S. 171–181

[144] Vogelpohl, G.: Die Stribeck-Kurve als Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflächen. In: *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 96 (1954), Nr. 9, S. 261–268

[145] Walbeck, Thomas ; Gold, Peter W. ; Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Hrsg.): *Schmierfilmdicke. Einfluss von Grundölart, Additivierung und Gebrauchszustand auf Viskositätsverhalten und Schmierfilmbildung.* Frankfurt a. M., 2004 (FVA-Forschungsreport 743)

[146] Schutzrecht DE102004036507B3 (2005). Wefers, Christoph ; Wieland, Dittmar ; Zinsser, Joachim (Erfinder); DaimlerChrysler AG, DE 70567 Stuttgart (Anmelder). Synchronisiereinrichtung

[147] Weidner, Georg: *Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 1991

[148] Wienecke, Dirk: *Einfluß des Schmieröles auf die Verlustleistung von Pkw-Schaltgetrieben.* Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 1998

[149] Wimmer, Albert J.: *Lastverluste von Stirnradverzahnungen. Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie.* München, Technische Universität München, Diss., 2006

[150] Wincierz, Christoph: Die Rolle von VI-Verbesserern in der Formulierung moderner Schmierstoffe. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT) (Hrsg.) ; Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK) (Hrsg.): *48. Tribologie-Fachtagung*, Eigenverlag GfT, 2007. – ISBN 978–3–00–022603–8

[151] Wincierz, Christoph: Formulation of high efficiency gear lubricants. In: Leber, Edwin (Hrsg.): *UNITI Mineralöltechnologie-Forum 2012*, Eigenverlag UNITI-Mineralöltechnologie GmbH, 2012

[152] Wincierz, Christoph ; Krapfl, Thilo: Der Einfluss von filmbildenden Polyalkylmethacrylaten auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Schmierstoffformulierungen. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT) (Hrsg.): *51. Tribologie-Fachtagung*, Eigenverlag GfT, 2010. – ISBN 978–3–00–032180–1

[153] Wincierz, Christoph ; Krapfl, Thilo: Der Einfluss von filmbildenden Polyalkylmethacrylaten auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Schmierstoffformulierungen. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 58 (2011), Nr. 5, S. 38–43

[154] Wirth, Michael ; Pflaum, Hermann ; Höhn, Bernd-Robert ; Stahl, Karsten ; Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Hrsg.): *Synchro-Schleppmomente. Untersuchung der Einflüsse auf das Schleppmoment von Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand.* Frankfurt a. M., 2011 (FVA-Forschungsreport 962)

[155] Wittel, Herbert ; Muhs, Dieter ; Jannasch, Dieter ; Vossiek, Joachim: *Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung.* 19. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner / GWV Fachverlage GmbH, 2009. – ISBN 978–3–8348–9998–9

[156] Wittler, Michael ; Abtahi, Roozbeh ; Pischinger, Stefan ; Eisele, Georg: Akustik und Schwingungen von Hybridfahrzeugen. In: Eckstein, Lutz (Hrsg.) ; Pischinger, Stefan (Hrsg.): *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Eigenverlag IKA, 2009, S. 1257–1277

[157] Zeller, Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch.* Wiesbaden : Vieweg+Teubner / GWV Fachverlage GmbH, 2009 (ATZ/MTZ-Fachbuch). – ISBN 978–3–8348–9322–2

[158] Ziegler, Pascal ; Eberhard, Peter: Simulative and experimental investigation of impacts on gear wheels. In: *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 197 (2008), Nr. 51-52, S. 4653–4662. `http://dx.doi.org/10.1016/j.cma.2008.06.007`. – DOI 10.1016/j.cma.2008.06.007. – ISSN 0045–7825

A Ergänzungen zum Verzahnungsrasseln

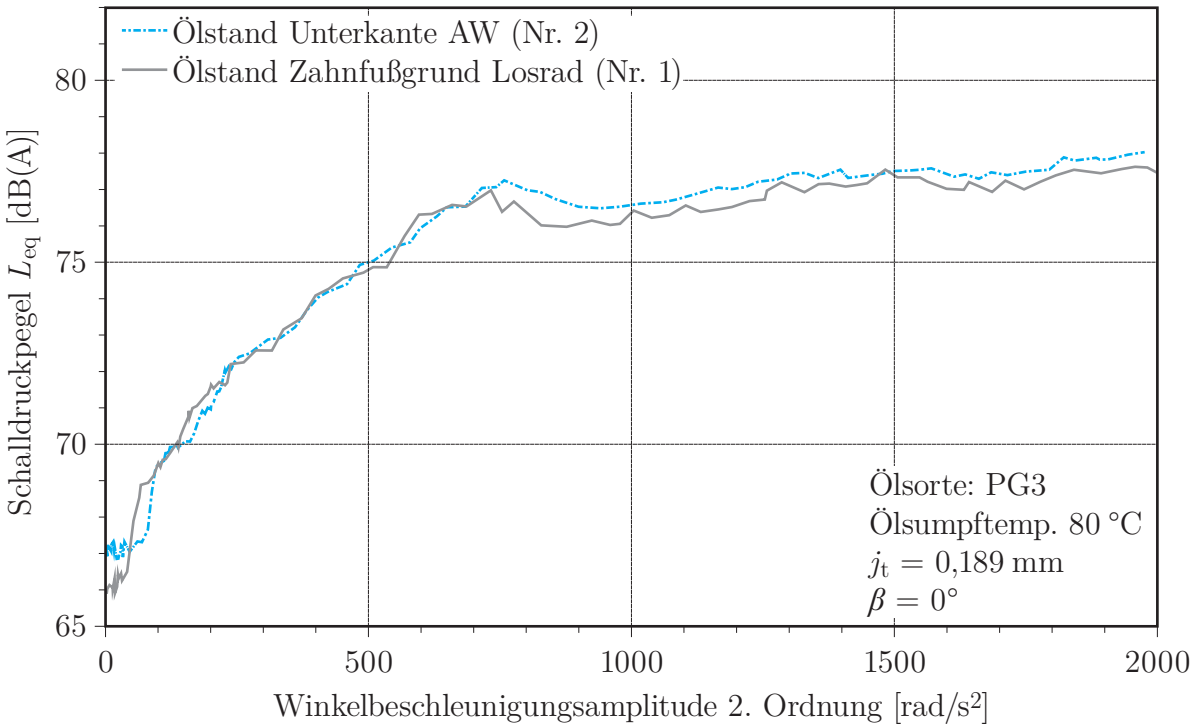

Abb. A.1: Rasselkurven bei Variation des Ölstands im geschalteten Zustand mit PG3

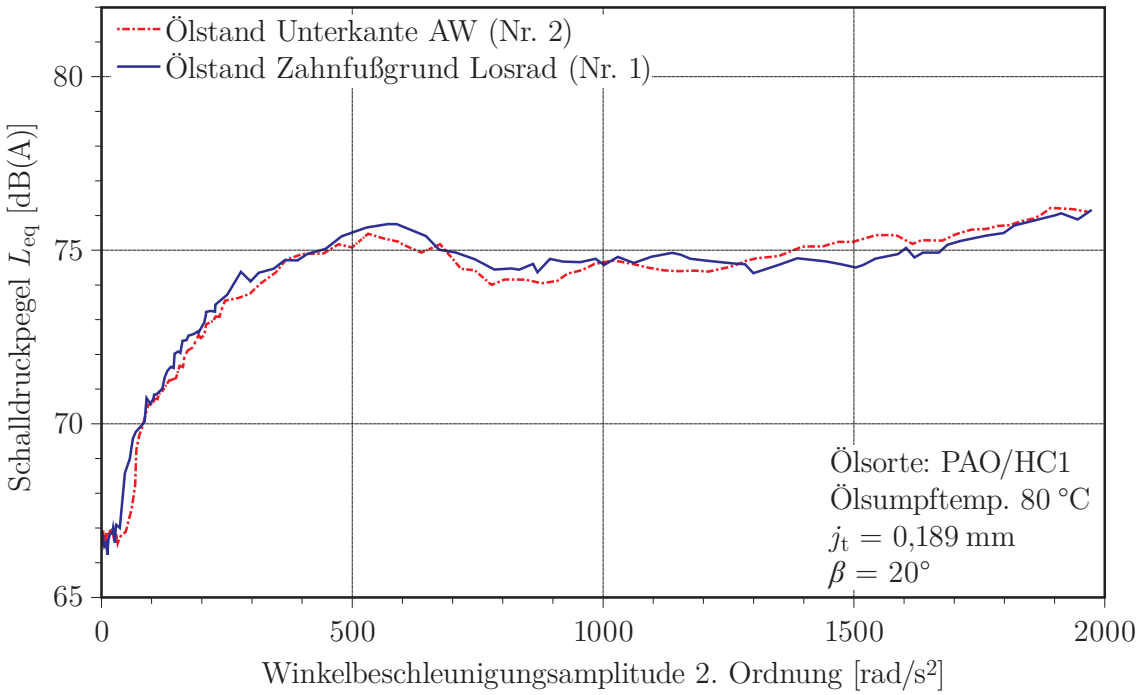

Abb. A.2: Rasselkurven bei Variation des Ölstands im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung

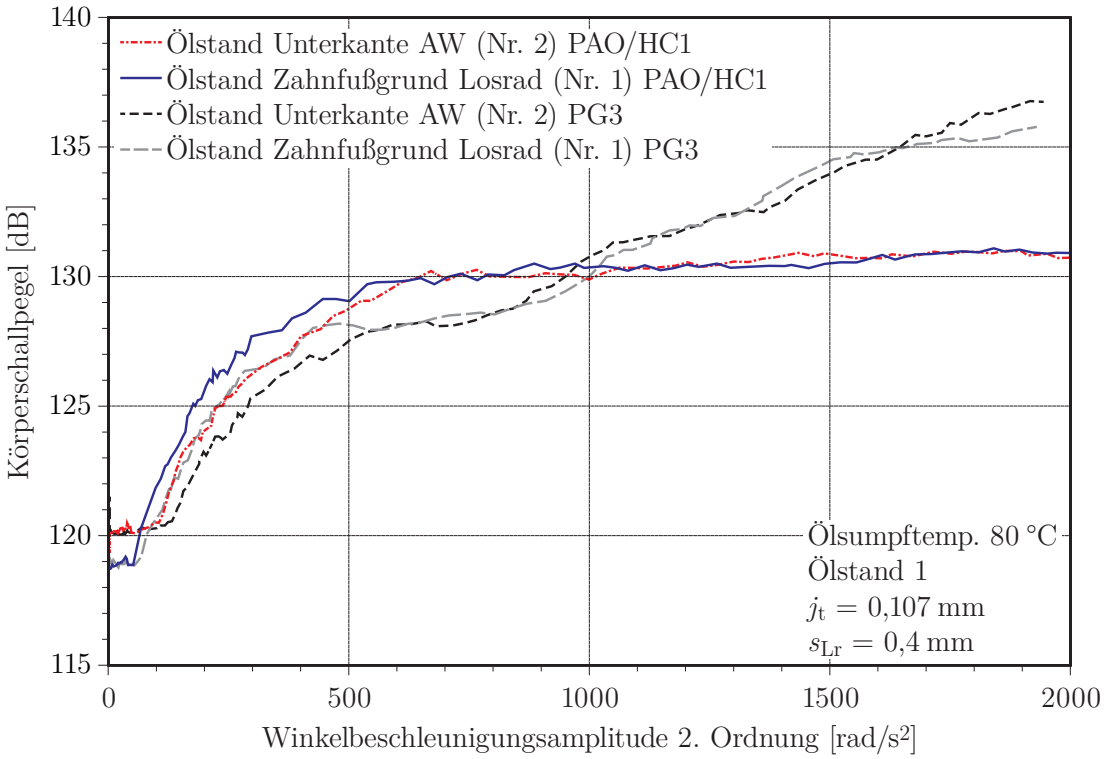

Abb. A.3: Körperschallpegel bei Variation des Ölstands und Einfluss der Ölsorte im nicht-geschalteten Zustand

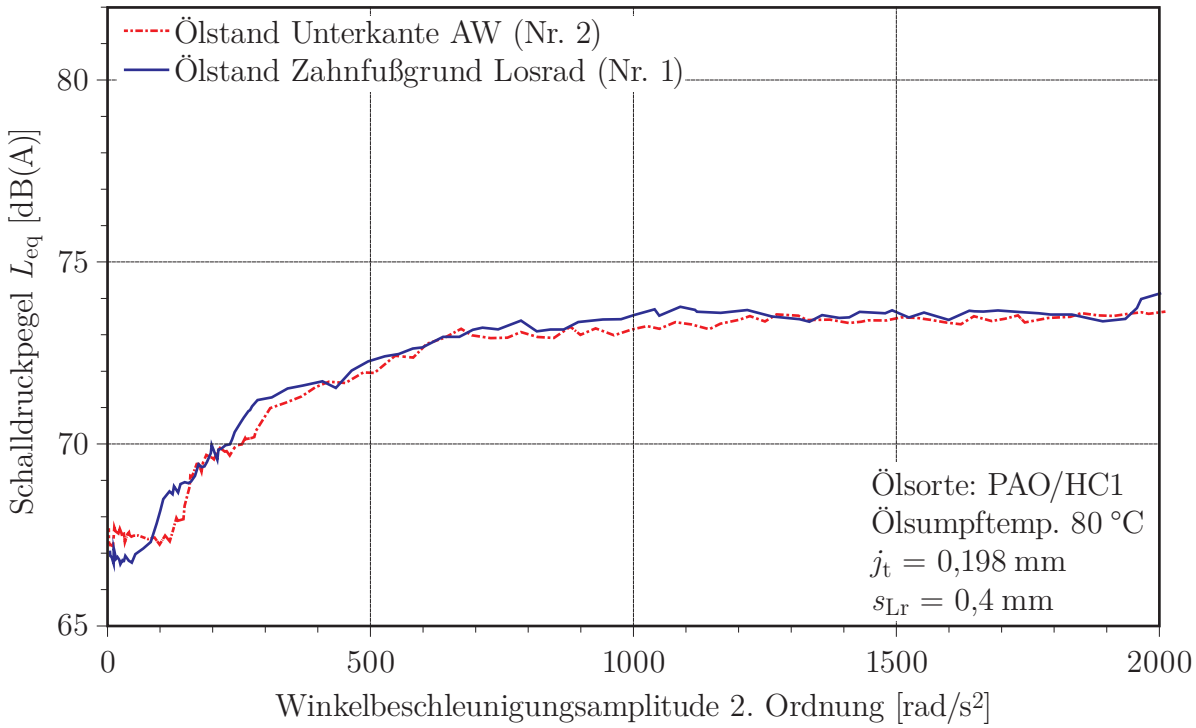

Abb. A.4: Rasselkurven bei Variation des Ölstands im nicht-geschalteten Zustand mit Verdrehflankenspiel 0, 198 mm

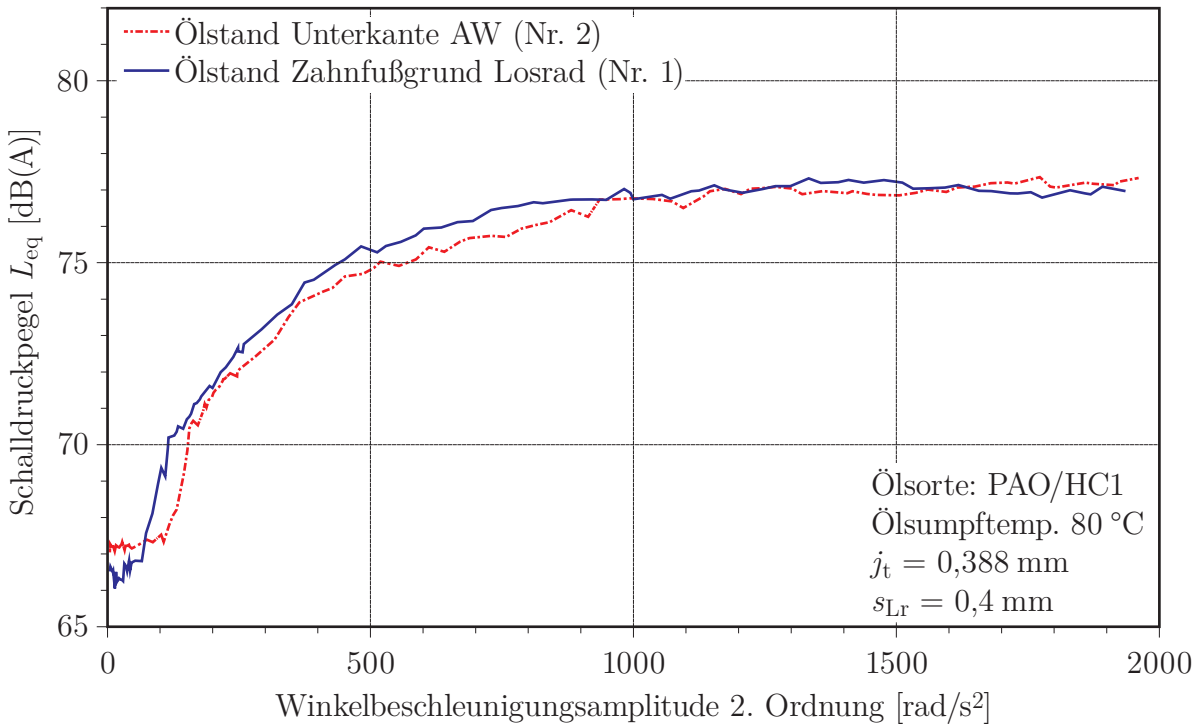

Abb. A.5: Rasselkurven bei Variation des Ölstands im nicht-geschalteten Zustand mit Verdrehflankenspiel 0, 388 mm

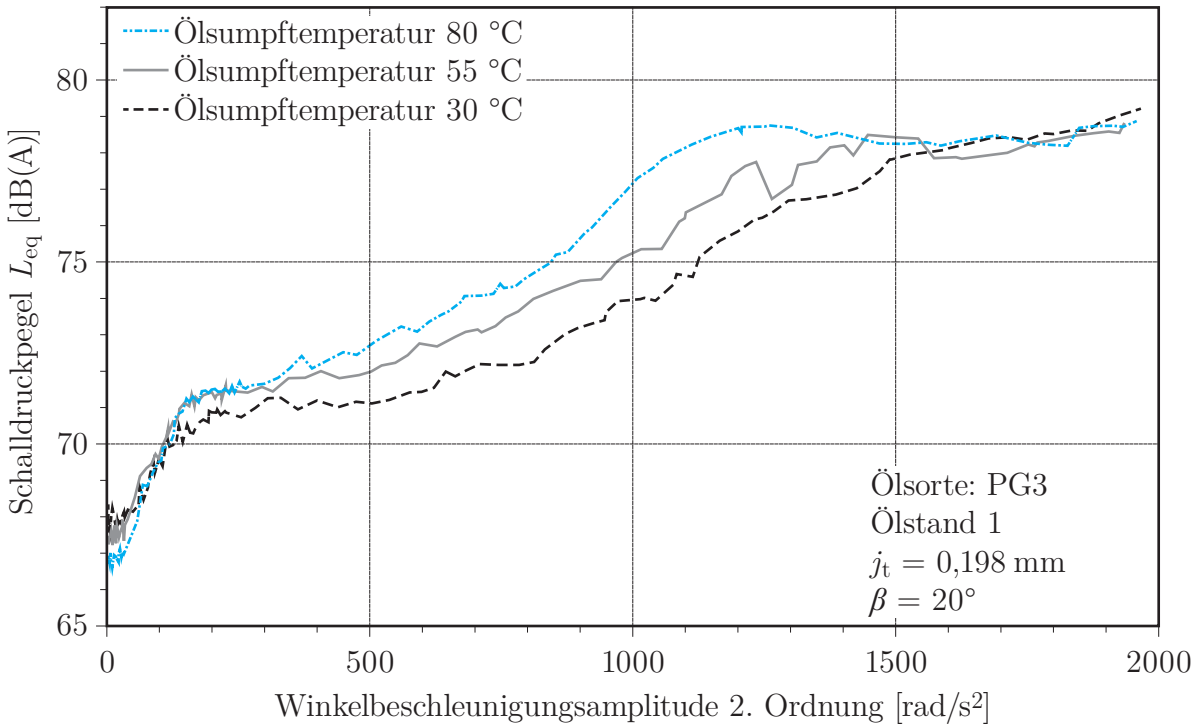

Abb. A.6: Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur im geschalteten Zustand mit PG3

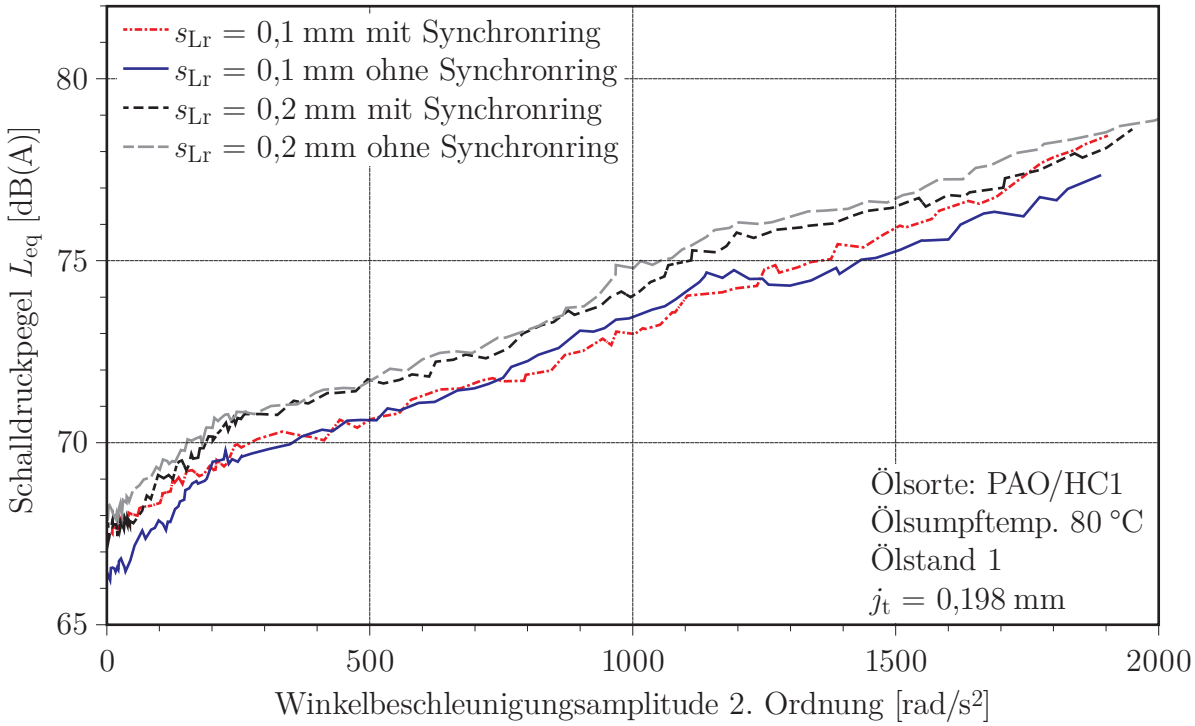

Abb. A.7: Rasselkurven bei ein- bzw. ausgebautem Synchronring im nicht-geschalteten Zustand und unterschiedlichen Axialspielen

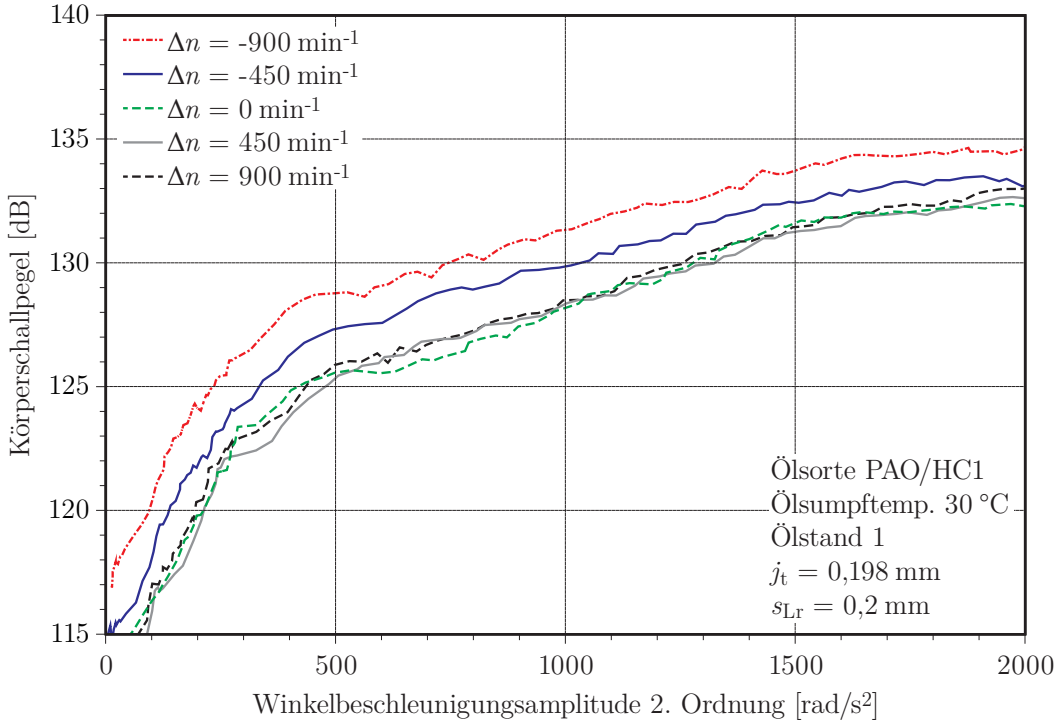

Abb. A.8: Körperschallpegel bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 und Ölsumpftemperatur 30 °C

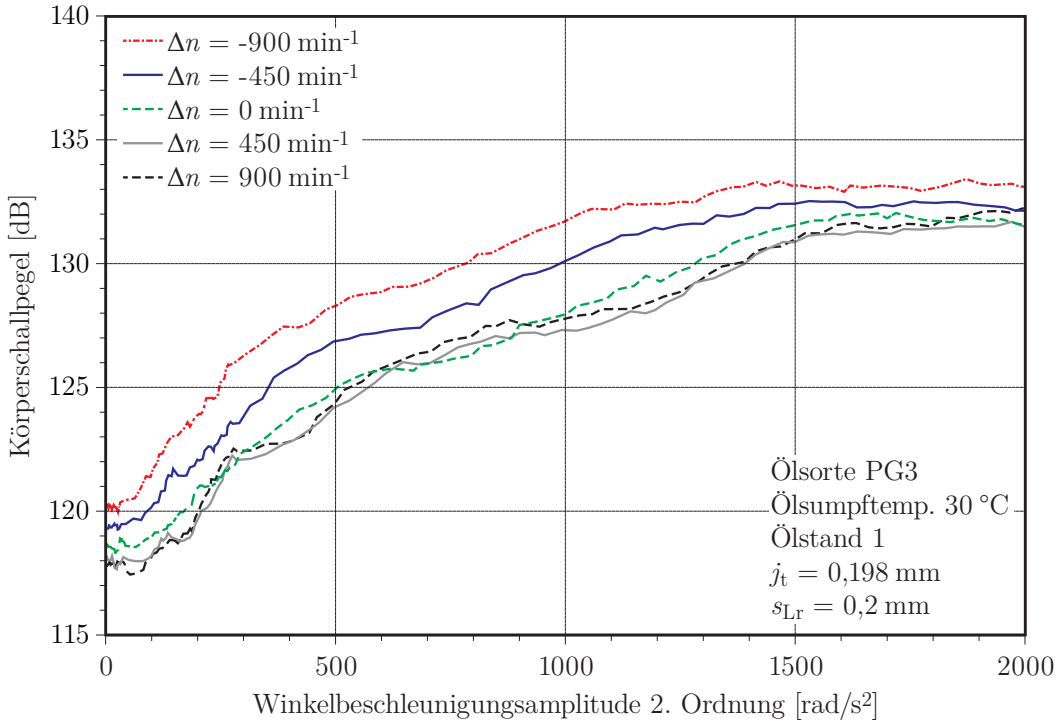

Abb. A.9: Körperschallpegel bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PG3 und Ölsumpftemperatur 30 °C

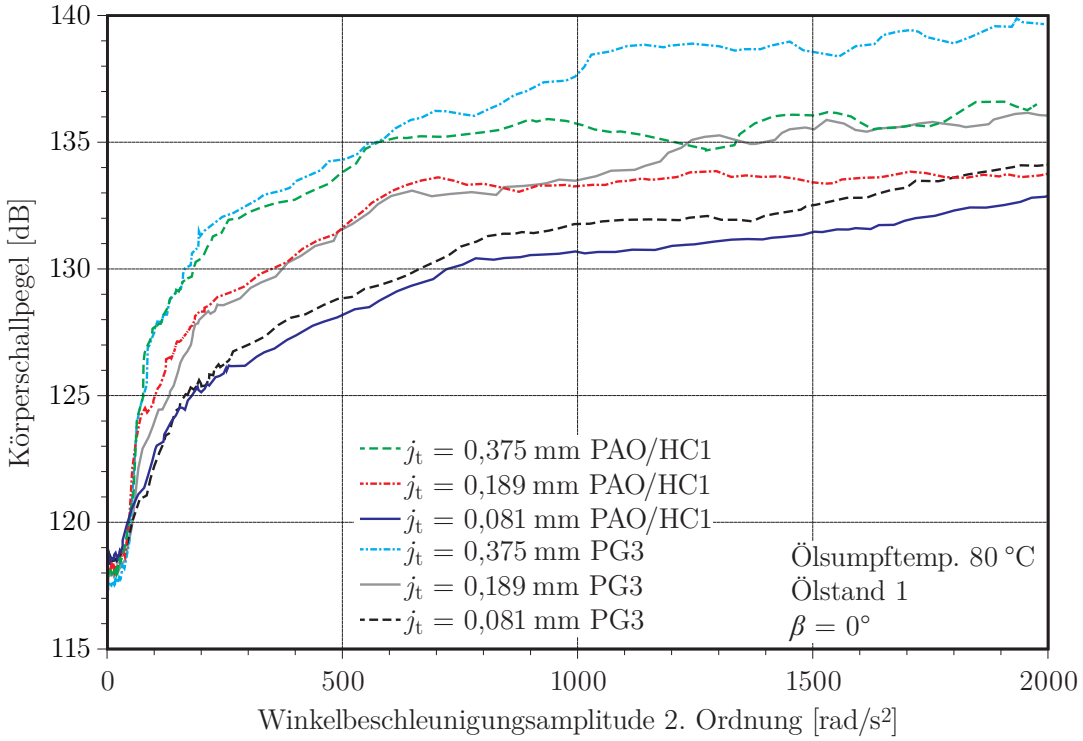

Abb. A.10: Körperschallpegel bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Geradverzahnung

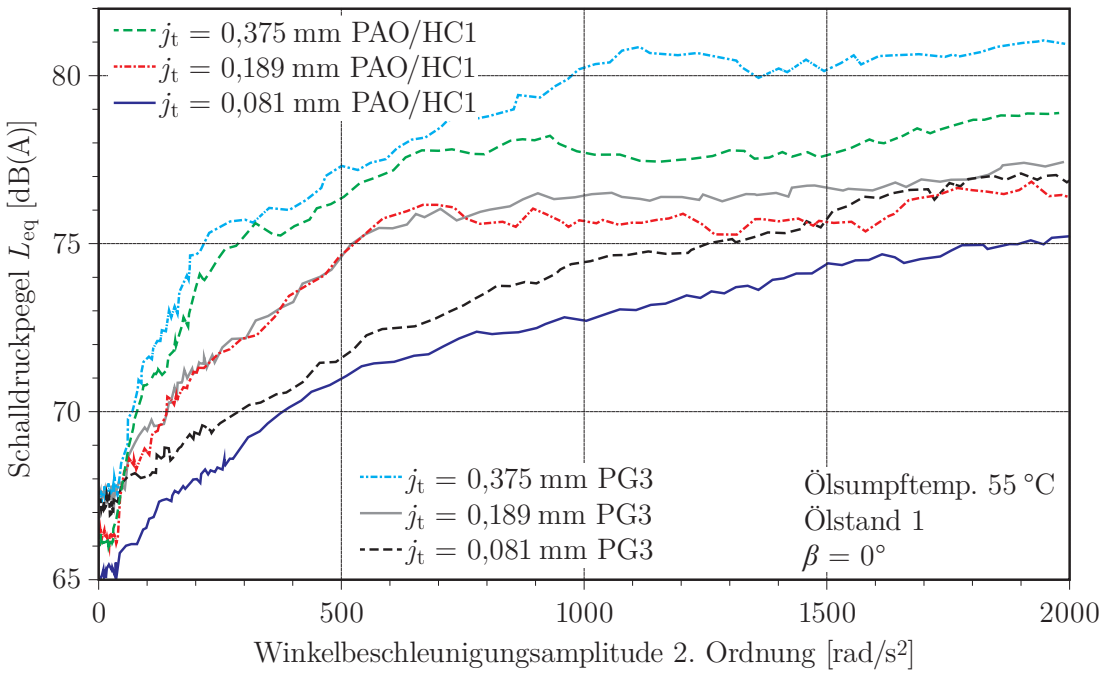

Abb. A.11: Rasselkurven bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Geradverzahnung bei Ölsumpftemperatur 55 °C

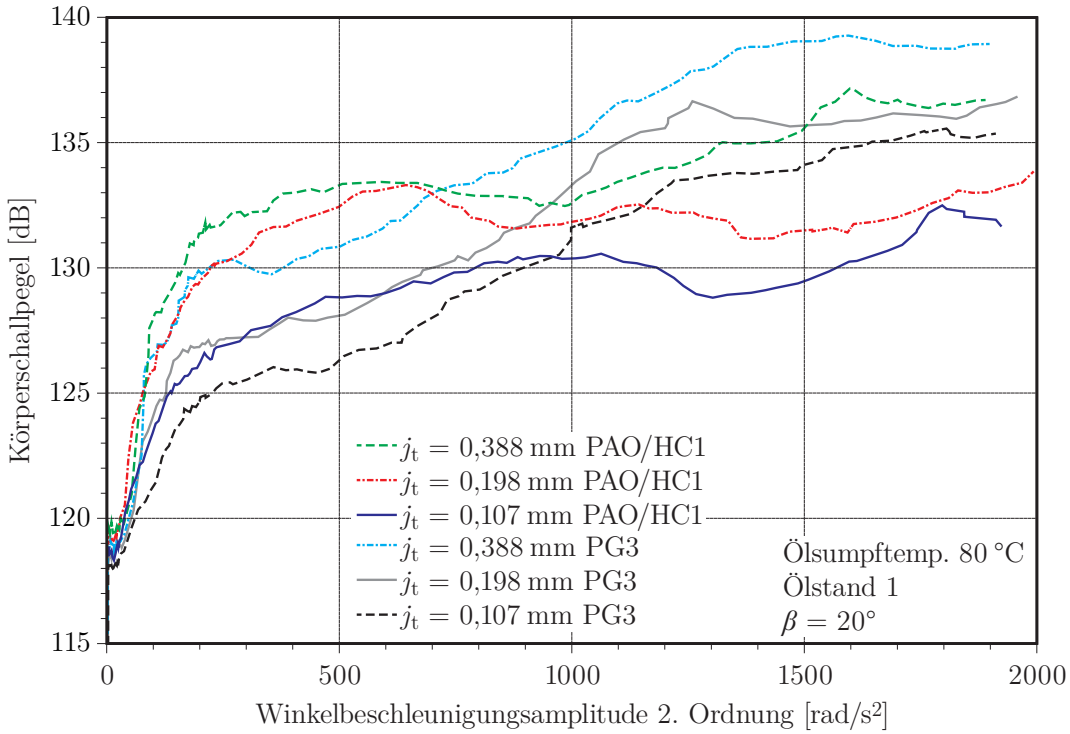

Abb. A.12: Körperschallpegel bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung

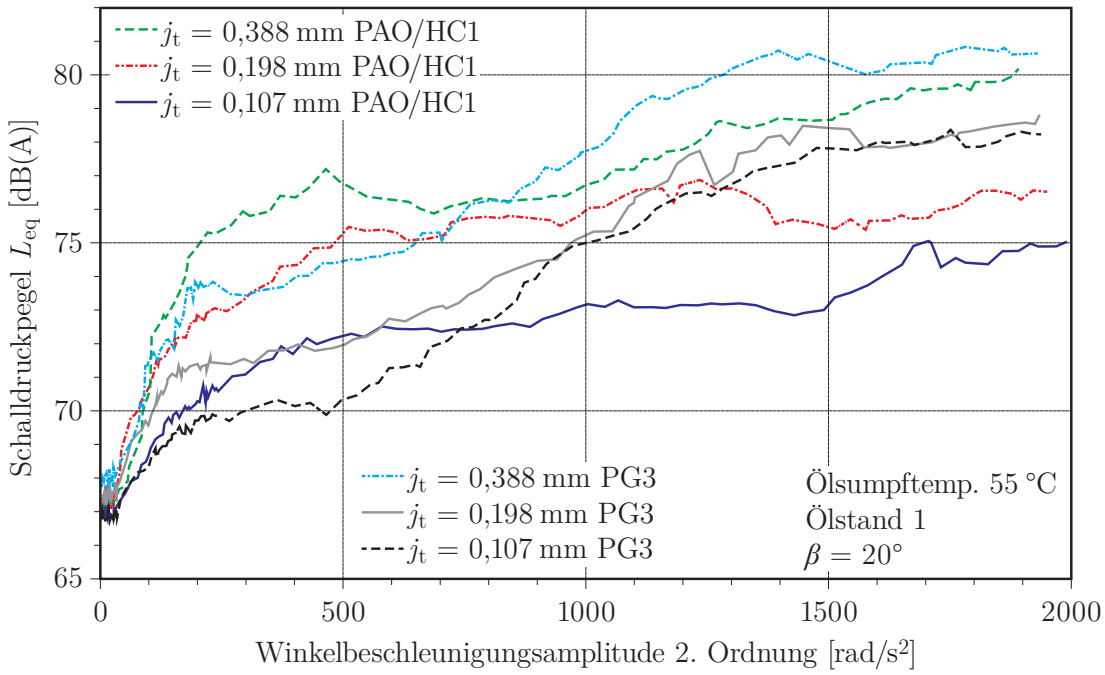

Abb. A.13: Rasselkurven bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung bei Ölsumpftemperatur 55 ℃

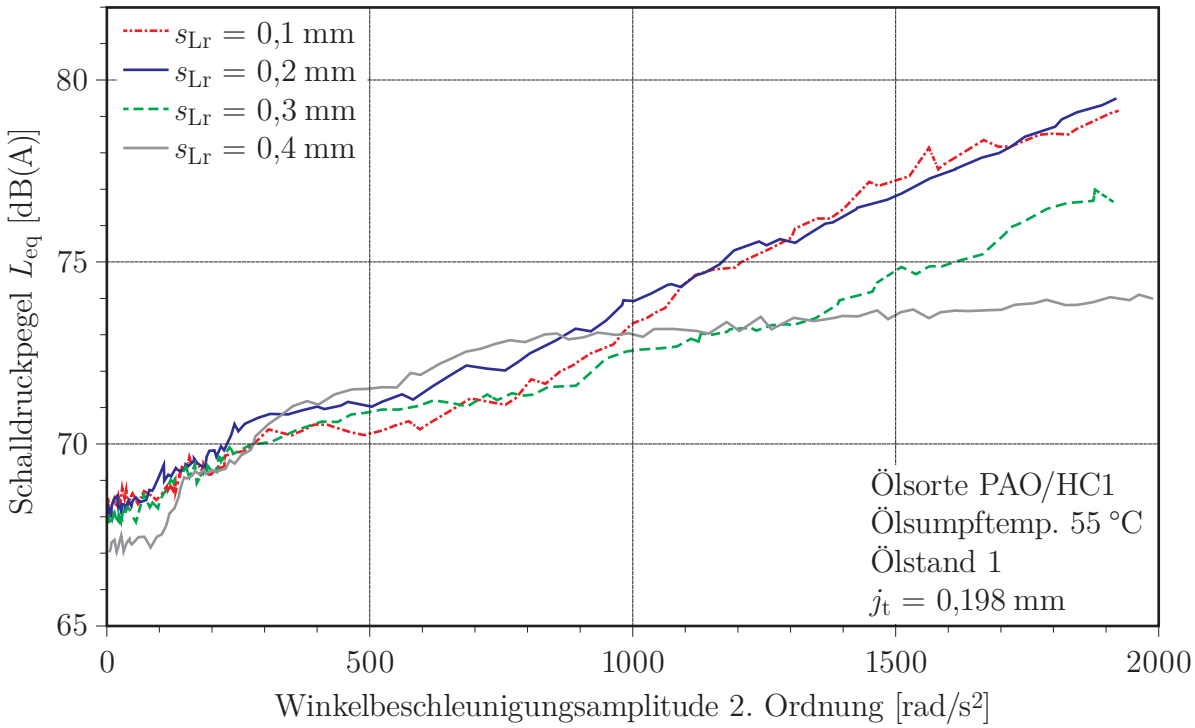

Abb. A.14: Rasselkurven bei Variation des Axialspiels im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 und Ölsumpftemperatur 55 °C

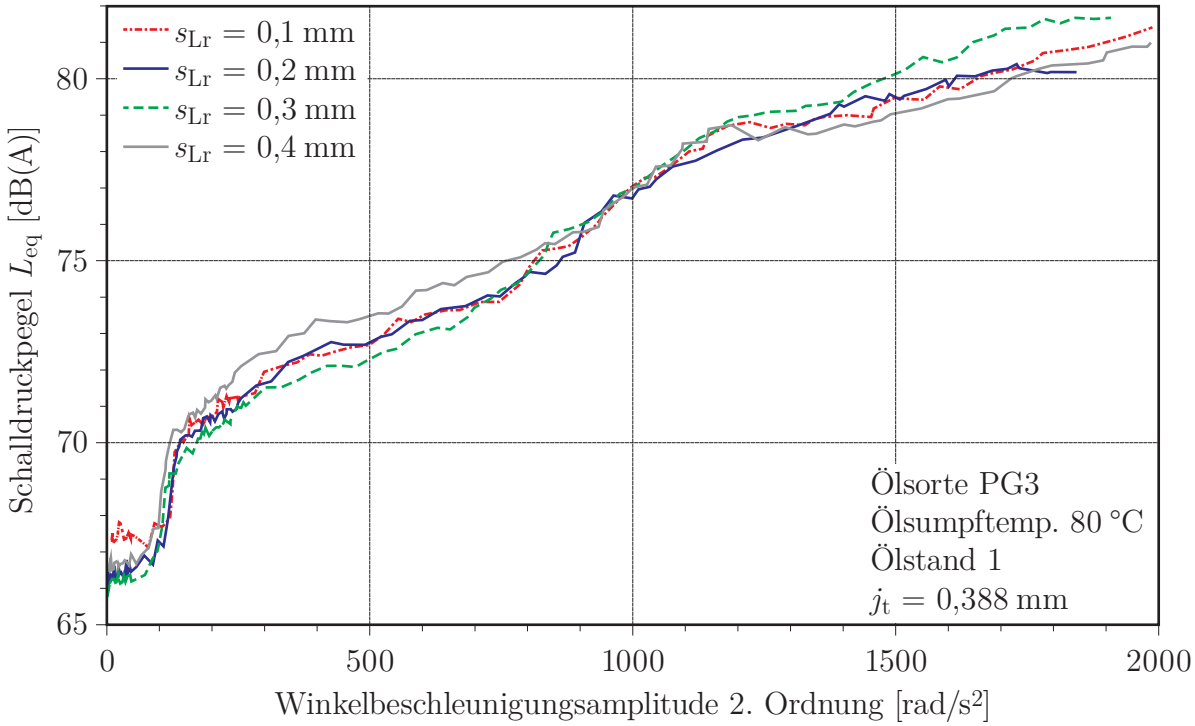

Abb. A.15: Rasselkurven bei Variation des Axialspiels und Verdrehflankenspiel $0,388\,\mathrm{mm}$ im nicht-geschalteten Zustand mit PG3

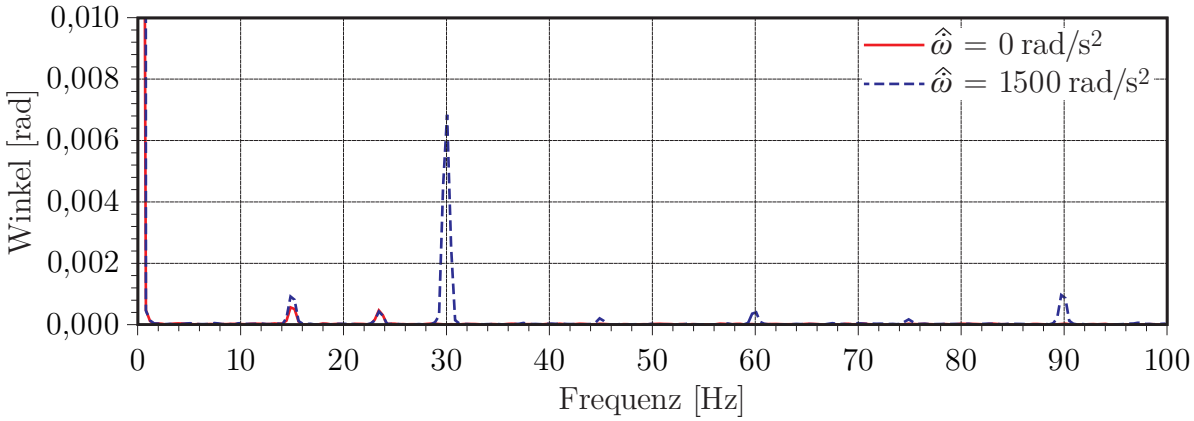

Abb. A.16: Frequenzspektrum des Relativwinkels bei Schrägverzahnung und unterschiedlichen Winkelbeschleunigungsamplituden

B Ergänzungen zum Synchronringrasseln

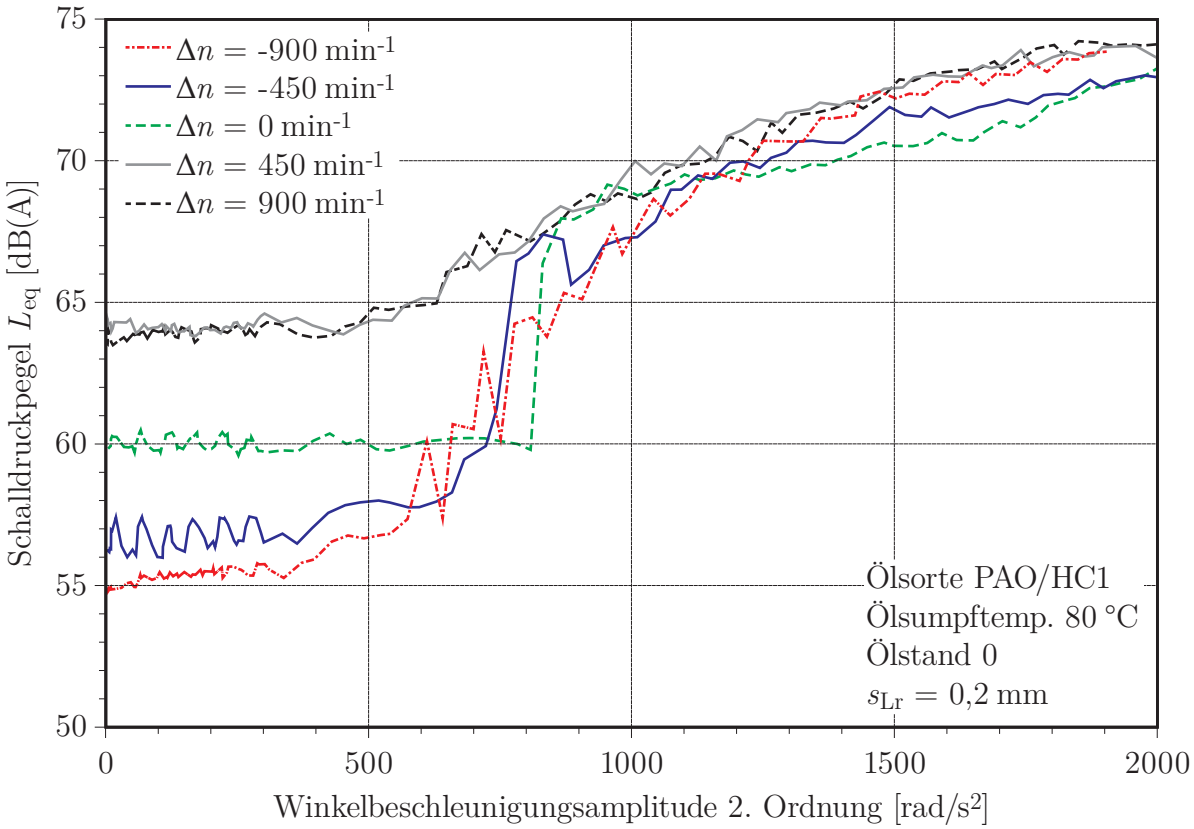

Abb. B.1: Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl mit Ölstand 0 und Ölsorte PAO/HC1

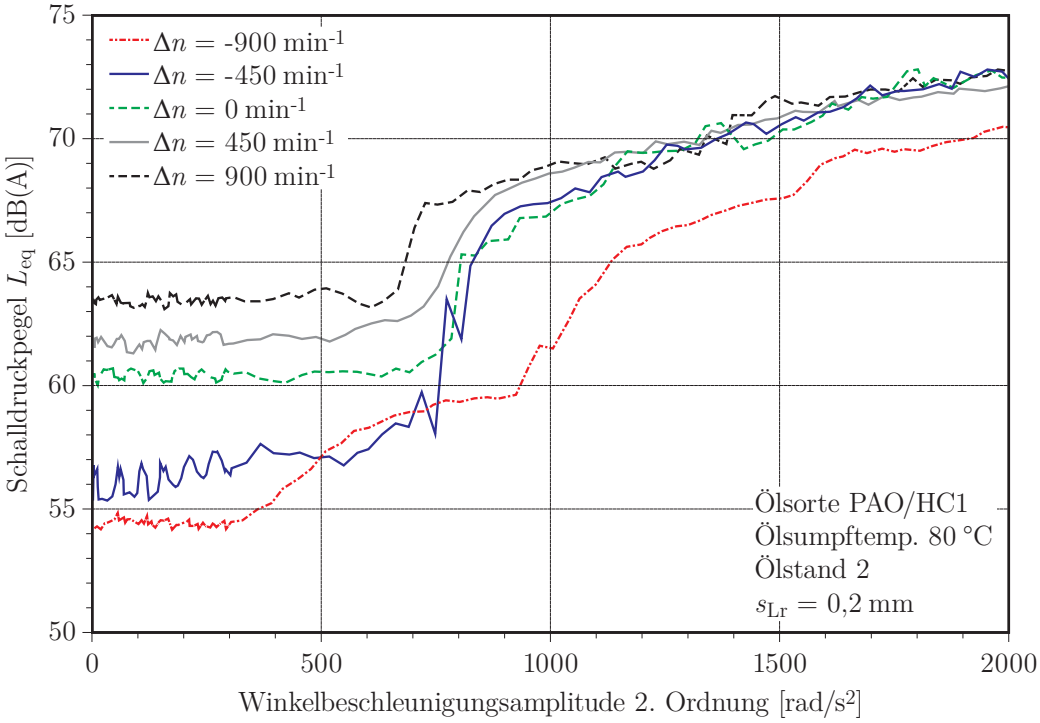

Abb. B.2: Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl mit Ölstand 2 und Ölsorte PAO/HC1

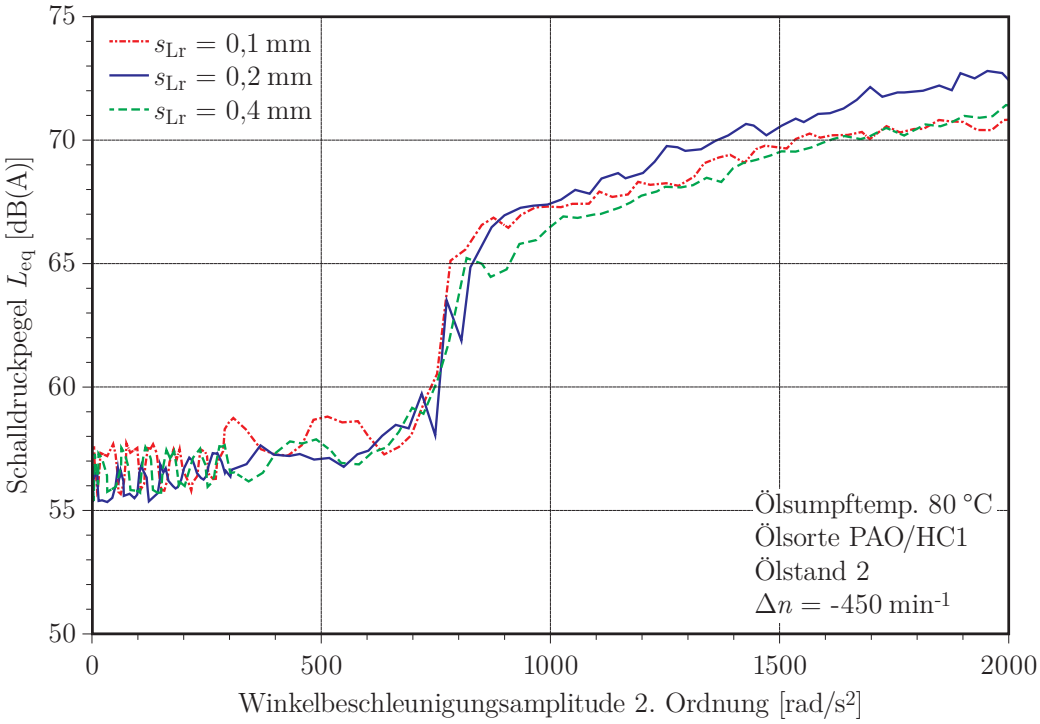

Abb. B.3: Rasselkurven bei Variation des Lüftspiels mit Ölstand 2 und Relativdrehzahl $\Delta n = -450\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$

Abbildungsverzeichnis

2.1 Prognostizierte Marktanteile von Fahrzeuggetrieben für PKW und LCV kleiner als 6 t in Westeuropa 2015 nach Gumpoltsberger u. a. [63] 5
2.2 Ausschnitt eines gemessenen Drehzahlhochlaufs an einem Sechszylindermotor mit ZMS 7
2.3 Ordnungs-APS der Winkelbeschleunigung an primär- und sekundärseitiger Kurbelwelle und an der Getriebeeingangswelle 8
2.4 Einkonus-Synchronisierung nach System Borg-Warner [87] 10

3.1 Einflussparameter auf das Verzahnungsrasseln 21
3.2 Schnittansicht Einkonus-Synchronisierung [99] 22
3.3 Rechnerisch bestimmtes Bewegungsverhalten eines Synchronrings im Verdrehspiel und Ölfilmhöhe/-druck in der Reibfläche bei Drehschwingungsanregung [52] 23
3.4 Einflussparameter auf das Synchronringrasseln 23
3.5 Gemessene Autoleistungsspektren von Luft- und Körperschall einer Rasselkurve 25
3.6 Schematischer Aufbau des Rasselgeräuschprüfstands für Fahrzeuggetriebe 26
3.7 Versuchsaufbau des Rasselgeräuschprüfstands mit einstufigem Prüfgetriebe 28
3.8 Verlauf der Anregungsamplitude mit der 2. Ordnung in Abhängigkeit der Prüfdauer mit unterschiedlichen Trägheitsmomenten 30
3.9 Gemessene Rasselkurve, Drehzahlverlauf der Getriebeeingangswelle und Gehäusebeschleunigung einer rasselnden Stirnradverzahnung . . 31
3.10 Terzpegeldifferenzen zwischen gemessenem Schalldruckpegel und dem erwartetem Schalldruckpegel an den drei Mikrofonpositionen 32
3.11 Schallabsorptionsgrad der Wandverkleidung bei senkrechtem Schalleinfall 33

4.1 Kontaktwinkelmessgerät OCA 20 44
4.2 Gemessene Oberflächenspannung der Getriebeöle in Abhängigkeit der Temperatur 44

4.3 Gemessene polare und disperse Anteile der Oberflächenspannung ausgewählter Getriebeöle bei 25 °C 46
4.4 Berechneter Spreitungskoeffizient von ausgewählten Getriebeölen auf der Zahnradoberfläche mit $R_q = 0,115\,\mu m$ 47
4.5 Schematischer Aufbau der Mini Traction Machine zur Reibwertmessung nach Wincierz u. Krapfl [152] 49
4.6 Stribeckkurven von ausgewählten Getriebeölen bei $SRR = 0,5$ (Rollen mit überlagertem Gleiten) 50
4.7 Stribeckkurven von ausgewählten Getriebeölen bei $SRR = 0,05$ (nahezu reines Rollen) 51
4.8 Schematischer Aufbau des Rheometers zur Messung des Fließverhaltens unter Scherbeanspruchung 53
4.9 Dynamische Viskosität ausgewählter Getriebeöle in Abhängigkeit der Scherrate bei 80 °C 54

5.1 Schnittansicht Mercedes-Benz FSG 180 für Front-Quer-Antrieb . . . 56
5.2 Rasselstellen Mercedes-Benz FSG 180 im geschalteten 1. Gang mit geschlossener Anfahrkupplung und Leistungsübertragung zu den Vorderrädern 57
5.3 Rasselkurven bei Verwendung von serienmäßigen Getriebeölen und Ölzusätzen im 1. Gang 59
5.4 Rasselkurven bei Verwendung von kommerziellen Getriebeölen und des Traktionsfluids im 1. Gang 61
5.5 Rasselkurven bei Verwendung von PAG im 1. Gang 62
5.6 Rasselkurven mit Ölformulierungen aus verschiedenen Grundöltypen im 1. Gang 64
5.7 Rasselkurven mit unterschiedlichen Typen von VI-Verbesserern im 1. Gang 65
5.8 Rasselkurven mit verschiedenen Konzentrationen von dispergierendem PAMA im 1. Gang 67
5.9 Rasselkurven mit unterschiedlichen Typen von VI-Verbesserern in hoher Konzentration im 1. Gang 69
5.10 Rasselkurven mit Esterölformulierungen im 1. Gang 70
5.11 Rasselkurven mit verschiedenen Typen von Reibwertveränderern im 1. Gang 71
5.12 Rasselkurven mit verschiedenen Konzentrationen des Si-Entschäumers im 1. Gang 72
5.13 Antriebsseitiges Verlustmoment des MT im 1. Gang 73

6.1 Getriebeschema des einstufigen Prüfgetriebes 75
6.2 Außenansicht des einstufigen Prüfgetriebes in CAD-Darstellung . . 76

6.3 Schnittansicht des einstufigen Prüfgetriebes in CAD-Darstellung . . 77
6.4 Rasselgeräuschprüfstand mit einstufigem Prüfgetriebe und den verwendeten Mikrofonpositionen 78
6.5 Verdrehflanken-, Normalflanken- und Radialspiel einer Stirnradverzahnung nach Wittel u. a. [155] 81
6.6 Achsabstand der Stirnradverzahnung in Abhängigkeit der Exzenterposition (schematisch) 81
6.7 Untersuchte Ölstände im einstufigen Prüfgetriebe 83
6.8 Modifizierte Schaltmuffe und Schnittansicht Losrad mit Synchronisierung 84
6.9 Rasselkurven bei Variation des Ölstands im geschalteten Zustand mit PAO/HC1 86
6.10 Rasselkurven bei Variation des Ölstands und Einfluss der Ölsorte im nicht-geschalteten Zustand 87
6.11 Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur im geschalteten Zustand mit PAO/HC1 89
6.12 Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 89
6.13 Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur im nicht-geschalteten Zustand mit PG3 90
6.14 Körperschallpegel bei ein- bzw. ausgebautem Synchronring im nicht-geschalteten Zustand und unterschiedlichen Axialspielen 91
6.15 Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 und Ölsumpftemperatur 30 °C 93
6.16 Tangentialgeschwindigkeitsverteilung an einem Wälzkörper eines Nadellagers in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit von Losrad und Getriebeausgangswelle (schematisch) 94
6.17 Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 und Ölsumpftemperatur 80 °C 95
6.18 Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PG3 und Ölsumpftemperatur 80 °C 96
6.19 Rasselkurven bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Geradverzahnung 97
6.20 Rasselkurven bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung 98
6.21 Rasselkurven bei Variation des Axialspiels im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 100
6.22 Rasselkurven bei Variation des Axialspiels und Verdrehflankenspiel $j_t = 0,107\,\mathrm{mm}$ im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 101
6.23 Rasselkurven bei Variation des Axialspiels und Verdrehflankenspiel $j_t = 0,388\,\mathrm{mm}$ im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 101

6.24 Rasselkurven bei Variation des Axialspiels im nicht-geschalteten Zustand mit PG3 102
6.25 Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur mit Ölstand 2 . 105
6.26 Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur mit Ölstand 0 . 106
6.27 Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl mit Ölstand 1 und Ölsorte PAO/HC1 107
6.28 Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl mit Ölstand 1 und Ölsorte PG3 108
6.29 Rasselkurven bei Variation des Lüftspiels mit Ölstand 2 109

7.1 Einfluss des Schrägungswinkels auf die Drehwegabweichung im geschalteten Zustand und Verdrehflankenspiel Serie mit PAO/HC1 bei $\hat{\dot{\omega}} = 0\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 112
7.2 Einfluss des Schrägungswinkels auf die Drehwegabweichung im geschalteten Zustand und Verdrehflankenspiel Serie mit PAO/HC1 bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 113
7.3 Frequenzspektrum des Relativwinkels bei Geradverzahnung und unterschiedlichen Winkelbeschleunigungsamplituden 115
7.4 Einfluss des Verdrehflankenspiels auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 bei $\hat{\dot{\omega}} = 500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 117
7.5 Einfluss des Verdrehflankenspiels auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 118
7.6 Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung bei $\hat{\dot{\omega}} = 500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 119
7.7 Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 120
7.8 Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand bei $\hat{\dot{\omega}} = 100\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 121
7.9 Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand bei $\hat{\dot{\omega}} = 500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 122
7.10 Einfluss der Ölsorte auf die Drehwegabweichung im nicht-geschalteten Zustand bei $\hat{\dot{\omega}} = 1500\,{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2}$ 124
7.11 Eintrittsstoß infolge verformter Zähne 2* und 2 [102] 125

A.1 Rasselkurven bei Variation des Ölstands im geschalteten Zustand mit PG3 149
A.2 Rasselkurven bei Variation des Ölstands im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung 150
A.3 Körperschallpegel bei Variation des Ölstands und Einfluss der Ölsorte im nicht-geschalteten Zustand 150

A.4 Rasselkurven bei Variation des Ölstands im nicht-geschalteten Zustand mit Verdrehflankenspiel 0,198 mm 151
A.5 Rasselkurven bei Variation des Ölstands im nicht-geschalteten Zustand mit Verdrehflankenspiel 0,388 mm 151
A.6 Rasselkurven bei Variation der Ölsumpftemperatur im geschalteten Zustand mit PG3 152
A.7 Rasselkurven bei ein- bzw. ausgebautem Synchronring im nicht-geschalteten Zustand und unterschiedlichen Axialspielen 152
A.8 Körperschallpegel bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 und Ölsumpftemperatur 30 °C 153
A.9 Körperschallpegel bei Variation der Relativdrehzahl im nicht-geschalteten Zustand mit PG3 und Ölsumpftemperatur 30 °C 153
A.10 Körperschallpegel bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Geradverzahnung . . 154
A.11 Rasselkurven bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Geradverzahnung bei Ölsumpftemperatur 55 °C 154
A.12 Körperschallpegel bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung . . 155
A.13 Rasselkurven bei Variation des Verdrehflankenspiels und Einfluss der Ölsorte im geschalteten Zustand mit Schrägverzahnung bei Ölsumpftemperatur 55 °C 155
A.14 Rasselkurven bei Variation des Axialspiels im nicht-geschalteten Zustand mit PAO/HC1 und Ölsumpftemperatur 55 °C 156
A.15 Rasselkurven bei Variation des Axialspiels und Verdrehflankenspiel 0,388 mm im nicht-geschalteten Zustand mit PG3 156
A.16 Frequenzspektrum des Relativwinkels bei Schrägverzahnung und unterschiedlichen Winkelbeschleunigungsamplituden 157

B.1 Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl mit Ölstand 0 und Ölsorte PAO/HC1 159
B.2 Rasselkurven bei Variation der Relativdrehzahl mit Ölstand 2 und Ölsorte PAO/HC1 160
B.3 Rasselkurven bei Variation des Lüftspiels mit Ölstand 2 und Relativdrehzahl $\Delta n = -450\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$ 160

Tabellenverzeichnis

1.1 Getriebegeräusche und ihre Ursachen [100] 2

4.1 Polarer und disperser Anteil der Oberflächenspannung der Zahnradoberfläche 46

5.1 Viskositätsdaten der serienmäßigen Getriebeöle 59
5.2 Viskositätsdaten kommerzieller Getriebeöle und des Traktionsfluids 60
5.3 Viskositätsdaten der Polyalkylenglykole 61
5.4 Viskositätsdaten der Getriebeöle aus unterschiedlichen Grundöltypen 63
5.5 Viskositätsdaten der Getriebeöle mit unterschiedlichen Typen von VI-Verbesserern 65
5.6 Viskositätsdaten der Getriebeöle mit verschiedenen Konzentrationen von dispergierendem PAMA 66
5.7 Viskositätsdaten der Getriebeöle mit unterschiedlichen Typen von VI-Verbesserern in hoher Konzentration 68
5.8 Viskositätsdaten der Formulierungen mit Estern 69

6.1 Mittleres Axialspiel des Losrads mit Schrägverzahnung 80
6.2 Verzahnungsdaten des einstufigen Prüfgetriebes 80
6.3 Mittlere Verdrehflankenspiele der Geradverzahnung bezogen auf Wälzkreis Losrad 82
6.4 Mittlere Verdrehflankenspiele der Schrägverzahnung bezogen auf Wälzkreis Losrad 83
6.5 Untersuchte Relativdrehzahlen der Messreihe Verzahnungsrasseln . 93
6.6 Untersuchte Relativdrehzahlen der Messreihe Synchronringrasseln . 104

Lebenslauf

Persönliche Daten

geb. am 10. Februar 1982
ledig

Schule

1992 bis 2001	Abitur am Immanuel-Kant-Gymnasium, Leinfelden

Wehrdienst

11/2001 bis 07/2002	2./Gebirgspionierbataillon 8, Brannenburg

Studium

10/2002 bis 10/2008	Studium an der Universität Stuttgart Abschluss: Diplom-Ingenieur Fachrichtung: Maschinenwesen Schwerpunkte: Konstruktionstechnik und Verbrennungsmotoren

Berufliche Tätigkeiten

11/2008 bis 12/2012	Akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart im Bereich Antriebstechnik

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszylinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnen mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner; K.-H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas; H.K. Müller	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteilsuchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächendichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnradpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnradpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätsinformationssystems für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeugschleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fanglabyrinthe
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräserherstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnradpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozeß
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenlaufflächen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlaufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungsmodell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen - Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Klaiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen