

Süreyya Nejat Doğan

Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben

D 93
ISBN 3 - 921920 – 91 - 4

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 6170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Institutsleiter

Zur Minimierung der Loseilgeräusche von Fahrzeuggetrieben

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

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Süreyya Nejat Doğan
geboren in Ankara/Türkei

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. G. Lechner

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. H. Binz

Tag der Einreichung: 30.06.1999

Tag der mündlichen Prüfung: 22.05.2001

Institut für Maschinenelemente

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Das Projekt wurde im Rahmen des Forschungsvorhabens "Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben" durch die Firma GETRAG – Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie – unterstützt und gefördert, wofür hier insbesondere auch an die Mitarbeiter mein besonderer Dank gilt.

Meinem verehrten Lehrer, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Lechner, ehemaliger geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenelemente der Universität Stuttgart, danke ich besonders für die Förderung meiner wissenschaftlichen Tätigkeit, für die konstruktiven Anregungen zu dieser Arbeit und das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Binz, geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenkonstruktion und Getriebebau der Universität Stuttgart, danke ich für die kritische Durchsicht der Arbeit, die konstruktiven Hinweise und die Übernahme des Mitberichts.

Für die vertrauensvolle Zusammenarbeit, den zahlreichen wertvollen Diskussionen, der intensiven Durchsicht der Arbeit sowie den wissenschaftlich fundierten Anregungen möchte ich mich ganz herzlich bei meinem Freund und Teamkollegen Herrn Dipl.-Ing. Joachim Ryborz bedanken. Ich danke auch allen Studenten, die als wissenschaftliche Hilfskräfte oder im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten bei der Durchführung und Auswertung von Versuchen diese Arbeit unterstützt haben.

Ausdrücklich bedanken möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts für das stets gute „Klima“ am IMA und bei den Herren S. Häbich, R. Luik und M. Sachs für die elektrische und mechanische Werkstattunterstützung.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern für die moralische Unterstützung und meinen beiden Brüdern Dr. med. Nevzat Doğan und Dipl.-Ing. Necdet Doğan für die hilfreichen Anregungen sowie bei der Durchsicht dieser Arbeit.

Stuttgart, im Juni 2001

Süreyya Nejat Doğan

Meinen Eltern gewidmet

Inhalt

Bezeichnungen	vii
1 Einleitung	1
1.1 Einteilung der Getriebegeräusche	2
1.2 Ziel und Aufbau der Arbeit	3
2 Stand der Forschung und Technik	6
3 Losteilschwingungen in Getrieben	9
3.1 Torsionsschwingungen im Antriebsstrang.....	9
3.2 Anordnung der Getriebe im Antriebsstrang.....	12
3.3 Bewegungsverhalten der Losteile	14
3.4 Modellbeschreibung.....	18
3.5 Einflüsse auf das Klappern und Rasseln	19
3.6 Numerisches Simulationsverfahren	20
3.7 Näherungsverfahren zur Geräuschabschätzung	23
3.8 Grafische Benutzeroberfläche des EKM-Programms.....	24
3.9 Näherungsverfahren zur Schleppmomentabschätzung	26
3.9.1 Quetschmoment.....	27
3.9.2 Synchronisierungsschleppmoment.....	28
3.9.3 Lagerreibungsmoment.....	29
3.9.4 Planschmoment.....	30
3.9.5 Schleppmomentprogramm	31
3.10 Bestimmung der Losteilbewegung.....	32
4 Beurteilungskriterien für Getriebegeräusche	34
4.1 Subjektive und objektive Bewertung der Geräusche	34
4.2 Objektive Bewertung der Geräusche am Prüfstand	36
5 Durchführung der Versuche	40
5.1 Versuchsprinzipien.....	40
5.2 Prüfstandskonzept und -aufbau	42
5.3 Vorbereitung der Versuche	46
5.4 Meßwerterfassung und -verarbeitung	46

6 Klapper- und Rasseluntersuchungen	51
6.1 Versuche zum Leerlaufklappern	51
6.1.1 Leerlaufmessungen an Koaxialgetrieben	51
6.1.2 Leerlaufmessungen an Front-/Quergetrieben	56
6.2 Versuche zum Zug- und Schubrasseln	58
6.2.1 Rasselmessungen am Koaxialgetriebe	59
6.2.2 Rasselmessungen am Front-/Quergetriebe	61
6.3 Versuche zur Einbaulage des Getriebes	63
6.3.1 Einfluß der Neigung um die Fahrzeuglängsachse	64
6.3.2 Einfluß der Verdrehung um die Fahrzeuglängsachse	65
6.4 Versuche mit Variation der Getriebeparameter	68
6.4.1 Variation des Hauptachsabstandes	68
6.4.2 Variation der Anregungsfunktion	69
6.4.3 Variation des Verdrehflankenspiels	74
6.4.4 Variation des Axialspiels	76
6.4.5 Variation des Radialspiels	77
6.4.6 Einfluß der Verzahnungsoberfläche	78
6.4.7 Einfluß des Schmierstoffs	80
6.5 Einschränkung der Bewegungsmöglichkeit der Lasteile	83
6.5.1 Reibelemente an der Zahnradnabe	83
6.5.2 Reibelemente an der Zahnradstirnfläche	85
6.5.3 Axialstoßminderung durch Elastomereinlagen	86
6.5.4 Elastomereinlage im Zahnfußgrund	87
6.5.5 Axial angeordnete Magnetscheiben	89
6.5.6 Wirbelstrombremse	90
6.6 Vergleich Simulation mit Messung	95
6.6.1 Näherungsweise Geräuschberechnung von Kompletgetrieben	95
6.6.2 Näherungsweise Geräuschberechnung bei Parametervariation	99
6.6.3 Näherungsweise Berechnung des Schleppmoments	101
7 Physikalische Wirkprinzipien zur Beschreibung der Lasteilberuhigung	105
7.1 Systematische Darstellung des Lösungsraums	105
7.2 Ausführungsbeispiele zur Lasteilberuhigung	114
7.3 Aufbau eines Datenbanksystems zur Lasteilberuhigung	121
8 Zusammenfassung	123
Literaturverzeichnis	126

Bezeichnungen

Formelzeichen

A_G	mm^2	Innenquerschnittsfläche des Getriebegehäuses in der Stirnschnittebene der Zahnräder
C_{fa}	-	Bezogene Reibkraft in Axialrichtung
C_{Im}	-	Bezogene mittlere Stoßintensität
C_{mv}	-	Bezogenes Umfangsschleppmoment
C_{sa}	-	Bezogenes Spiel in Axialrichtung
C_{sv}	-	Bezogenes Spiel in Umfangsrichtung
F_a	N	Äußere Kraft
F_G	N	Gewichtskraft
F_R	N	Reibkraft
Fr	-	Froudezahl
F_Z	N	Fliehkraft
I	A	Magnetisierungsstrom
I_m	N	Mittlere Stoßintensität
J	kg m^2	Massenträgheitsmoment
L_{Ges}	dB	Gesamtgeräuschpegel
L_{Grund}	dB	Grundgeräuschpegel
L_i	dB	Einzelne Lostergeräusche
L_p	dB	Schalldruckpegel
Re	-	Reynoldzahl
T_2	Nm	Schleppmoment am Losrad
T_L	Nm	Lagerreibungsmoment
T_{Pl}	Nm	Planschmoment
T_{Sy}	Nm	Synchronisierungsschleppmoment
T_{Qu}	Nm	Quetschmoment
U	mm	Im Ruhestand benetzter Umfang von A_G
V_0	m^3	Gesamtes Ölvolumen
V_Z	m^3	Vom Rad verdrängtes Ölvolumen
a	mm	Achsabstand
b	mm	Zahnbreite
b_{Sy}	mm	Breite des Ölspaltes am Synchronring
c_{Pl}	-	Planschmomentfaktor
c_{Sp}	-	Spritzölfaktor
c_v	-	Ölvolumenfaktor

c_w	-	Wandabstandsfaktor
d_m	mm	Mittlerer Lagerdurchmesser
d_{Sy}	mm	Mittlerer Reibflächendurchmesser
e	mm	Eintauchtiefe
e_{max}	mm	Maximale Eintauchtiefe
f_0	-	Lagerfaktor
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h_0	mm	Normierte Zahnhöhe
h	mm	Zahnhöhe
h_c	mm	Höhenunterschied
h_{Sy}	mm	Höhe des Ölspalts am Synchronring
i	-	Motorhauptordnung
$i_{bezogen}$	-	Bezogene Übersetzung
$i_{iz, ix, ia}$	mm	Bezogene Stoßintensitäten der jeweiligen Koordinatenrichtungen
k	-	Kalibrierfaktor
l_H	mm	Hydraulische Länge
m	kg	Masse
n_0	1/min	Grunddrehzahl
$n_{2,w}$	1/min	Relativedrehzahl zwischen Losteil und Welle
p	bar	Druck
r	mm	Teilkreisradius
r_a	mm	Kopfkreisradius
r_b	mm	Betriebswälzkreisradius
s_a	mm	Axialspiel
s_v	mm	Verdrehflankenspiel
s_{zu}	mm	Radialer Wandabstand auf der Ölzulaufseite
t	s	Zeit
v_t	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis
x_1, x_2	mm	Wege, Koordinaten
β	°	Schrägungswinkel
φ	rad	Abschleuderwinkel
φ_0	rad	Verdrehwinkel
$\Delta\varphi_0$	rad	Differenz des Fest- und Losradverdrehwinkels
$\vartheta_{öl}$	°C	Öltemperatur
μ	-	Reibungsbeiwert
ν	mm ² /s	Kinematische Ölviskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
ρ_0	kg/m ³	Dichte bei Atmosphärendruck $p = 1,013 \text{ bar}$, $\vartheta = 0^\circ \text{ C}$

τ_{anf}	-	Dimensionslose Zeit für Simulationsanfang
τ_{end}	-	Dimensionslose Zeit für Simulationseende
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_{An}	rad/s	Anregungsfrequenz
$\omega_{\text{Sy,w/ 2}}$	rad/s	Geschwindigkeit zwischen Losteil und Welle
$\hat{\omega}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigungsamplitude

Indizes

1	Anregendes Teil, Festrad
2	Losteil, Losrad
1Gg., 5Gg.	Betrachtete Gangstufe
AW	Atriebswelle
FR	Festrad
Ges	Gesamt
LR	Losrad
Laminar	Laminare Strömung
N	Nordpol des Magneten
Pl	Plansch
Qu	Quetsch
R	Reib
S	Südpol des Magneten
Sp	Spritz
Sy	Synchronring
Turbulent	Turbulente Strömung

anf	Simulationsbeginn
end	Simulationseende
getrieben	Getriebenes Teil
i	Einzelstoß, Numerierung
m	Mittel
max	Maximal
treibend	Treibendes Teil
^	Amplitude

1 Einleitung

Die stetige Entwicklung von verbrauchs- und emissionsoptimierten Verbrennungsmotoren und die zunehmenden Anforderungen seitens des Gesetzgebers bezüglich der Vorbeifahrtsgeräusche eines Kraftfahrzeugs sowie der Automobilindustrie hinsichtlich der Geräuschminimierung, Leistung, Zuverlässigkeit und des Gesamtwirkungsgrads begünstigen höhere Drehungleichförmigkeiten von Verbrennungsmotoren. Diese Drehungleichförmigkeiten bewirken eine Anregung des gesamten Antriebsstrangs zu Torsionsschwingungen.

Der Anteil des Getriebes am Gesamtgeräusch des Fahrzeugs wird neben dem Motor, der Karosserie und dem Fahrwerk zunehmend mitbestimmend. Dabei werden die Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen durch das mit der Zündfrequenz pulsierende Drehmoment des Verbrennungsmotors in das Getriebe eingeleitet. Der zeitliche Verlauf des Drehmoments wird durch die bei einer Umdrehung wechselnden Trägheitsmomente des Kurbeltriebs und durch die Gaskräfte im Zylinder bestimmt. Zündstörungen beziehungsweise -aussetzer, unausgeglichene Motormassen, Drehmomentänderungen und Reibschwingungen der Kupplung sind weitere Ursachen für die Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors und die Torsionsschwingungen im Antriebsstrang.

Die durch die Getriebeeingangswelle eingeleiteten Torsionsschwingungen führen zu Losteilschwingungen von nicht unter Last stehenden Getriebekomponenten, wie zum Beispiel Losräder, Synchronringe und Schiebemuffen, die innerhalb ihrer funktionsbedingten Spiele hin- und herschwingen, Bild 1.1. Die Folge ist die Entstehung von Klapper- und Rasselgeräuschen, die sich nicht aufgrund ihres hohen Luftschalldruckpegels sondern infolge ihres besonderen Charakters von den übrigen Lärmquellen des Fahrzeugs abheben und als lästig empfunden werden. Dabei verursachen alle losen Getriebe-komponenten Stöße an den Spielgrenzen, die vom Fahrer als breitbandiges und hochfrequentes Geräusch wahrgenommen werden. Gerade die steigenden Komfortansprüche von Kunden können durch das Empfinden dieser Geräusche im Fahrzeug die Kaufentscheidung maßgeblich beeinflussen. Erkenntnisse über die Geräuschphänomene sowie über die Ursachenfindung und -klärung können hierbei zu gezielten Untersuchungen von Maßnahmen zur Losteilberuhigung und zur Minimierung der Klapper- und Rasselgeräusche im Getriebe führen.

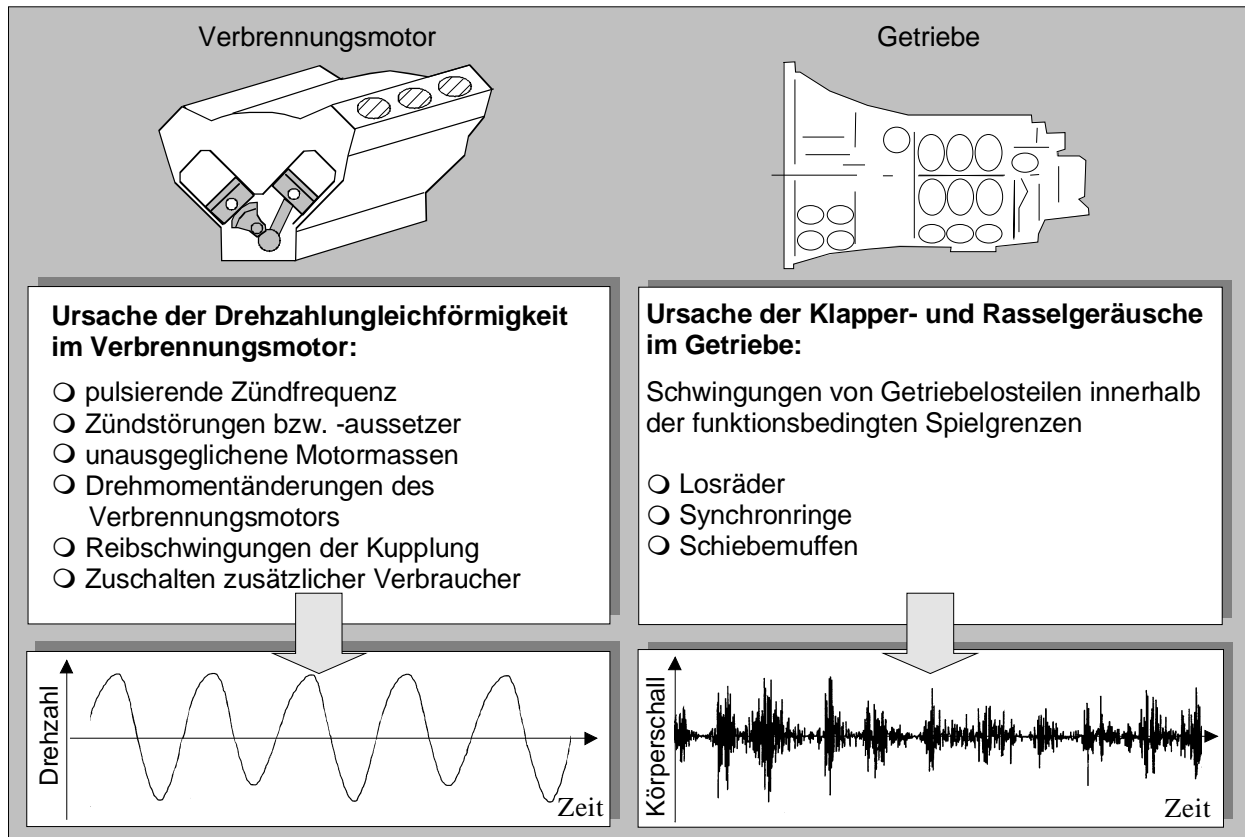


Bild 1.1: Ursachen und Folgen der Drehungleichförmigkeit eines Verbrennungsmotors

1.1 Einteilung der Getriebegeräusche

Getriebegeräusche in Fahrzeugen können entsprechend der in Bild 1.2 dargestellten Ursachen eingeteilt werden /43/, /47/ und /107/. Heul- und Pfeifgeräusche entstehen durch Eingriffsstöße, parametererregte Schwingungen und Abwälzgeräusche von unter Last stehenden Zahnrädern. Diese können durch optimierte Auslegung der Verzahnungsparameter gemindert werden. Bei fehlerhaft ausgeführten Schaltvorgängen treten Schaltgeräusche durch Kratzen und Ratschen der Schaltverzahnung auf, die prinzipiell durch konstruktive Gestaltung der Synchronereinheit verringert werden können. Lagergeräusche treten als Laufgeräusche der Wälzlager auf, insbesondere bei beschädigten Lagern.

Das Kreischen entsteht durch Schwingungen unbelasteter Losräder während der Anfahrphase und wird durch die Zahnradgeometrie und Schmierstoffviskosität beeinflusst /47/. Die Ursache der Klapper- und Rasselgeräusche sind Losteilschwingungen unbelasteter Schalträder, Synchronisierungen und Schiebemuffen, die sich innerhalb ihrer Spiele hin- und herbewegen. Klappern von Fahrzeuggetrieben tritt im Leerlauf, Rasseln im Zug- oder Schubetrieb auf.

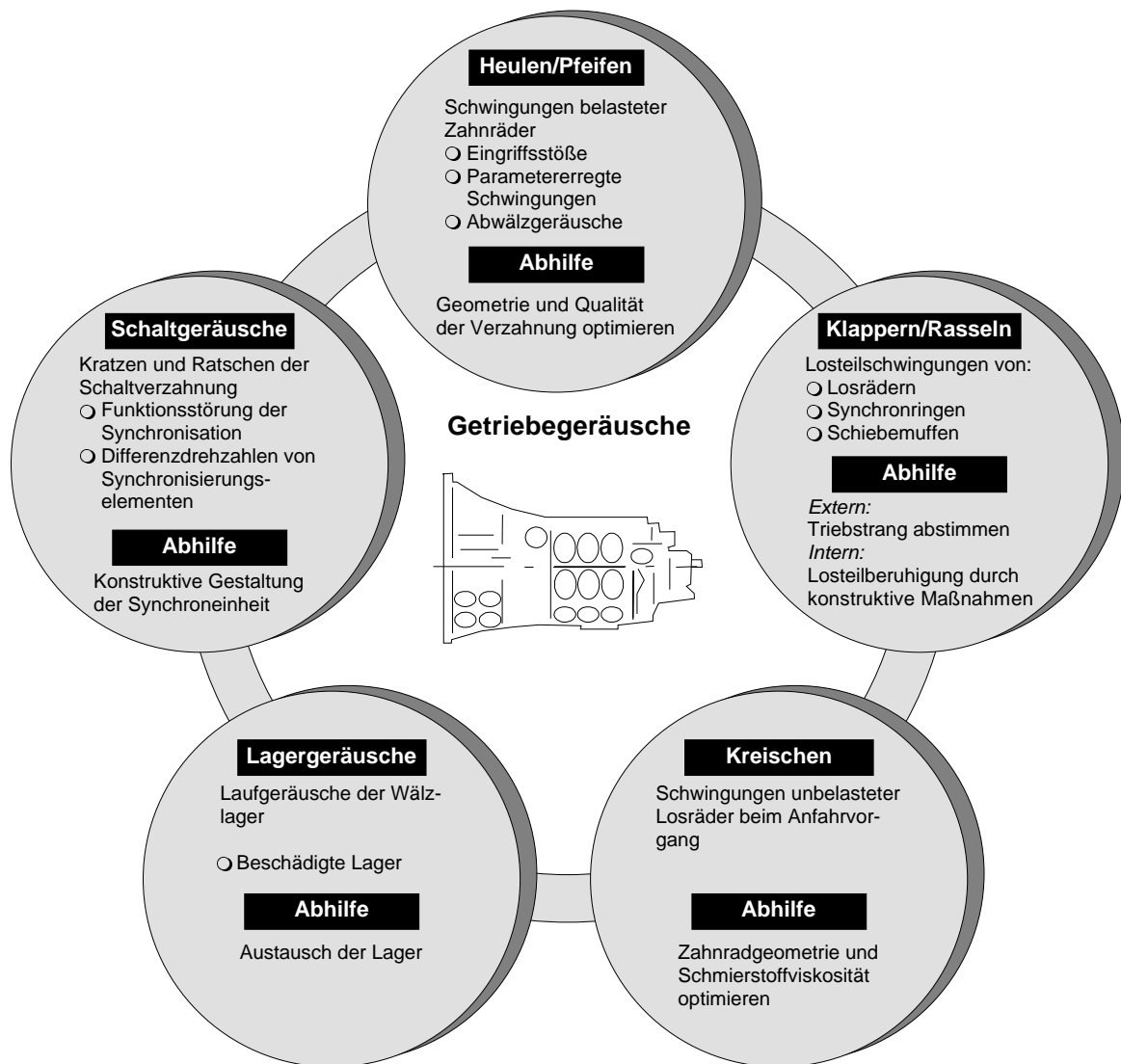


Bild 1.2: Getriebegeräusche und Maßnahmen zur Verringerung

1.2 Ziel und Aufbau der Arbeit

Ziel dieses Forschungsprojekts ist die Analyse der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben in modernen Antriebsstrangsystemen. Hierzu werden Berechnungsgrundlagen für die Beurteilung dieser Losteilgeräusche untersucht und der Einfluß der geräuschrelevanten Parameter auf die Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben sowohl experimentell als auch rechnerisch ermittelt.

Anhand der Untersuchungen werden wirkungsvolle Maßnahmen zur Minimierung der Klapper- und Rasselgeräusche abgeleitet. Die systematische Vorgehensweise bei der Lösungsfindung zeigt Bild 1.3. Betrachtet werden nur Loseilgeräusche, die durch Torsionsschwingungen der Getriebeeingangswelle verursacht werden. Die Eigenschwingungen verspannter Teile, wie zum Beispiel Zahnräder und Getriebewellen sowie das komplexe Übertragungsverhalten der Körperschallschwingungen im Getriebe werden nicht berücksichtigt.

Ausgehend von diesen Forschungszielen leiten sich folgende Teilaufgaben ab, die zu betrachten sind:

1. Konstruktive Maßnahmen

- Einbaulage des Getriebes im Fahrzeug
- Verzahnungsoberfläche
- Verdrehflanken-, Axial- und Radialspiel mit dynamischer Messung
- Reibelemente an der Zahnradnabe, -stirnfläche und im Zahnfußgrund
- Magnetische Zahnflankenanziehung
- Wirbelstrombremse

2. Tribologische Maßnahmen

- Einfluß des Schleppmoments am Losrad bei definierten Betriebsbedingungen
- Viskosität
- Sonderschmierstoffe

3. Theoretische Betrachtungen

- Erweiterung des empirischen EKM-Näherungsverfahrens (Einfachst-Klapper-Modell) zur Ermittlung des Geräuschverhaltens einstufiger Zahnräder auf komplette Getriebe in Koaxial- und Front-/Querbauweise. Aufbau einer benutzerfreundlichen Programmoberfläche zur Abschätzung der Loseilgeräusche kompletter Getriebe im Leerlauf und im geschalteten Gang.
- Rechnerische Bestimmung der Schleppmomentanteile am Losrad bei definierten Betriebsbedingungen.
- Entwicklung von rechnerischen Beziehungen zur näherungsweise Bestimmung des Verdrehflankenspiels.
- Umfangreiche Literatur- und Patentrecherche in deutschen und amerikanischen Datenbanken bezüglich bekannter Maßnahmen zur Loseilberuhigung.

4. Datenbank

- Aufbau einer elektronischen Datenbank mit bereits bekannten und zum Teil in Versuchen bestätigten Maßnahmen zur Verringerung oder Vermeidung von Losteilschwingungen.
- Verknüpfung der Simulation (erweitertes EKM-Näherungsverfahren, Schleppmomentberechnung) mit den aus Prüfstandsversuchen gewonnenen Erkenntnissen und den Literatur- und Patentrecherchen zu einem Datenbanksystem für klapper- und rasselarmer Getriebe.

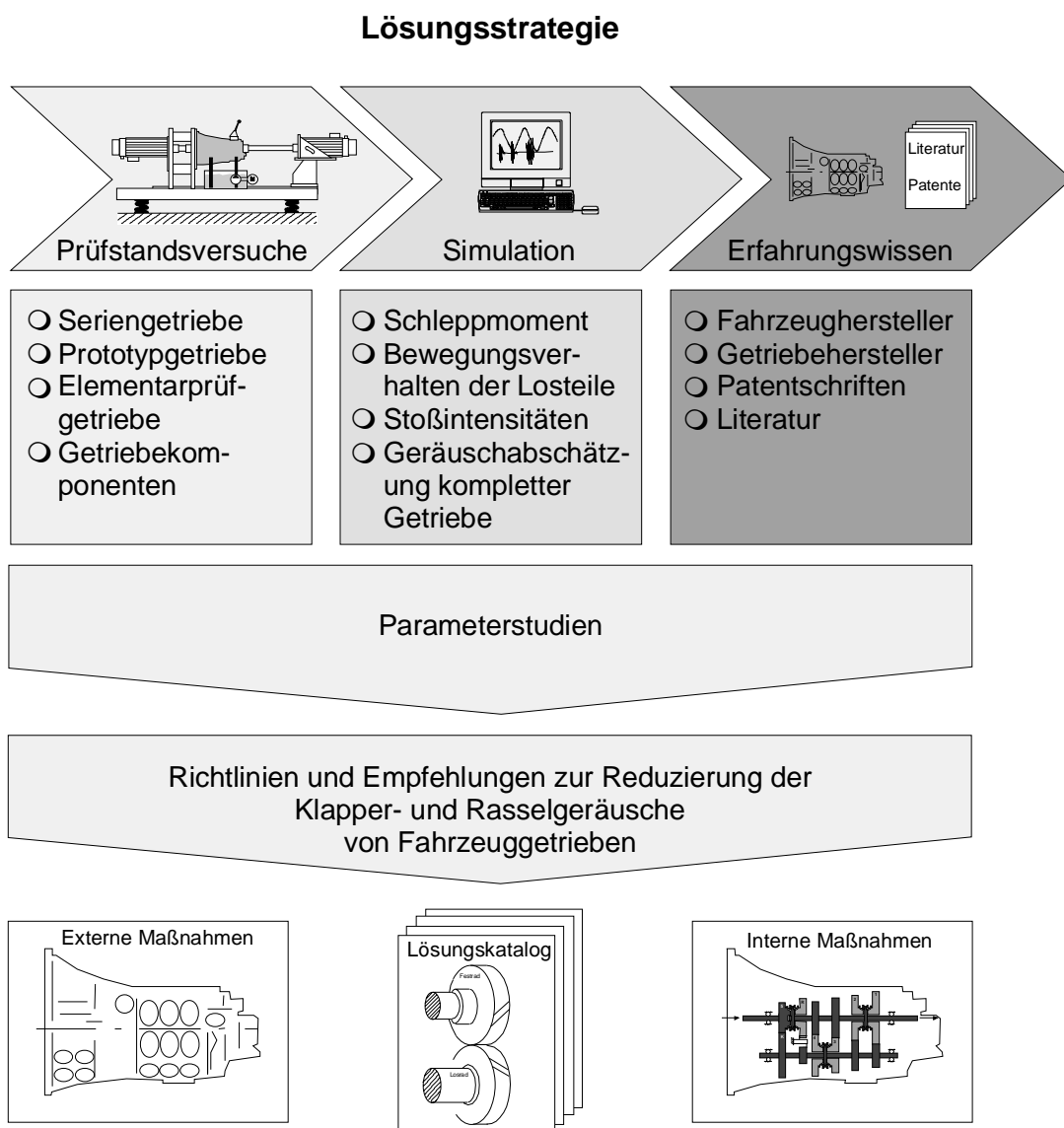


Bild 1.3: Systematische Vorgehensweise bei der Lösungsfindung

2 Stand der Forschung und Technik

Durch die Geräuschkinderungsmaßnahmen an den verschiedenen Lärmquellen des Fahrzeugs bedingt durch Einsparmaßnahmen, Gesetzgebung und steigende Ansprüche des Kunden treten Getriebegeräusche durch ihre Charakteristik bei bestimmten Betriebszuständen immer mehr in den Vordergrund. Die Ursache dieser Getriebegeräusche sind Losteilschwingungen von nicht unter Last stehenden Komponenten, die durch Torsionsschwingungen der Getriebeeingangswelle zum Klappern und Rasseln angeregt werden. Zur Minderung der Klapper- und Rasselneigung von Getrieben ist es notwendig, die Losteilschwingungen zu analysieren und die Dynamik des gesamten Antriebsstrangs zu optimieren.

In durchgeführten Arbeiten /1/ bis /42/ werden Rechenmodelle zur Beschreibung von Losteilschwingungen beschrieben, die auf linearen und nichtlinearen Schwingungssystemen basieren. Durch diese Modellbetrachtung mit mehreren Freiheitsgraden werden Losteilbewegungen im Getriebe und das Verhalten kompletter Triebstränge wiedergegeben. Die beschriebenen Modelle erlauben eine Parameteroptimierung, die durch experimentelle Untersuchungen überprüft werden.

Ein entwickeltes numerisches Berechnungsverfahren an einzelnen Radsätzen wurden in /43/ bis /46/ mit einem Einfachst-Klapper-Modell vorgestellt. Dieses Modell, das als einzigen Freiheitsgrad das Verdrehflankenspiel berücksichtigt, wurde in den Arbeiten /47/ bis /50/ um den Freiheitsgrad in axialer Richtung erweitert. Beide Ansätze beschreiben die Losteilstöße mit elementaren Stoßgesetzen und wurden auf dem Prüfstand unter realitätsnahen und reproduzierbaren Versuchsbedingungen untersucht. Ausgehend von diesen Untersuchungen wird die näherungsweise Berechnung des Geräuschpegels an einzelnen Zahnrädern abgeleitet.

Mit der aktiven Lärminderung an Stirnradgetriebegehäusen, durch systematische Beeinflussung des Körperschallübertragungsverhaltens, beschäftigt sich die Druckschrift /51/. Dabei wird ein Verfahren zur experimentellen Strukturoptimierung an Gehäusen vorgestellt, das die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse für die Identifikation der körper- und luftschallsensitiven Strukturbereiche nutzt. Die Kenntnis dieser sensitiven Bereiche ermöglicht eine zielgerichtete Ableitung von Lärminderungsmaßnahmen an Gehäusen.

In /52/ wird das wissensbasierte System ATHENA als Konstruktionswerkzeug zur Geräuschkinderung an Getriebegehäusen vorgestellt. Dieses System unterstützt durch

Bereitstellung von Berechnungswerkzeugen und fundierten Kenntnissen aus dem Akustikbereich die geräuscharme Gestaltung von Getriebegehäusen.

Die Serienstreuung des Getriebeegeräusches wird in /53/ durch die toleranzbehafteten Spielgrößen abgeleitet. Toleranzverkettungen wirken sich demnach ungünstig auf das Geräuschverhalten von identischen Seriengetrieben aus. Bei manuell einzustellenden Spielgrößen, wie die Lagervorspannung an den Getriebewellen und das Axialspiel, werden Einflüsse auf das Geräuschverhalten festgestellt.

Eine mathematische Beschreibung der Schwingungen von Synchronringen wird in /54/ vorgestellt. Das beschriebene Modell führt auf eine hochgradig nichtlineare Differentialgleichung, die unter gewissen Voraussetzungen analytisch gelöst werden kann. Anhand der Untersuchungen wurde festgestellt, daß die Erhöhung der Synchronringreibungskraft in den unteren Drehzahlbereichen und eine Verkleinerung des Umfangsspiels eine Senkung des Geräuschpegels bewirken.

Betrachtet man den Gesamtantriebsstrang, so können zur Minimierung von Los- teilschwingungen und folglich zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen externe und interne Maßnahmen ergriffen werden, Bild 2.1. Zu den externen Maßnahmen gehören die Entkopplung des Verbrennungsmotors vom Getriebe durch Kupplungsdämpfer oder ein Zwei-Massen-Schwungrad (ZMS), die eine Verringerung der Torsionsschwingungen im Antriebsstrang bewirken. Schwingungstilger eignen sich zur Abschwächung der Resonanzspitzen im Antriebsstrang, und mit der Kapselung des Getriebegehäuses läßt sich eine Verringerung der Schallübertragung und -abstrahlung in den Fahrzeuginnenraum erzielen. Eine Reihe von Arbeiten /55/ bis /75/ beschäftigen sich mit der Abkopplung der Anregung zwischen Motor und Getriebe durch Dämpfung oder Tilgung der Torsionsschwingungen mittels Torsionsdämpfer in der Mitnehmerscheibe von Kupplungen oder mittels Zwei-Massen-Schwungrädern.

Durch interne Maßnahmen im Getriebe wird die Bewegungsmöglichkeit der Los- teile innerhalb ihrer funktionsbedingten Spiele eingeschränkt. Diese können gezielt an den Hauptgeräuschquellen angeordnet werden und sind dadurch leicht und kostengünstig. In zahlreichen Patentschriften /78/ bis /106/ werden Klappergeräuschreduzierungsmaßnahmen durch Verspannung der Losräder mittels Reibelementen oder axial aufgesetzten Zahnscheiben erzielt. Hierbei wird durch konstruktive Elemente am Los- teil die Losradbewegung beziehungsweise die Entstehung und Ausbreitung von Stößen an den fertigungstechnisch bedingten Spielen verringert oder verhindert. Diese Ausführungsbeispiele können allerdings nur durch tiefgreifende Veränderungen in bestehenden Getrieben integriert werden. Deren Einsatz hängt nicht allein vom Erfolg einer erzielten Geräuschreduzierung ab, sondern auch von den fertigungstechnischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten. Verlustleistungen, Verschleißeigenschaften,

höhere Fertigungskosten und mögliche Eigengeräuscentwicklungen der internen Maßnahmen stehen dem erreichten Vorteil in der Geräuschreduzierung gegenüber. Getriebeinterne Maßnahmen, die generell für alle Fahrzustände des Getriebes eine optimale Klapper- und Rasselgeräuschreduzierung erzielen, sind noch nicht bekannt.

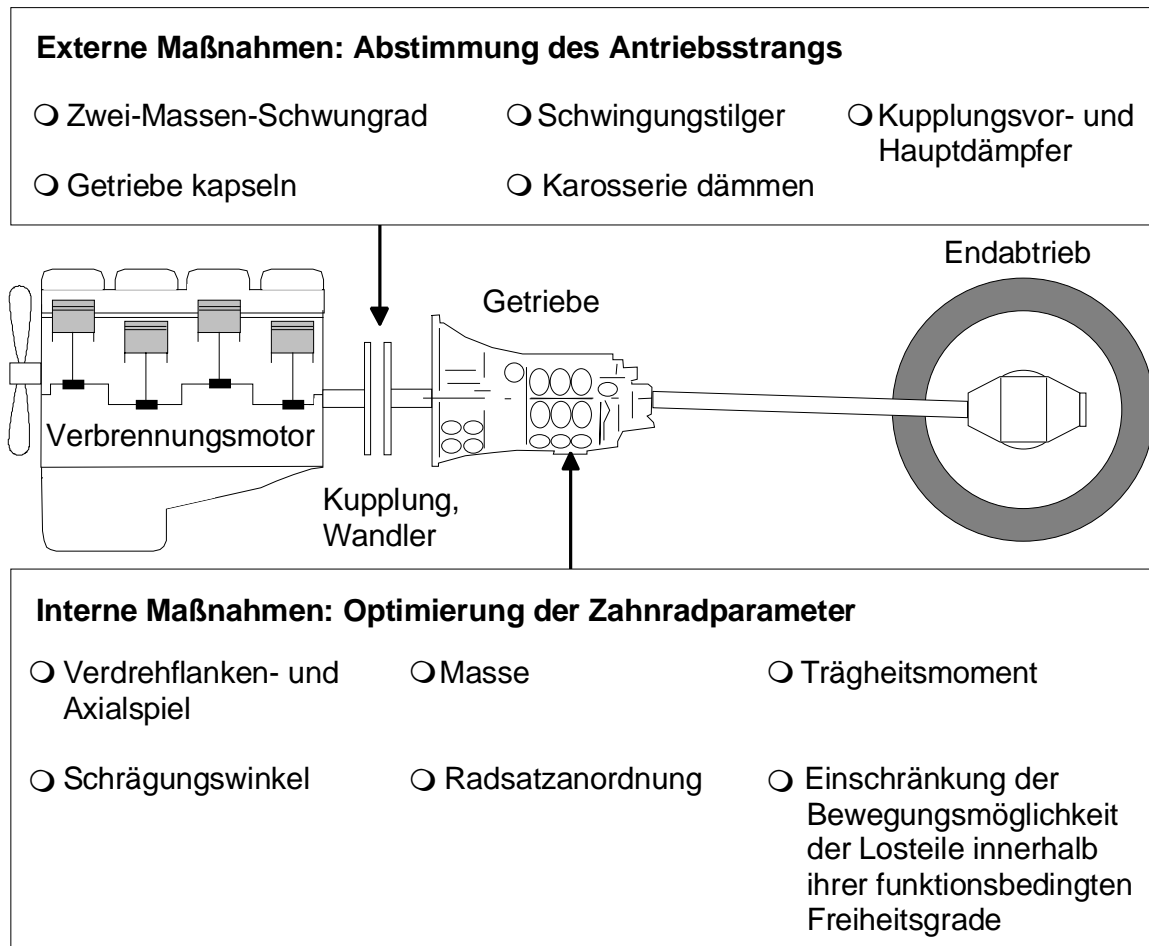


Bild 2.1: Maßnahmen im Antriebsstrang zur Minimierung von Losteilgeräuschen

Zum Stand der Getriebegeräuschreduzierungen ist zusammenfassend festzustellen:

- Einfluß weiterer Parameter auf das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten wie unter anderem das Radialspiel, die Verzahnungsoberfläche und Einbaulage des Getriebes im Fahrzeug sind nicht bekannt.
- Rechnerische und experimentelle Ermittlung der Schleppmomentanteile an einzelnen Radsätzen sowie an kompletten Getrieben bei definierten Betriebsbedingungen sind noch nicht vollständig geklärt. Parameterstudien hierzu fehlen.
- Systematische Versuche von getriebeinternen Maßnahmen unter realitätsnahen Versuchsbedingungen sind noch nicht vollständig durchgeführt worden.
- Konstruktionskataloge mit systematischer Darstellung von Maßnahmen zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen sind nicht bekannt.

3 Losteilschwingungen in Getrieben

Losteilschwingungen werden durch Getriebekomponenten verursacht, die sich in rotatorischer und translatorischer Richtung innerhalb ihrer funktionsbedingten Freiheitsgrade frei bewegen können. Bei entsprechender Anregung führen die Losteilschwingungen in Getrieben zu Klapper- und Rasselgeräuschen. Zur Beschreibung dieser Schwingungen muß das Bewegungsverhalten von Losteilkomponenten in einzelne Bewegungsanteile unterteilt werden, um daraus geeignete Berechnungsmodelle für die Simulation von Losteilschwingungen abzuleiten. In /43/ und /47/ sind Modelle zur Losteilschwingung vorgestellt. Anhand dieser Berechnungsmodelle werden die wesentlichen Phänomene der Losteilschwingungen veranschaulicht und der Einfluß aller relevanten Parameter auf den Klapper- und Rasselgeräuschpegel aufgezeigt. Aus den gewonnenen Erkenntnissen lassen sich Konstruktionsrichtlinien ableiten, die in der Entwicklung klapper- und rasselarmer Fahrzeuggetriebe eingesetzt werden können. Die Berechnungsmodelle werden in experimentellen Untersuchungen auf einem Prüfstand überprüft und abgesichert.

3.1 Torsionsschwingungen im Antriebsstrang

Als Ursache für die Torsionsschwingungen im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs kommen viele Erregerquellen in Betracht. Der ungleichförmige Drehzahlverlauf des Verbrennungsmotors, bedingt durch die Zündung, kann als die Haupterregerquelle angesehen und idealisiert betrachtet mit dem Verlauf einer Sinusschwingung beschrieben werden. Im Bild 3.1 sind die idealisierten Drehzahlverläufe und deren Winkelbeschleunigungsamplituden eines Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors dargestellt. Da bei diesem Motor die zweite Ordnung für die Torsionsschwingungen maßgebend ist, sind hier zwei Sinusschwingungen in einer Umdrehung enthalten. Die Amplitudengröße der Schwingung entspricht der Größe der Drehzahlungleichförmigkeit und deren Ableitung ergibt die maximale Winkelbeschleunigung. Den realen Drehungleichförmigkeitsverlauf eines Acht-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors für die Winkelbeschleunigungsamplitude von 1000 rad/s^2 zeigt Bild 3.2. Dabei sind neben der vierten Hauptordnung auch andere Ordnungsanteile für die Torsionsschwingungen maßgebend, Bild 3.3.

Ein Wellenversatz zwischen Motor und Getriebe führt in der Kupplungsscheibe zu Verspannungen, die eine motordrehzahlsynchrone Veränderung der Dämpfung und damit eine Schwingungserregung zur Folge haben /68/. Eine weitere Erregung von Torsionsschwingungen kann durch eine stark gebeugte Gelenkwelle hervorgerufen werden. Fahrbahnunebenheiten oder Reifenschlupf bei wechselnden Reibwerten zwischen Reifen und Fahrbahn können den Antriebsstrang ebenfalls zu Torsionsschwingungen anregen /68/.

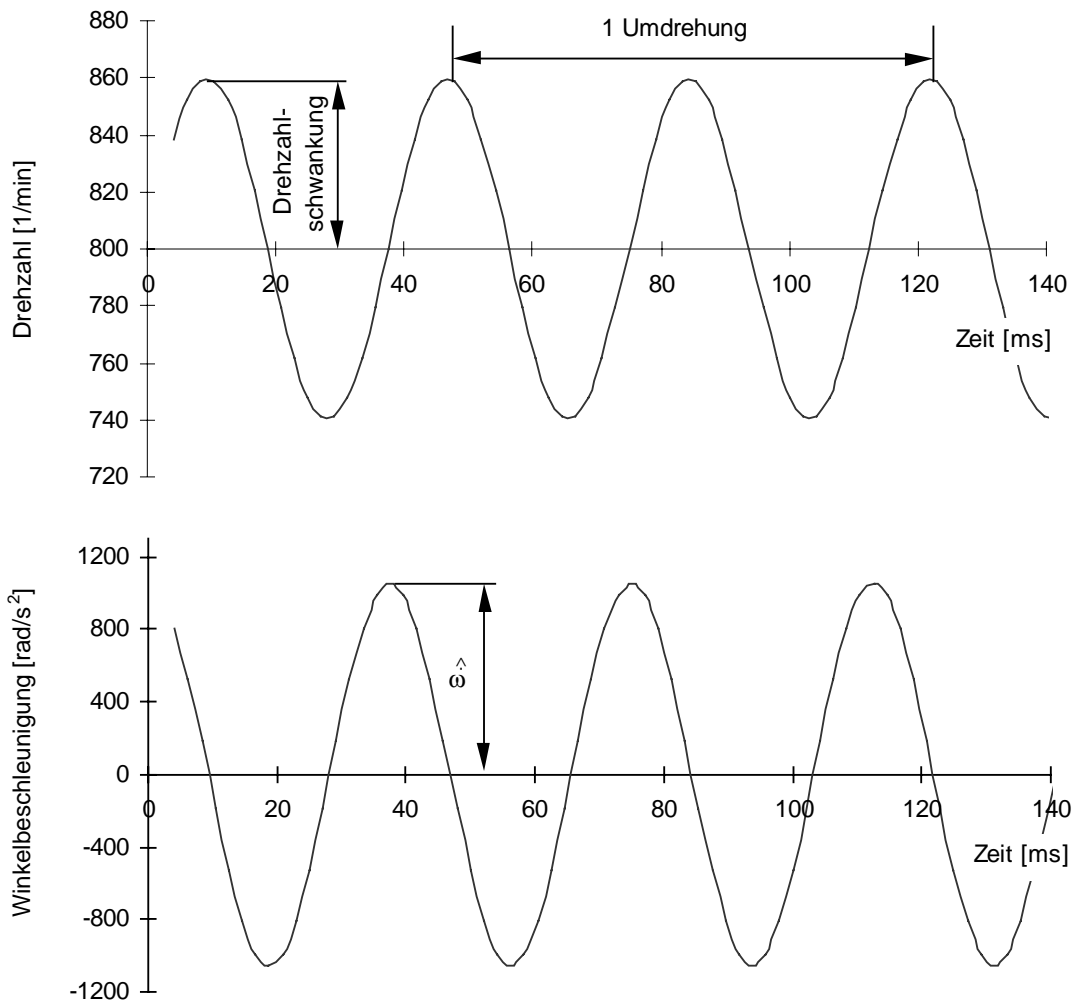


Bild 3.1: Drehzahl- und Winkelbeschleunigungsverlauf eines idealisierten Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors

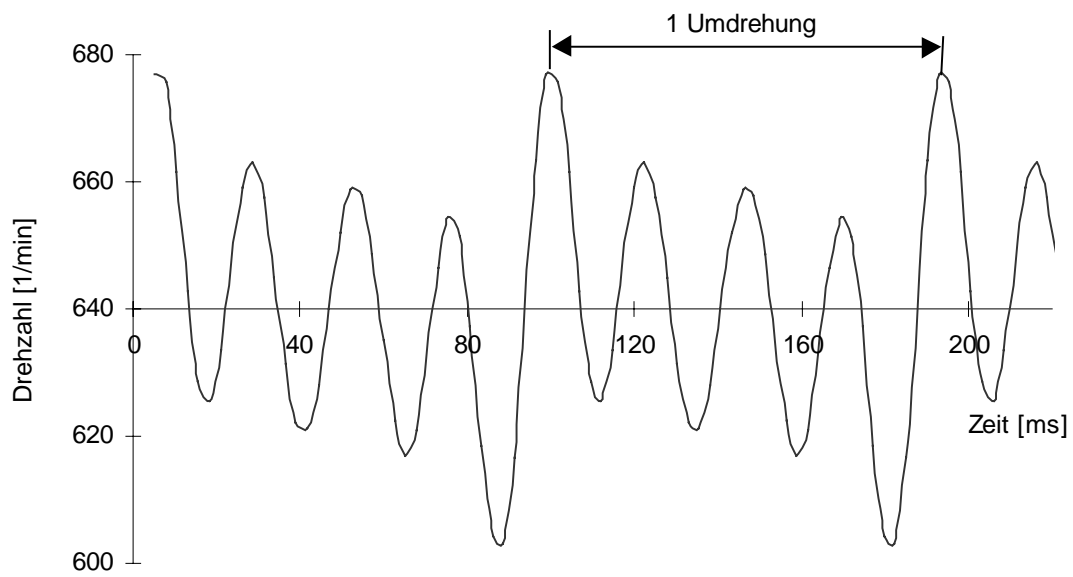


Bild 3.2: Realer Drehzahlverlauf eines Acht-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 1000 rad/s^2

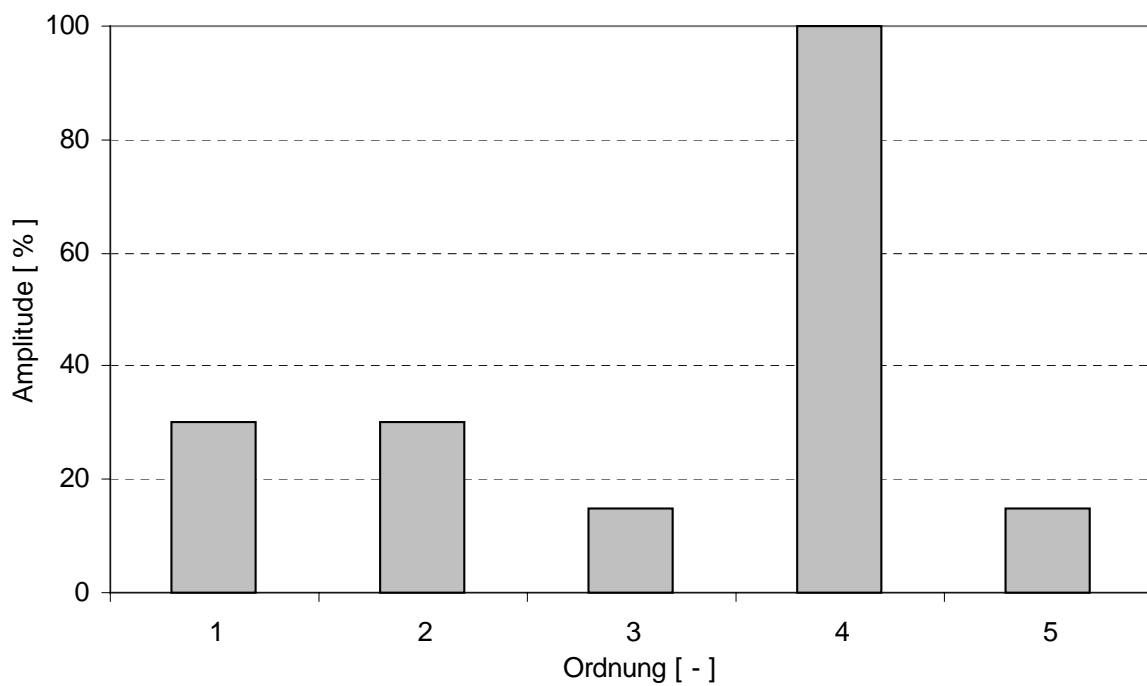


Bild 3.3: Reale Ordnungsanteile eines Acht-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 1000 rad/s^2

Durch die eingeleiteten Torsionsschwingungen der Getriebewellen werden die Losteile und die rotierenden Getriebekomponenten zu Schwingungen innerhalb ihrer fertigungstechnischen Spiele angeregt. Diese Hin- und Herbewegungen von Losteilen sind bei entsprechender Anregung für die Klapper- und Rasselgeräusche verantwortlich. Dabei ist die Amplitude der Torsionsschwingung für die Entstehung dieser Geräusche maßgeblich. Aufgrund der Freiheitsgrade von Losteilen entstehen rotatorische und translatorische Schwingungsformen. Hierbei wird die rotatorische Schwingung durch den Drehfreiheitsgrad des Losteils und die translatorische Schwingung durch die Schrägverzahnung der Losräder eingeleitet.

3.2 Anordnung der Getriebe im Antriebsstrang

Die Antriebsart des Fahrzeugs bestimmt die Anordnung der Getriebe im Antriebsstrang und hat einen Einfluß auf das Fahrverhalten, die Wirtschaftlichkeit, die Sicherheit und das Klapper- und Rasselverhalten des Getriebes /107/. Beim Heckantrieb wird das Getriebe in Längsrichtung an den Verbrennungsmotor angeflanscht. Dabei ergibt sich eine Getriebebauform mit koaxialem An- und Abtrieb. Getriebebauformen mit nicht koaxialem An- und Abtrieb finden ihren Einsatz bei frontangetriebenen Fahrzeugen.

Die Bauart und die unterschiedlichen Betriebszustände der Getriebe wie Leerlauf, Zug- oder Schubtrieb haben einen Einfluß auf die Anzahl der Losteile, die durch Torsionsschwingungen zum Klappern und Rasseln angeregt werden. Die Anzahl der möglichen Klapper- und Rasselstellen eines Fünf-Gang-Koaxial-Handschaftgetriebes und eines Fünf-Gang-Front-/Querhandschaftgetriebes sowie die Leistungsflüsse der einzelnen Gangstufen zeigt Bild 3.4. Bei dem Fünf-Gang-Koaxial-Handschaftgetriebe können im Leerlauf neben der Konstante die Schalträder des 1., 2. und R. Gangs sowie das Zwischenrad des Rückwärtsgangs klappern. Bei dem Fünf-Gang-Front-/Querhandschaftgetriebe hingegen klappern im Leerlauf die Schalträder des 1., 2. 5. und R. Gangs.

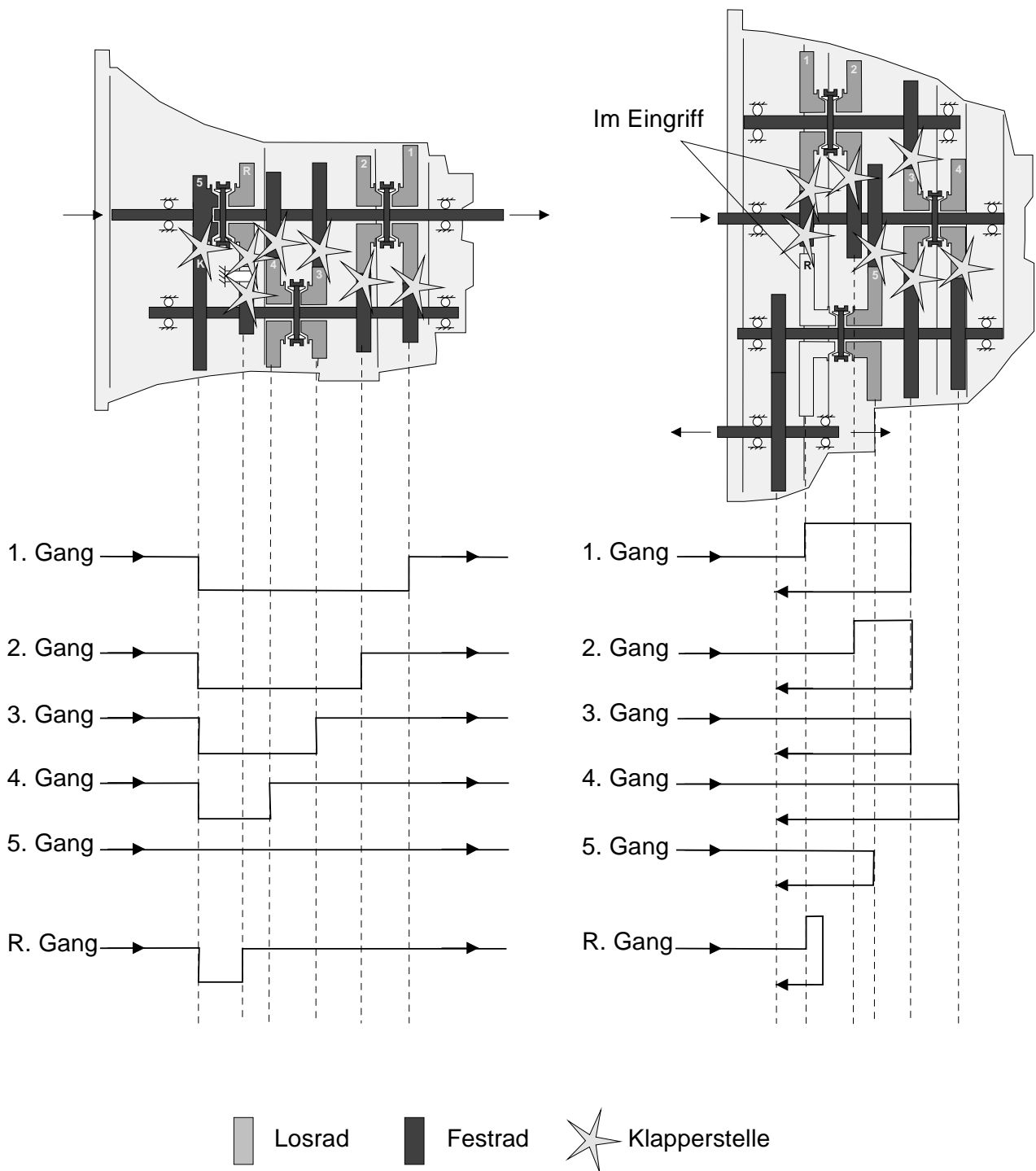


Bild 3.4: Mögliche Klapperstellen und Leistungsflüsse in koaxialen und nicht koaxialen Getrieben

3.3 Bewegungsverhalten der Losteile

Ein Losteil im Getriebe, beispielsweise ein auf der Welle gelagertes Losrad, hat wie ein freier Körper im Raum sechs Freiheitsgrade, drei translatorische und drei rotatorische. Dies gilt auch für die Vorgelegewelle eines Getriebes, die ebenfalls ein Losteil darstellt. Für das Losrad können die Freiheitsgrade Verdrehflanken-, Axial- und Radialspiel berücksichtigt werden. Der Einfluß des Radialspiels führt in Kombination mit den anderen Freiheitsgraden während der Anregung zu komplexen Taumelbewegungen des Losrads. Der Einfluß des Radialspiels soll bei der Modellbeschreibung nicht berücksichtigt werden, da die Größenordnung im Vergleich zum Verdrehflanken- und Axialspiel kleiner ist und sich die Beschreibung der Losteilschwingungen dadurch wesentlich vereinfacht. Im Abschnitt 6.4.5 wird anhand von systematischen Untersuchungen der Einfluß des Radialspiels ermittelt. Die Bewegungsabläufe des Losteils lassen sich in /43/ und /47/ dadurch vereinfacht als starre Körper durch zwei Ersatzmodelle für Verdrehflanken- beziehungsweise Axialspiel nachbilden.

Das Bewegungsverhalten eines Losteils wird durch die Torsionsschwingungen des treibenden Zahnrads beeinflusst. Die Winkelbeschleunigungsamplitude ist dabei für das Abheben des Losteils von der treibenden Flanke des Festrads verantwortlich. Übersteigen die Winkelbeschleunigungsamplituden die Klappergrenze, so lösen sich die Losteile ab und beginnen innerhalb ihrer fertigungstechnischen Spiele in rotatorischer und translatorischer Richtung zu bewegen. Dabei kommt es zu Stößen an den Spielgrenzen. Das Bewegungsverhalten des Losrads für eine sinusförmige Anregung wird im folgenden in entsprechende Bewegungsphasen unterteilt. In den folgenden Bildern sind prinzipiell zwei Bewegungsverhalten eines schrägverzahnten Losrads für den Verdrehflanken- und den Axialstoß dargestellt. Das Bewegungsverhalten des Losrads in rotatorischer Richtung, d. h. der Stoß des Losrads gegen das Festrad ist im Bild 3.5 in sechs aufeinanderfolgende Bewegungsphasen unterteilt. Der Stoß des Losrads in translatorischer Richtung gegen den linken und rechten axialen Anlaufbund hingegen ist im Bild 3.6 in drei aufeinanderfolgende Bewegungsphasen unterteilt.

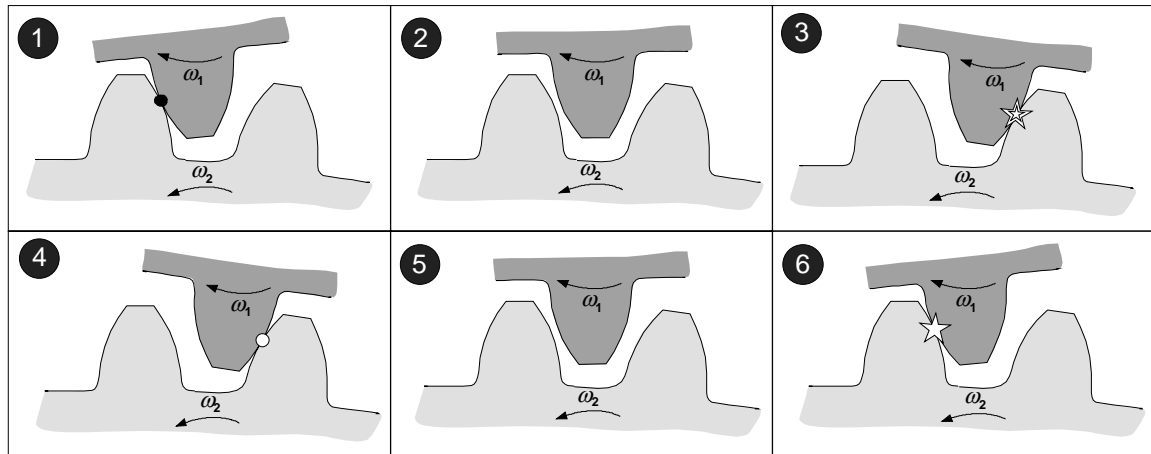
Aus dem Körperschallsignal können die jeweiligen Verdrehflankenstöße an der Zug- und Schubflanke und Axialstöße an dem linken und rechten axialen Anlaufbund eindeutig zugeordnet werden.







Bewegungsverhalten in rotatorischer Richtung (Bild 3.5):

- 1/ In dieser Ausgangslage wird das Losrad von der Zugflanke des Festrads angetrieben. Die Winkelgeschwindigkeiten ω_1 und ω_2 sind betragsmäßig gleich groß.
- 2/ Durch die Drehungleichförmigkeit des Festrads hebt das Losrad bei ausreichend großer Anregungsamplitude von der Zugflanke ab. Der Betrag der Winkelgeschwindigkeit ω_2 ist größer als ω_1 . Die Zahnräder haben keinen Flankenkontakt mehr.
- 3/ Das Verdrehflankenspiel ist durchlaufen und es kommt zum ersten Verdrehflankenstoß an der Schubflanke. Dadurch erfährt das Losrad einen negativen Stoßimpuls und wird verzögert.
- 4/ Haftphase des Losrads an der Schubflanke des Festrads.
- 5/ Flugphase des Losrads: Der Betrag der Winkelgeschwindigkeit ω_2 ist wesentlich kleiner als ω_1 . Nach dieser Flugphase schließt sich der zweite Verdrehflankenstoß an der Zugflanke an.
- 6/ Zweiter Verdrehflankenstoß an der Zugflanke nach Spieldurchlauf mit anschließender Haftphase an der Zugflanke.

Bewegungsverhalten in translatorischer Richtung (Bild 3.6):

- 1/ Das Losrad berührt in dieser Ausgangslage weder den linken noch den rechten axialen Anlaufbund.
- 2/ Durch den Verdrehflankenstoß an der Zugflanke wird das schrägverzahnte Losrad in Axialrichtung beschleunigt und stößt gegen den antriebsseitigen axialen Anlaufbund.
- 3/ Bei einem weiteren Verdrehflankenstoß, diesmal an der Schubflanke, erfolgt wiederum eine Beschleunigung des Losrads in Axialrichtung. Es kommt zum Axialstoß am abtriebsseitigen axialen Anlaufbund.



- | | | | |
|---|-----------------------|---|----------------------------------|
|  | Festrad |  | Verdrehflankenstoß (Schubflanke) |
|  | Losrad |  | Verdrehflankenstoß (Zugflanke) |
|  | Haftphase (Zugflanke) |  | Haftphase (Schubflanke) |

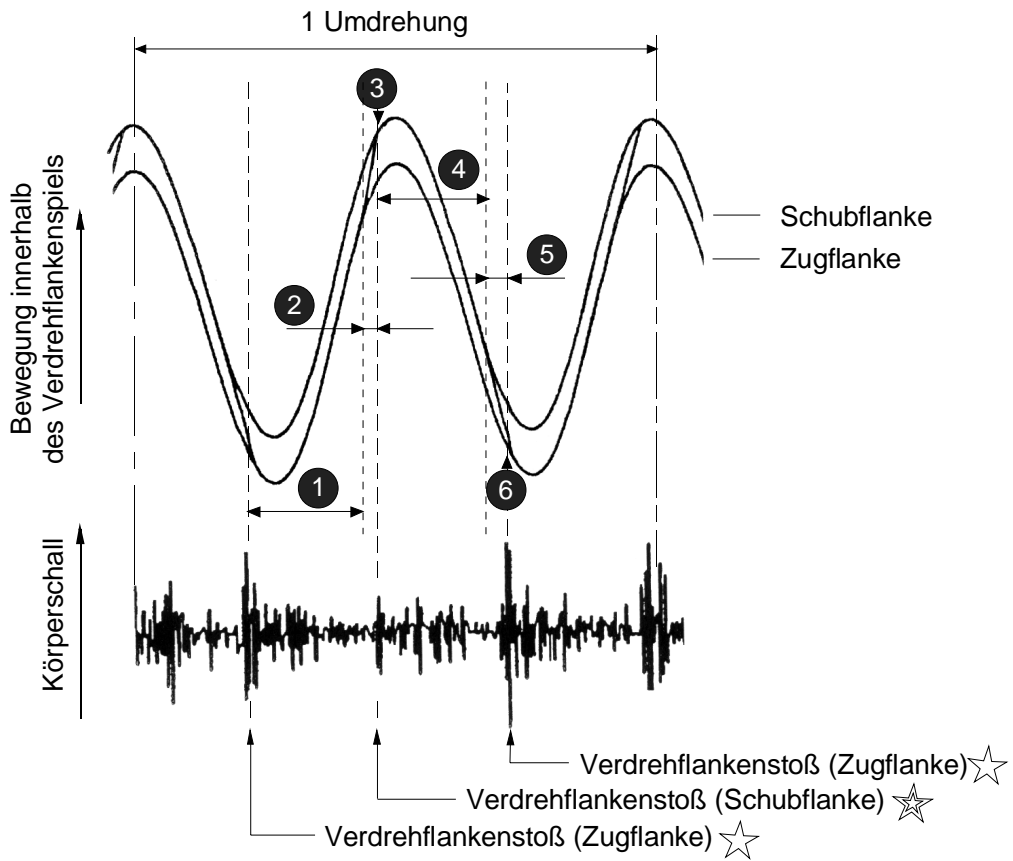


Bild 3.5: Bewegungsverhalten eines Losrads in rotatorischer Richtung

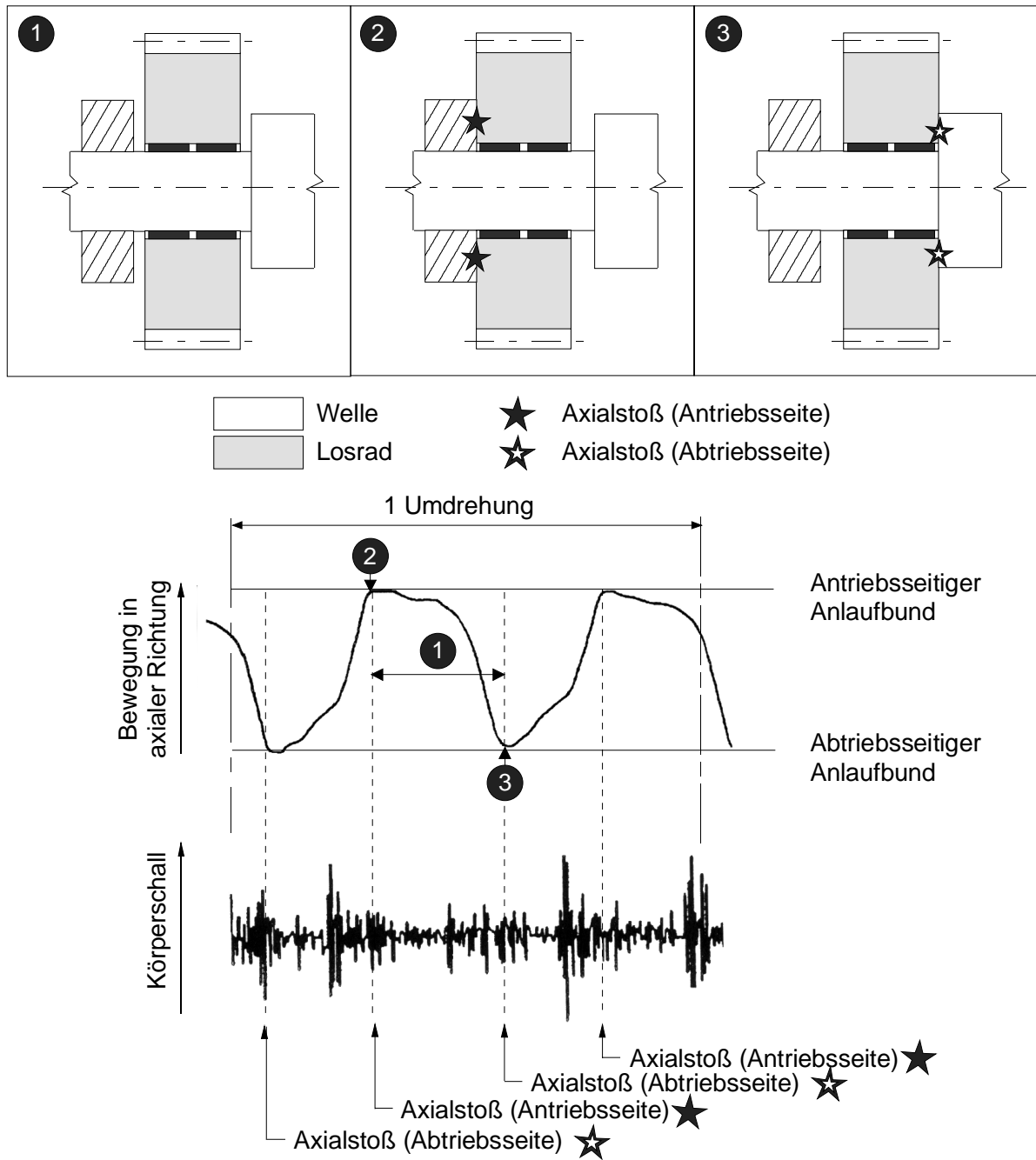


Bild 3.6: Bewegungsverhalten eines Losrads in translatorischer Richtung

3.4 Modellbeschreibung

Zur Beschreibung der Losteilschwingungen genügen die in /43/ und /47/ getroffenen Vereinfachungen, daß die Verdrehflanken- und Axialspiele für die Betrachtung der komplexen Bewegungsformen ausreichend sind. Die Bewegungsabläufe des Losteils lassen sich damit durch zwei Ersatzmodelle für die betrachteten Freiheitsgrade nachbilden, Bild 3.7.

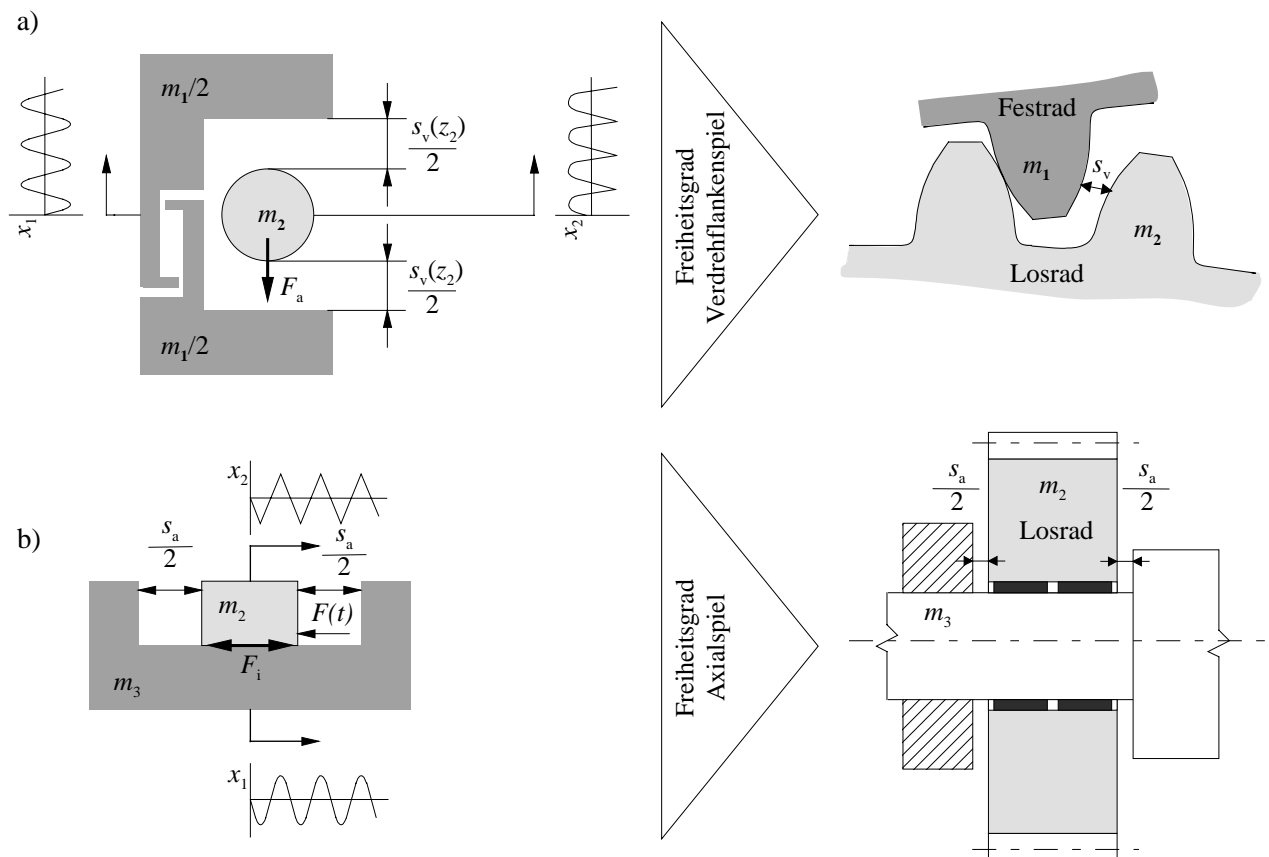


Bild 3.7: Ersatzmodelle für Verdreh- (a) und Axialschwingungen (b)

Beim Verdrehflankenspiel können die kleinen rotatorischen Schwingungsamplituden aufgrund der geringen Schwingwege durch eine translatorische Darstellung der rotatorischen Bewegungsanteile beschrieben werden. Dabei ist das Verdrehflankenspiel schrägverzahneter Zahnräder eine Funktion des Axialspiels, Bild 3.7a. Hierbei entspricht der äußere Rahmen dem treibenden Festrad mit der Masse m_1 . Er regt das Losteil (Losrad) mit der Masse m_2 zu Schwingungen innerhalb des Verdrehflanken-

spiels s_v an. Den Losteilbewegungen wirkt die Summe der Einzelschleppmomentanteile (siehe Kapitel 3.9) als äußere Kraft F_a entgegen.

Das Ersatzmodell für die Losteilbewegungen hinsichtlich des Axialspiels, bei dem die Axialstöße im Nabenbereich eingeleitet werden, kann ebenfalls mittels eines translatorischen Ersatzmodells beschrieben werden, Bild 3.7b.

Die aus dem antreibenden Drehmoment resultierende Impulskraft an der Zahnflanke im Wälzpunkt unterteilt sich aufgrund des Schrägungswinkels der Verzahnung in eine Komponente in Umfangs- und in Axialrichtung. Die axiale Kraftkomponente verursacht ein Verschieben des Losteils in dieser Krafrichtung, die nur so lange wirkt, bis sich die Zahnflanken berühren. Nach dem Ablösen des Losrads vom treibenden Festrad wirken auf dieses nur noch das Schleppmoment und die Lagerreibungskraft. Die Flugphase des Losteils endet mit einem Stoßimpuls und anschließender Haftphase an einer Zahnflanke und je nach Einfluß der Modellparameter an einer der axialen Spielgrenzen. Das Losteil erfährt bei diesem Bewegungsvorgang eine Dralländerung in Umfangsrichtung und eine Impulsänderung in Axialrichtung. Die detaillierten mathematischen Beschreibungen der einzelnen Bewegungsphasen wird in den Arbeiten /43/ und /47/ beschrieben.

3.5 Einflüsse auf das Klappern und Rasseln

Das Geräuschverhalten eines Getriebes insbesondere die Klapper- und Rasselneigung wird durch die Betriebsparameter und durch die konstruktiv festgelegten geometrischen Größen bestimmt. Als Betriebsparameter können die Anregungsfrequenz und die Winkelbeschleunigungsamplitude der Getriebeeingangswelle aufgezählt werden. Durch den Einsatz von externen Maßnahmen, wie z. B. Kupplungsdämpfer, Schwingungstilger und Zwei-Massen-Schwungrad (ZMS) kann der Einfluß dieser Betriebsparameter reduziert werden. Die geometrischen Größen sind Konstruktionsparameter und können bereits bei der Konzeption eines Getriebes berücksichtigt werden. Durch Optimierung dieser Konstruktionsparameter, wie z. B. Verdrehflanken- und Axialspiel, Losraddurchmesser, Losradträgheitsmoment, Losradmasse, Schleppmoment, Schrägungswinkel und Übersetzungsverhältnis können die Klapper- und Rasselneigungen beeinflußt werden. Im Bild 3.8 sind die für das Klappern und Rasseln relevanten Parameter dargestellt.

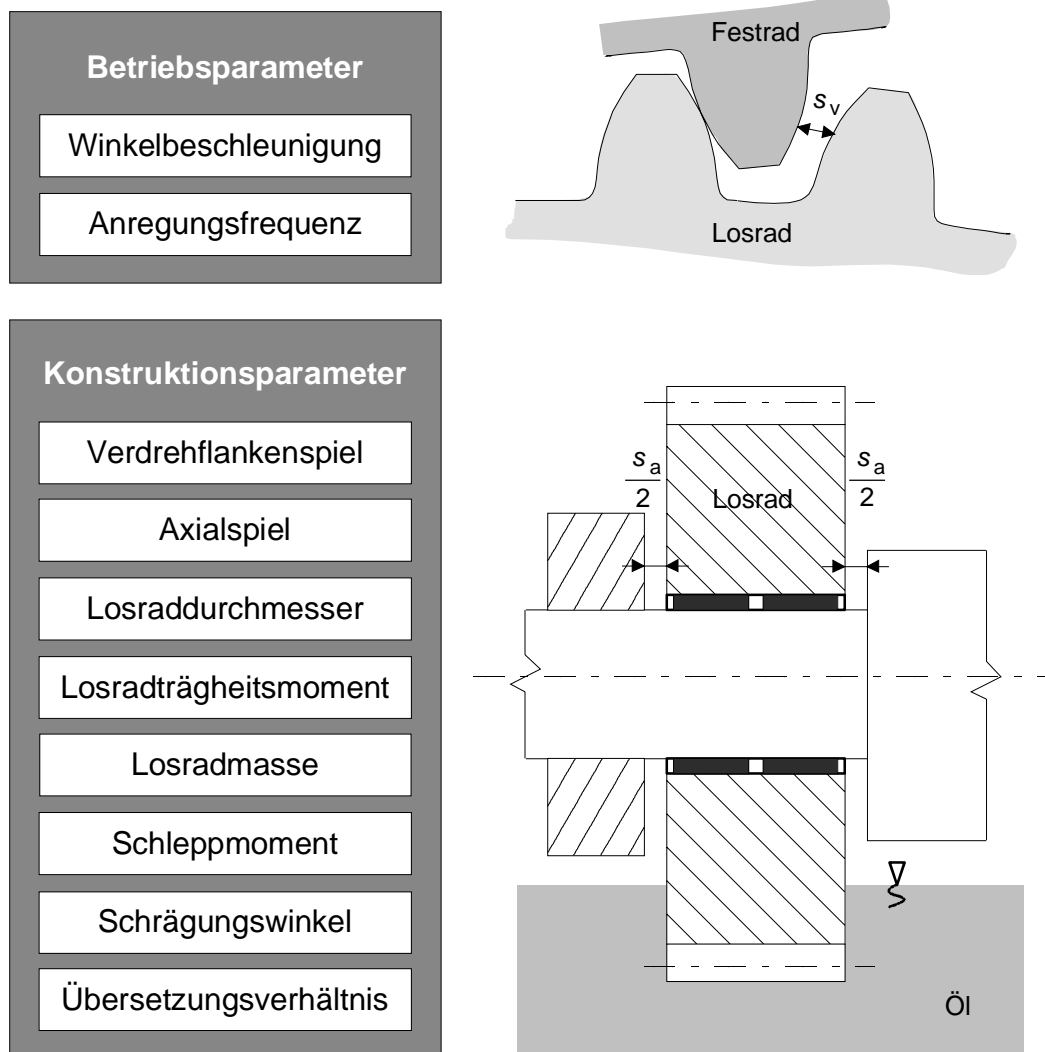


Bild 3.8: Parametereinflüsse auf das Klappern und Rasseln von Getrieben

3.6 Numerisches Simulationsverfahren

Anhand der Modellparameter lassen sich beim Einfachst-Klapper-Modell – EKM mit zwei Freiheitsgraden Verdrehflanken- und Axialspiel - Bewegungsgleichungen aufstellen, die das Losteilverhalten bei definierter Anregung beschreiben. Die Stöße an den Spielgrenzen, die die Ursache der Klapper- und Rasselgeräusche sind, breiten sich über die Wellen und Lager aus und regen somit das Getriebegehäuse zu Schwingungen an. Das Getriebegehäuse strahlt diese Schwingungen als Luftschall ab. Über Körperschallübertragungswege, z.B. an der Getriebeaufhängung, breiten sich die Schwingungen auch in der Karosserie aus. Dieses Übertragungsverhalten ist sehr komplex und wird hier nicht berücksichtigt. Näherungsweise gilt aber, daß der bei den

Stößen übertragene Impuls in erster Näherung proportional zu dem von ihm verursachten Geräuschpegel ist. Durch die Anwendung des Drall- und Impulssatzes auf das Losrad ergibt sich ein Zusammenhang zwischen Kraft und Bewegungsverlauf des Losrads. Daraus kann die reale mittlere Stoßintensität I_m ermittelt werden, Gl. 3.1 /47/. Sie stellt die innerhalb eines Simulationszeitraums gemittelte Summe aller Einzelstoßimpulse dar:

$$I_m = m_2 \cdot \hat{\omega}_1 \cdot r_{b1} \cdot C_{Im} \quad (3.1)$$

Dabei ist m_2 die Masse des angeregten Losteils, $\hat{\omega}_1$ die Winkelbeschleunigungsamplitude, r_{b1} der Betriebswälzkreisradius des anregenden Teils und C_{Im} die bezogene mittlere Stoßintensität für Zahnflanken- und Axialstöße. Die bezogene mittlere Stoßintensität kann mit Hilfe der Gl. 3.2 /47/ ausgedrückt werden:

$$C_{Im} = \frac{1}{\tau_{\text{end}} - \tau_{\text{anf}}} \sum_{\tau=\tau_{\text{anf}}}^{\tau=\tau_{\text{end}}} \sqrt{i_{iz}^2 + i_{ix}^2} \cdot i_{ia} \quad (3.2)$$

Die bezogenen Stoßintensitäten i_{iz} , i_{ix} und i_{ia} der jeweiligen Koordinatenrichtungen werden aus dem Schrägungswinkel β , der Losradmasse m_2 , dem Betriebswälzkreisradius des Festrads r_{b1} , der Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\omega}_1$, der Anregungsfrequenz ω_{An} und den beiden Spielen, Verdrehflanken- s_v und Axialspiel s_a , bestimmt. Die mittlere Stoßintensität I_m ist kein absolutes Geräuschmaß und kann nur als Vergleichszahl zwischen verschiedenen Schwingungszuständen und Losteilen innerhalb eines Getriebes dienen.

Die Berechnung eines Klapper- und Rasselgeräuschpegels wird erst durch die Korrelation zwischen rechnerischem Geräuschmaß und gemessenem Geräuschpegel möglich. Der Gesamtpegel aus Grund- und Klapper- beziehungsweise Rasselgeräusch ergibt sich durch logarithmische Addition zu:

$$L_p = 10 \cdot \log \left(k \cdot I_m + 10^{0,1 \cdot L_{\text{Grund}}} \right) \quad (3.3)$$

Dieser Pegel ist mit dem gemessenen Geräuschpegel vergleichbar. Der Grundgeräuschpegel L_{Grund} kann entweder geschätzt werden oder er ist aus einer Messung bekannt. Der Kalibrierfaktor k stellt den Zusammenhang zwischen realer mittlerer Stoßintensität I_m und dem Schalldruck her. Er geht aus dem Vergleich eines gemessenen Schalldruckpegels mit der mittleren Stoßintensität aus einer Simulation hervor. In einem Fahrzeuggetriebe befinden sich Losteile, die je nach Bauart und Schaltzustand des Getriebes Klapper- und Rasselgeräusche verursachen können. Alle Losteile, die nicht im Leistungsfluß liegen, werden durch die eingeleitete Torsionsschwingung an der Getriebeeingangswelle gleichzeitig und unabhängig voneinander mit derselben

Anregungsfrequenz angeregt. Die Anregungsamplitude an jedem Losteil wird dabei durch das Übersetzungsverhältnis bestimmt. Mehrwellengetriebe weisen, bedingt durch die Bauweise und die unterschiedlichen Schaltzustände, mehrere Zahnräder auf, die sich miteinander im Eingriff befinden und deren Anregungsamplituden durch Multiplikation der einzelnen Übersetzungen bestimmt werden kann. Hierbei wird nicht die angegebene konstruktive Übersetzung der Gangstufen zugrundegelegt, sondern die bezogene Übersetzung, die insbesondere bei Mehrwellengetrieben dem Reziprokwert der konstruktiven Übersetzung entsprechen kann. Das heißt, die bezogene Übersetzung wird durch die im Leistungsfluß liegenden Zahnräder bestimmt. Man unterscheidet dabei stets zwischen treibendem und getriebenem Zahnrad:

$$i_{\text{bezogen},i} = \frac{\omega_{\text{treibend}}}{\omega_{\text{getrieben}}} = \frac{r_{\text{getrieben}}}{r_{\text{treibend}}}. \quad (3.4)$$

Bei Mehrwellengetrieben wird der Leistungsfluß bei unterschiedlichen Schaltzuständen durch mehrere Zahnradketten geleitet und der Betrag der Anregungsamplitude des betrachteten Losteils wird durch die Multiplikation der einzelnen bezogenen Übersetzungen bestimmt Gl. 3.5:

$$i_{\text{bezogen}} = i_{\text{bezogen},1} \cdot i_{\text{bezogen},2} \cdot \dots \cdot i_{\text{bezogen},i}. \quad (3.5)$$

Die Gl. 3.1 kann zur Ermittlung der gemittelten Stoßintensitäten für Zahnradketten durch die bezogene Übersetzung erweitert werden:

$$I_m = m_2 \cdot \hat{\omega}_2 \cdot i_{\text{bezogen}} \cdot r_{\text{bl}} \cdot C_{\text{Im}}. \quad (3.6)$$

Der Summenpegel unabhängig voneinander klappernder und rasselnder Losteile setzt sich für eine definierte Anregungsamplitude der Getriebeeingangswelle aus dem Klapper- beziehungsweise Rasselgeräusch der einzelnen Losteile und deren Grundgeräuschanteilen zusammen. Der Klapper- und Rasselpegel eines kompletten Fahrzeuggetriebes in Front-/Quer- oder Koaxialbauweise kann bei hohen Anregungen durch logarithmische Addition der einzelnen Losteilgeräusche berechnet werden. $L_{\text{Grund},i}$ entspricht hierbei dem Anteil des betrachteten Losteils am Gesamtgrundgeräuschpegel:

$$L_{\text{pi}} = 10 \cdot \log \left(k \cdot I_{\text{m},i} + 10^{0,1 \cdot L_{\text{Grund},i}} \right), \quad (3.7)$$

$$L_{\text{Ges}} = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n \left(10^{0,1 \cdot L_{\text{pi}}} \right). \quad (3.8)$$

3.7 Näherungsverfahren zur Geräuschabschätzung

Durch das erweiterte Näherungsverfahren können nicht nur die zu erwartenden Luftschalldruckpegel von einzelnen Gangstufen, sondern auch von kompletten Getrieben in Neutralstellung beziehungsweise bei geschalteter Gangstufe abgeschätzt werden. Das Ziel einer empirischen Näherungsformel ist die hinreichend genaue Berechnung der Stoßintensität und des Luftschalldruckpegels unabhängig von einer numerischen Simulation. Dieser Näherungsansatz beinhaltet neben den geometrischen Größen das Verdrehflankenspiel und das Axialspiel als Freiheitsgrade.

Wie bei der numerischen Simulation kann beim Näherungsverfahren die reale mittlere Stoßintensität I_m entsprechend der Gl. 3.6 ermittelt werden. Hierbei werden identische Vorgabeparameter wie bei der Simulation verwendet. Die bezogene mittlere Stoßintensität C_{im} läßt sich im Bereich von kleinen bezogenen Axialspielen mit der Gl. 3.9 /47/ bestimmen:

$$C_{im} = \sqrt{C_{sv}} \cdot \left(1,462 - \frac{0,714 \cdot C_{fa} \cdot C_{sa}}{-0,016 \cdot C_{fa} + 0,12 \cdot C_{sv}} \right). \quad (3.9)$$

Die bezogenen Parameter des Spiels in Umfangsrichtung C_{sv} , des Spiels in Axialrichtung C_{sa} und der Reibkraft C_{fa} lassen sich aus der Reibkraft F_R , dem Schrägungswinkel β , der Losradmasse m_2 , dem Betriebswälzkreisradius des Festrads r_{b1} , der Winkelbeschleunigung $\hat{\omega}_1$, der Anregungsfrequenz ω_{An} und den beiden Spielen, Verdrehflanken- s_v und Axialspiel s_a , bestimmen. Anschließend läßt sich der Klappergeräuschpegel mit der Gl. 3.3 ermitteln:

$$C_{sv} = \frac{s_v \cdot \omega_{An}^2}{r_{b1} \cdot \hat{\omega}_1}, \quad (3.10)$$

$$C_{sa} = \frac{s_a \cdot \omega_{An}^2 \cdot \tan \beta}{r_{b1} \cdot \hat{\omega}_1}, \quad (3.11)$$

$$C_{fa} = \frac{F_R \cdot \tan \beta}{m_2 \cdot r_{b1} \cdot \hat{\omega}_1}. \quad (3.12)$$

Die Anregungsfrequenz ω_{An} wird durch die Grunddrehzahl n_0 und durch die Motorhauptordnung i bestimmt. Für die Anregungsfunktion eines Vier-Zylinder-Viertakt-

Verbrennungsmotors mit einer Grunddrehzahl von 800 1/min ergibt sich eine Anregungsfrequenz von 168 rad/s:

$$\omega_{An} = 2 \cdot \pi \cdot n_0 \cdot i. \quad (3.13)$$

Mit diesem Näherungsverfahren können Getriebegeräusche innerhalb des Gültigkeitsbereichs

$$\textcircled{O} \text{ bezogenes Umfangsschleppmoment } C_{mv} < 0,3,$$

$$\text{mit } C_{mv} = \frac{T_2 \cdot r_{b2}}{J_2 \cdot r_{b1} \cdot \hat{\omega}_1}$$

$$\textcircled{O} \text{ bezogene axiale Reibkraft } C_{fa} < 0,7,$$

$$\textcircled{O} \text{ Axialspiel } s_a \geq 0,2 \text{ mm},$$

$$\textcircled{O} \text{ Winkelbeschleunigungsamplitude } \hat{\omega}_1 > 300 \text{ rad/s}^2,$$

$$\textcircled{O} \text{ sinusförmige Anregung}$$

abgeschätzt werden.

3.8 Grafische Benutzeroberfläche des EKM-Programms

Das erweiterte EKM-Programm bietet dem Anwender ein eigenes Dialogfenster, in dem die Eingabe der Betriebs- und Konstruktionsparameter für die einzelnen Gangstufen erfolgt, Bild 3.9. Durch die grafische Oberfläche wird die Gesamtklapperkurve des betrachteten Getriebes für den Leerlauf- beziehungsweise Ingearbetrieb (im geschalteten Gang) mit den einzelnen Klapperkurven der betrachteten Gangstufen angezeigt, Bild 3.10. Dieses EKM-Programm ermöglicht die komplette Berechnung eines Getriebes in beliebiger Bauweise bis zu sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang. Durch die Eingabe der bezogenen Übersetzungen für jedes einzelne Zahnradpaar wird die Winkelbeschleunigungsamplitude an den betrachteten Zahnradstufen berücksichtigt. Nach Eingabe der Anregungsfrequenz kann der gewünschte Betriebszustand durch die Auswahl der Klapperstellen bestimmt werden. Die angenäherte Klapperkurve sowie die berechneten Daten können in ASCII-Format abgespeichert und weiterverarbeitet werden.

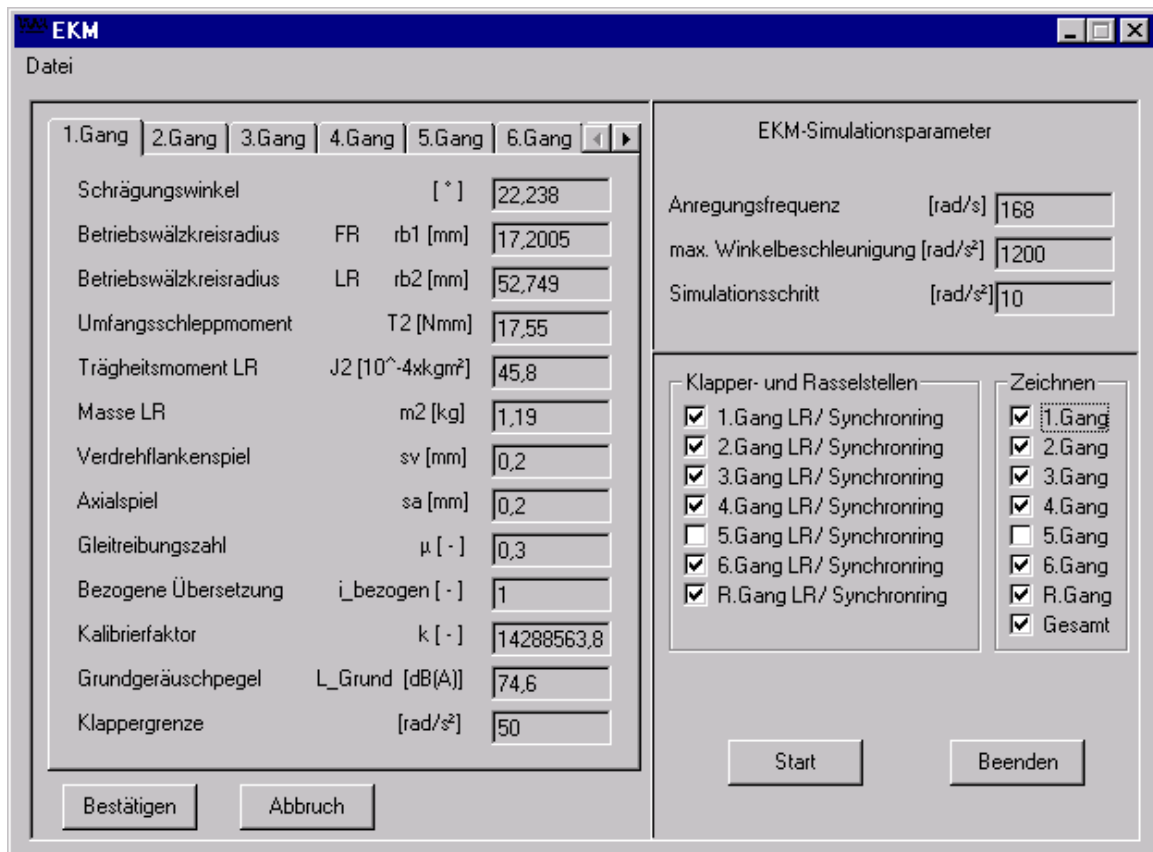


Bild 3.9: Grafische Benutzeroberfläche des EKM-Programms

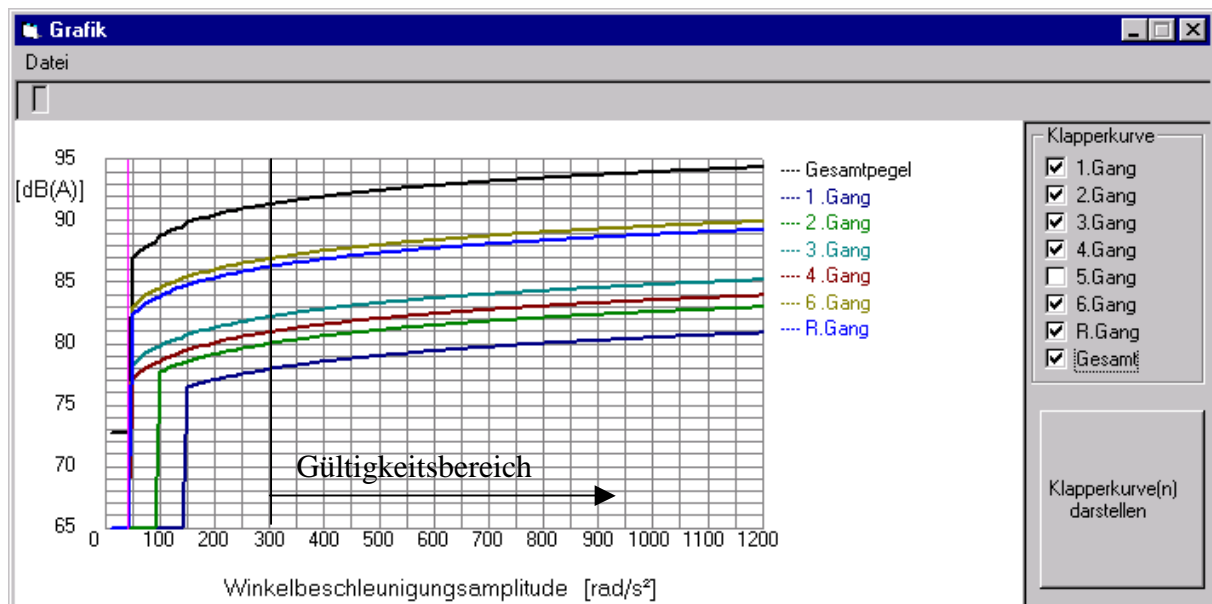


Bild 3.10: Grafisches Ausgabefenster - Klapperkurven

3.9 Näherungsverfahren zur Schleppmomentabschätzung

Das Getriebeöl in Fahrzeuggetrieben ist ein Zwischenstoff und bildet mit dem Grundkörper sowie dem Gegenkörper ein tribologisches System, vgl. /107/. Eine Aufgabe des Schmierstoffes ist, die Trennung der Grund- und Gegenkörper bei allen Beanspruchungen zu gewährleisten. Überträgt man dieses tribologische System auf ein Zahnradpaar, so setzt sich dieses aus den Zahnradflanken des Fest- und Losrads, sowie dem Schmierstoff zwischen diesen Reibpartnern zusammen. Auf das Losrad wirken infolge des Schmierstoffes vier Schleppmomentanteile, deren Summe für die Losteilschwingung maßgeblich ist.

In diesem Abschnitt werden die in der Literatur bereits bekannten Berechnungsansätze für die Ermittlung der Schleppmomentkomponenten erweitert und mit Messungen verglichen. Das Schleppmoment eines Fahrzeuggetriebes setzt sich aus verschiedenen Einzelschleppmomenten zusammen. Das dabei auf ein Losrad wirkende Schleppmoment T_2 wird entsprechend der in Bild 3.11 dargestellten Anteile in Quetsch-, Synchronisierungs-, Lagerreibungs- und Planschmoment unterteilt.

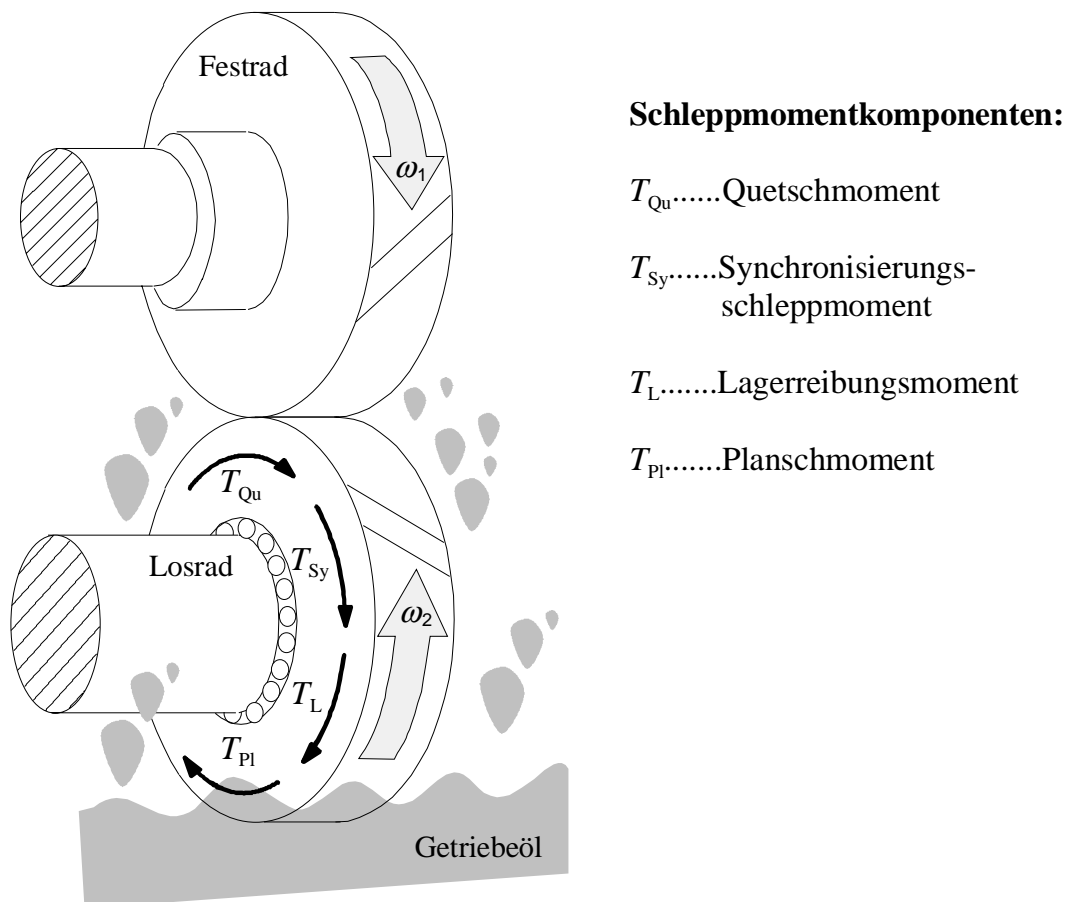


Bild 3.11: Schleppmomentanteile am Losrad

$$T_2 = T_{\text{Qu}} + T_{\text{Sy}} + T_{\text{L}} + T_{\text{Pl}} . \quad (3.14)$$

Aus /43/ und /108/ sind Berechnungsansätze bekannt, die mit hinreichender Genauigkeit die Schleppmomentkomponenten am Losrad bestimmen lassen und als Grundlage für die rechnerische Bestimmung des Schleppmomentes herangezogen werden können.

3.9.1 Quetschmoment

Für die Bestimmung des Quetschmomentes zwischen dem Festrad und dem Losrad werden zwei Bereiche von Strömungsverhältnissen unterschieden. In /108/ sind Beziehungen für laminare und turbulente Strömungsverhältnisse aufgestellt, die durch einen Gültigkeitsbereich abgegrenzt werden.

Für laminare Strömung gilt: $Re_{\text{Qu}}^{0,32} \cdot Fr_{\text{Qu}}^{-0,23} < 12$

$$T_{\text{Qu_Laminar}} = 616,6 \cdot Re_{\text{Qu}}^{-0,65} \cdot Fr_{\text{Qu}}^{-0,46} \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^{-1,66} \cdot \left(\frac{b}{h_0}\right)^{-0,46} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^3 \cdot b \cdot h . \quad (3.15)$$

Für turbulente Strömung gilt: $Re_{\text{Qu}}^{0,32} \cdot Fr_{\text{Qu}}^{-0,23} \geq 12$

$$T_{\text{Qu_Turbulent}} = 5623 \cdot Re_{\text{Qu}}^{-0,88} \cdot Fr_{\text{Qu}}^{-0,78} \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^{-1,6} \cdot \left(\frac{b}{h_0}\right)^{-0,36} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^3 \cdot b \cdot h . \quad (3.16)$$

Die Reynoldszahl Re und Froudezahl Fr wird beschrieben durch:

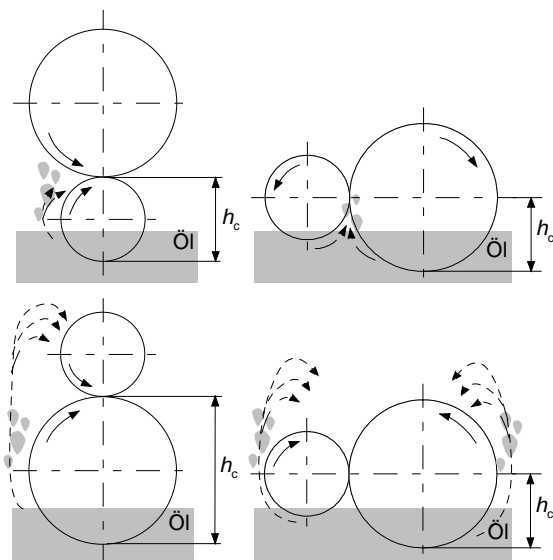
$$Re_{\text{Qu}} = \frac{r_a \cdot h \cdot \omega}{\nu} , \quad Fr_{\text{Qu}} = \frac{r_a^2 \cdot \omega^2}{g \cdot h} . \quad (3.17)$$

Mit den Gültigkeitsbereichen für $h/h_0 = 0,45 \div 1,8$ und $b/h_0 = 1 \div 6$ läßt sich das Quetschmoment näherungsweise ermitteln. Die Gleichungen Gl. 3.15 und Gl. 3.16 beinhalten hierbei noch nicht die Einbaulage der Zahnräder im Getriebe. In einer Studie in /109/ wurde aus Versuchen eine Gleichung ermittelt, die diese Einflußgröße berücksichtigt:

$$T_{\text{Qu}} = 3,88 \cdot 10^{-10} \cdot c_{\text{Sp}} \cdot r \cdot b^{1,6} \cdot v_t^2 \cdot v^{-0,15} \cdot \rho . \quad (3.18)$$

Der angegebene Spritzölfaktor c_{sp} ist dimensionslos und wird im wesentlichen durch die Einbaulage, die Eintauchtiefe e , den Abschleuderwinkel φ und die hydraulische Länge l_H , die durch die Größe des Getriebegehäuses bestimmt wird, beeinflusst.

Im Bild 3.12 sind die entsprechenden Spritzölfaktoren für die möglichen Einbaulagen von Zahnrädern im Getriebe angegeben. Der eingehende Höhenunterschied h_c gibt den Abstand zwischen dem Wälzpunkt und dem tiefsten Punkt des größten eintauchenden Zahnrads an.



Bemerkung:

Direktes Anspritzen in den Eingriff $\varphi = \pi/2$

$$c_{sp} = \left(\frac{e_{\max}}{h_c} \right)^{1,5}$$

Indirektes Anspritzen über Umwege in den Eingriff $\varphi = 3\pi/2$

$$c_{sp} = \left(\frac{e_{\max}}{h_c} \right)^{1,5} \cdot \frac{2 \cdot h_c}{l_H} \quad , \quad \text{mit } l_H = \frac{4 \cdot A_G}{U}$$

A_G ...Innenquerschnittsfläche des Getriebegehäuses in der Stirnschnittebene der Zahnräder
 Uim Ruhezustand benetzter Umfang von A_G

Bild 3.12: Mögliche Einbaulagen von Zahnrädern in Getrieben

3.9.2 Synchronisierungsschleppmoment

Das Synchronisierungsschleppmoment basiert auf einem einfachen Ansatz nach /43/. Damit wird die Entstehung des Schleppmoments durch die unterschiedliche Drehzahl zwischen Synchronring und Losrad beziehungsweise zwischen Synchronring und Schiebemuffe hervorgerufen. Die Annahme stützt sich auf den Scherspannungsansatz für Newtonsche Flüssigkeit, die einen Reibungsverlust durch die Scherströmung des Getriebeöls innerhalb der Reibflächen verursacht:

$$T_{Sy} = \frac{1}{4} \cdot \omega_{Sy,w/2} \cdot \nu \cdot \rho \cdot \frac{b_{Sy}}{h_{Sy}} \cdot \pi \cdot d_{Sy}^3 \quad (3.19)$$

Die Geometrie der Synchronisierung wird durch die Spalthöhe h_{Sy} , die Spaltbreite b_{Sy} und den mittleren Reibflächendurchmesser d_{Sy} beschrieben.

3.9.3 Lagerreibungsmoment

In /110/ sind vereinfachte Zahlenwertgleichungen für Wälzlager-Leerlaufverluste angegeben. Das Reibmoment wird dabei durch die kinematische Viskosität ν , die Relativbewegung zwischen Losrad und Welle $n_{2,w}$ und dem mittleren Lagerdurchmesser d_m bestimmt:

$$T_L = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (\nu \cdot n_{2,w})^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \quad (3.20)$$

Die Lagerbauart sowie die Art der Schmierung wird durch den Lagerfaktor f_0 berücksichtigt und kann Tabelle 3.1 entnommen werden.

Tabelle 3.1: Lagerfaktoren für unterschiedliche Schmierzustände

Lagerbauart	Ölumpfschmierung Ölumlaufschmierung	Ölnebelschmierung Tropfschmierung Fettschmierung
Rillenkugellager Pendelkugellager Schräggugellager (einreihig) Axialrillenkugellager	1,5 - 2	0,7 - 1
Schräggugellager (zweireihig)	3 - 4	1,6 - 2
Zylinderrollenlager (einreihig)	2 - 3	1,5 - 2
Nadellager	6 - 12	3 - 6
Kegelrollenlager (einreihig)	3 - 3,5	1,5 - 2
Pendelrollenlager	4 - 6	2 - 3
Axialpendelrollenlager	3 - 4	-
Axialzylinderrollenlager Axialnadellager	2 - 3	-

3.9.4 Planschmoment

Für die Ermittlung des Planschmoments sind Berechnungsansätze gegeben, die aus verschiedenen Versuchsreihen in /109/ entwickelt und in /111/, /112/ sowie /113/ durch Messungen an verschiedenen Getrieben bestätigt wurden. Dabei wird bei der Bestimmung des Planschmoments zwischen vertikaler und horizontaler Achslage unterschieden:

$$T_{\text{pl}} = c_{\text{pl}} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^4 \cdot b \quad (\text{Vertikale Achslage}), \quad (3.21)$$

$$T_{\text{pl}} = c_{\text{w}} \cdot c_{\text{v}} \cdot c_{\text{pl}} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^4 \cdot b \quad (\text{Horizontale Achslage}). \quad (3.22)$$

Bei der vertikalen Achslage wird davon ausgegangen, daß nur das Losrad im Ölsumpf des Getriebes eintaucht, während bei der horizontalen Achslage sowohl das Festrad als auch das Losrad im Ölsumpf eintauchen. Beim Eintauchen von zwei Zahnrädern in den Ölsumpf, d. h. bei horizontaler Achslage, ändert sich das Einzelmoment durch ein gleichzeitig planschendes Festrad. Die angegebene Gl. 3.22 gilt für verschiedene Abschleuderwinkel beziehungsweise Drehrichtungen und wurde in /114/ mit Versuchsergebnissen abgesichert und verbessert. Der in den Gl. 3.21 und Gl. 3.22 angegebene Planschmomentfaktor c_{pl} wird je nach den Strömungsverhältnissen des Getriebeöls in drei Bereiche unterteilt. Für laminare Strömungsverhältnisse größer beziehungsweise kleiner als der Wert $Re_{\text{pl}}^{-0,6} \cdot Fr_{\text{pl}}^{-0,25} = 8,7 \cdot 10^{-3}$ werden die Berechnungsformeln Gl. 3.23 beziehungsweise Gl. 3.24 herangezogen.

$$c_{\text{pl}} = 4,57 \cdot Re_{\text{pl}}^{-0,6} \cdot Fr_{\text{pl}}^{-0,25} \cdot \left(\frac{e}{r_a}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{b}{r_a}\right)^{-0,4} \cdot \left(\frac{V_z}{V_0}\right)^{-0,3} \cdot \left(\frac{\sum V_z}{V_0}\right)^{-0,2}, \quad (3.23)$$

$$c_{\text{pl}} = 2,63 \cdot Re_{\text{pl}}^{-0,6} \cdot Fr_{\text{pl}}^{-0,25} \cdot \left(\frac{e}{r_a}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{b}{r_a}\right)^{-0,17} \cdot \left(\frac{V_z}{V_0}\right)^{-0,53} \cdot \left(\frac{\sum V_z}{V_0}\right)^{-0,2}. \quad (3.24)$$

Im turbulenten Strömungsbereich, der bei niedrigen Drehzahlen der Getriebeeingangswelle auftritt, sind die Beziehungen

$$c_{\text{pl}} = 0,376 \cdot Re_{\text{pl}}^{-0,3} \cdot Fr_{\text{pl}}^{-0,25} \cdot \left(\frac{e}{r_a}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{b}{r_a}\right)^{-0,124} \cdot \left(\frac{V_z}{V_0}\right)^{-0,376} \cdot \left(\frac{\sum V_z}{V_0}\right)^{-0,2}, \quad (3.25)$$

$$\text{mit } Re_{Pl} = \frac{\omega \cdot r_a^2}{\nu}, \quad (3.26)$$

$$\text{und } Fr_{Pl} = \frac{\omega^2 \cdot r_a}{g}, \quad (3.27)$$

für die Bestimmung des Planschmomentenfaktors anzuwenden. Der Wandabstandsfaktor c_w und der Ölvolumenfaktor c_v wurden in der Gl. 3.22 /112/ durch Näherungsformeln angegeben und anhand von Versuchen bestätigt:

$$c_w = 1 - 0,02 \cdot \left[1 - \frac{s_{zu}}{2 \cdot r_a} \right]^{1,8} \cdot Fr_{Pl}^{0,45}, \quad (3.28)$$

$$c_v = 1 - \left[\frac{V_z}{V_0} - 0,1 \right]^{0,4}. \quad (3.29)$$

Die Dichte des Getriebeöls kann mit der in /116/ angegebenen Gl. 3.30 in Abhängigkeit von Umgebungsdruck und Temperatur berechnet werden.

$$\rho(p, \vartheta) = \rho_0 \cdot (1 + 49,62 \cdot 10^{-6} \cdot p - 688 \cdot 10^{-6} \cdot \vartheta + 0,226 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot \vartheta). \quad (3.30)$$

Die Dichte ρ_0 stellt die Dichte bei Atmosphärendruck $p = 1,013$ bar und bei einer Temperatur von $\vartheta = 0$ °C dar.

3.9.5 Schleppmomentprogramm

In den vorangegangenen Teilabschnitten wurden Grundlagen für die näherungsweise Ermittlung der Schleppmomentanteile am Losrad aufgezeigt. Durch die grafische Umsetzung der Näherungslösungen zur Bestimmung der Schleppmomentanteile an einzelnen Gangstufen in einem Dialogfenster im Excel-Berechnungsprogramm kann nach Eingabe der erforderlichen Parameter das Gesamtschleppmoment eines kompletten Getriebes aus den Schleppmomentanteilen näherungsweise ermittelt werden (siehe S. 103). Parameterstudien ermöglichen eine Optimierung des Schleppmoments an einzelnen Zahnradstufe, um die Klapper- und Rasselneigung zu verbessern.

3.10 Bestimmung der Losteilbewegung

Die Losteilbewegung wird durch die Freiheitsgrade Verdrehflanken-, Axial- und Radialspiel beeinflusst. Zur Bestimmung des Verdrehflankenspiels können statische oder dynamische Messungen an Getrieben beziehungsweise Zahnradstufen durchgeführt werden /121/. Bei der statischen experimentellen Bestimmung des Verdrehflankenspiels s_v wird folgendermaßen vorgegangen: Die An- und Abtriebswelle des Getriebes werden bei eingelegtem Gang gegeneinander verdreht, bis alle geschalteten Losräder an den Zahnflanken anliegen. Der dadurch entstandene Verdrehwinkel φ_0 ist ein Maß für das Verdrehflankenspiel s_v und kann für eine Zahnradstufe mit der Gl. 3.31 bestimmt werden:

$$s_v = \pi \cdot r_{b2} \cdot \frac{\varphi_0}{180^\circ}. \quad (3.31)$$

Dabei ist r_{b2} der Betriebswälzkreisradius des Losrads. Sind zwei oder mehrere Zahnradstufen beteiligt, müssen die Verdrehflankenspiele der Zahnradstufen summiert werden:

$$s_{v,ges} = \frac{\pi}{180^\circ} \sum_{i=1}^n (r_{b,i} \cdot \varphi_{0i}), \quad (3.32)$$

Das dynamische Verdrehflankenspiel s_v einer Zahnradstufe im Leerlauf, also ohne Drehmomentübertragung während des Betriebs, wird durch die Differenz zwischen Fest- und Losradverdrehwinkel bestimmt. Für die Anregung der Getriebeeingangswelle entsprechend der Hauptordnung eines Vier-Zylinders-Viertakt-Verbrennungsmotors gilt die folgende Anregungsfunktion:

$$\omega_1(t) = \omega_{01} + \hat{\omega}_1 \cdot \sin(2 \cdot \omega_{01} \cdot t). \quad (3.33)$$

Durch Integration der Gl. 3.33 erhält man den dynamischen Verlauf des Verdrehflankenspiels:

$$\varphi_{01}(t) = \omega_{01} \cdot t - \frac{\hat{\omega}_1}{2 \cdot \omega_{01}} \cdot \cos(2 \cdot \omega_{01} \cdot t). \quad (3.34)$$

Das dynamische Verdrehflankenspiel während des Betriebs im Leerlauf kann mathematisch aus der Differenz des Fest- und Losradverdrehwinkels ermittelt werden:

$$\Delta\varphi_0(t) = \varphi_{01}(t) - \varphi_{02}(t), \quad (3.35)$$

$$s_v = \pi \cdot r_{b2} \cdot \frac{(\omega_{01} - \omega_{02}) \cdot t - \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\hat{\omega}_1}{\omega_{01}} \cdot \cos(2 \cdot \omega_{01} \cdot t) - \frac{\hat{\omega}_2}{\omega_{02}} \cdot \cos(2 \cdot \omega_{02} \cdot t) \right]}{180^\circ}. \quad (3.36)$$

Die folgenden Bilder zeigen die berechneten und gemessenen Verdrehflankenspiele zwischen einem Fest- und Losrad. Hierbei ist nicht der Verlauf des Verdrehflankenspiels über der Zeit maßgebend, sondern der Betrag des maximalen Spiels, der bei beiden Bildern etwa 0,25 mm beträgt.

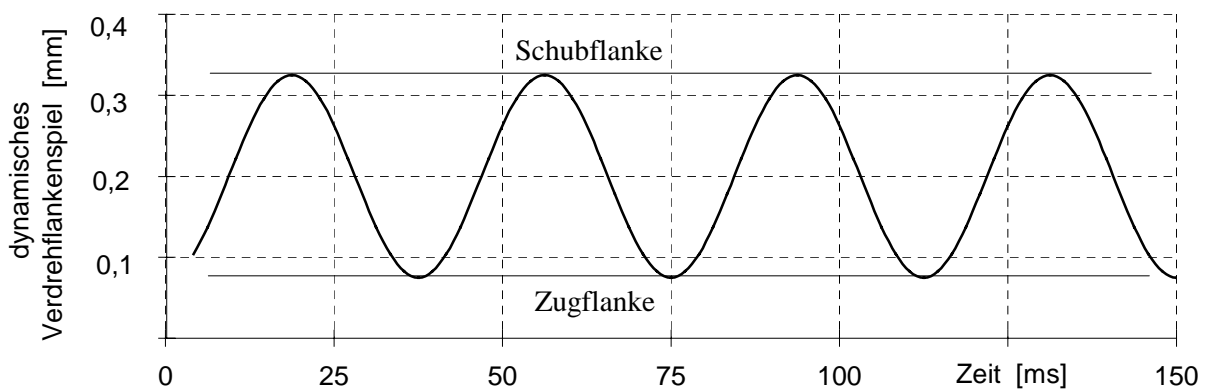


Bild 3.13: Darstellung des berechneten dynamischen Verdrehflankenspiels zwischen Fest- und Losrad bei einer idealisierten Anregung mit einem Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotor bei 1000 rad/s^2

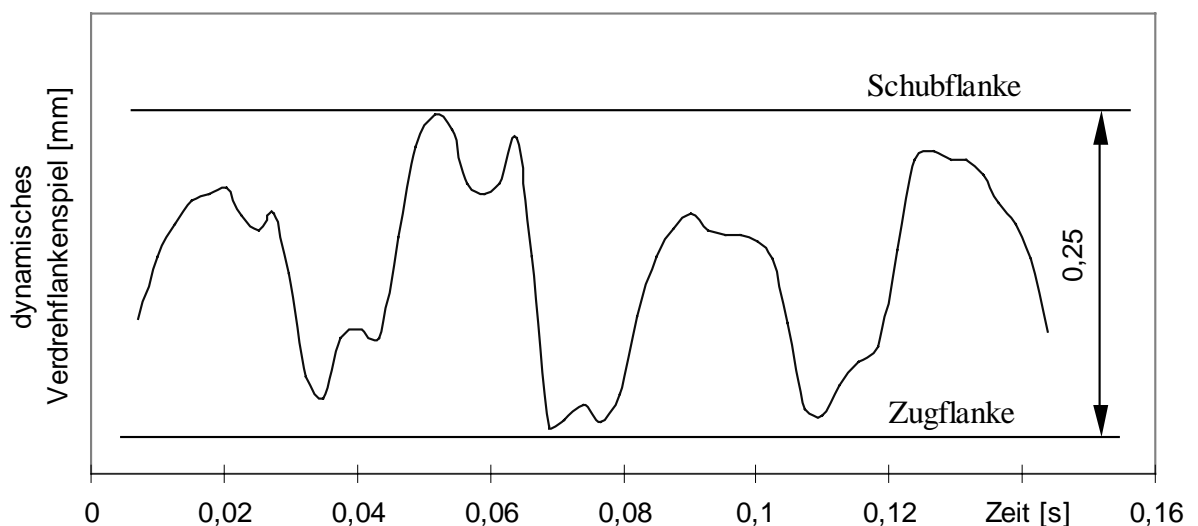


Bild 3.14: Messung des dynamischen Verdrehflankenspiels zwischen der Antriebswelle und der Konstante eines Koaxialgetriebes bei einer realistischen Anregung mit einem Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotor bei 1000 rad/s^2

4 Beurteilungskriterien für Getriebegeräusche

Beim Fahrer eines Kraftfahrzeugs können unangenehme Empfindungen durch transiente Schwingungen bei Längsruckeln nach Lastwechsel oder periodische Erregungen wie Zahneingriffe mit tonalen Einträgen im Luftschall ausgelöst werden. Neben diesen Erscheinungen wird das Klappern und Rasseln des Getriebes als lästig wahrgenommen. Beim Klappern und Rasseln treten stochastische Schwingungen auf, die sich als Geräusch oder als Körperschall bemerkbar machen. Die stochastisch auftretenden Impulse beziehungsweise Stöße an den funktionsbedingten Spielen der Lasteilkomponenten erregen das Getriebegehäuse zu überlagerten Eigenschwingungen, die als Luftschall abgestrahlt und als Körperschall in den Fahrzeuginnenraum übertragen werden.

4.1 Subjektive und objektive Bewertung der Geräusche

Die Beurteilung des Getriebegeräusches, insbesondere der Klapper- und Rasselgeräusche, stellt in der Praxis die schwere Aufgabe dar, die subjektiv gewonnenen Eindrücke über die Geräuschneigung von Fahrzeuggetrieben zu objektivieren, da die Klapper- und Rasselgeräusche als Komfortproblem angesehen werden und sich aufgrund ihrer lästigen Charakteristik besonders unangenehm bemerkbar machen. Bei der Vorbeifahrt eines Pkw in einem Abstand von 7,5 m darf nach der seit Oktober 1995 gültigen EG-Richtlinie 92/97/EWG ein Geräuschgrenzwert von 74 dB(A) nicht überschritten werden.

Die Bewertung von Getrieben erfolgt in der Praxis anhand der im Fahrversuch durchgeführten subjektiven Beurteilung mit ATZ-Bewertungssystemen. Dieses Bewertungssystem beinhaltet neben Getriebegeräuschen, die Undichtheit und den Schaltübergang, die mittels Noten von 1 bis 10 die Getriebe in "nicht annehmbar", "Grenzfall" und "annehmbar" eingeteilt werden, Bild 4.1.

Eine Erhöhung des Schalldruckpegels um 3 dB entspricht einer Verdoppelung der Schallintensität, d. h. sind zwei gleichweit entfernte und gleichlaute Schallquellen gleichzeitig in Betrieb, so steigt der gesamte Lautstärkepegel wegen der Energieverdopplung um 3 dB an. Das menschliche Gehör kann akustische Ereignisse innerhalb eines bestimmten Frequenz- und Schalldruckbereichs wahrnehmen. Die

untere Schallgrenze wird als Hörschwelle und die obere Schallpegelgrenze als Schmerzempfindungs- oder Schmerzschwelle bezeichnet. Subjektiv empfindet das menschliche Gehör eine Verdopplung beziehungsweise eine Halbierung des Schalldruckpegels wenn es um 10 dB erhöht beziehungsweise um 10 dB verringert wird /123/. Die Hörfläche von normalhörenden Personen ist in Bild 4.2 als eine spektrale Schallpegelverteilung dargestellt.

ATZ-Note									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
nicht annehmbar				Grenzfall	annehmbar				

Getriebeegeräusche									
sehr laut			laut	störend	deutlich hörbar	hörbar	gut, etwas hörbar	sehr gut, kaum hörbar	hervorragend, nicht hörbar

Undichtheit									
Tropfenbildung				Schwitzen				Spuren	keine

Schaltübergang									
Durchgehend	starkes Durchrutschen	verzogen	hart	störend	deutlich spürbar	spürbar	etwas spürbar	sanft, weich	nicht spürbar

Bild 4.1: ATZ-Bewertungssystem /124/

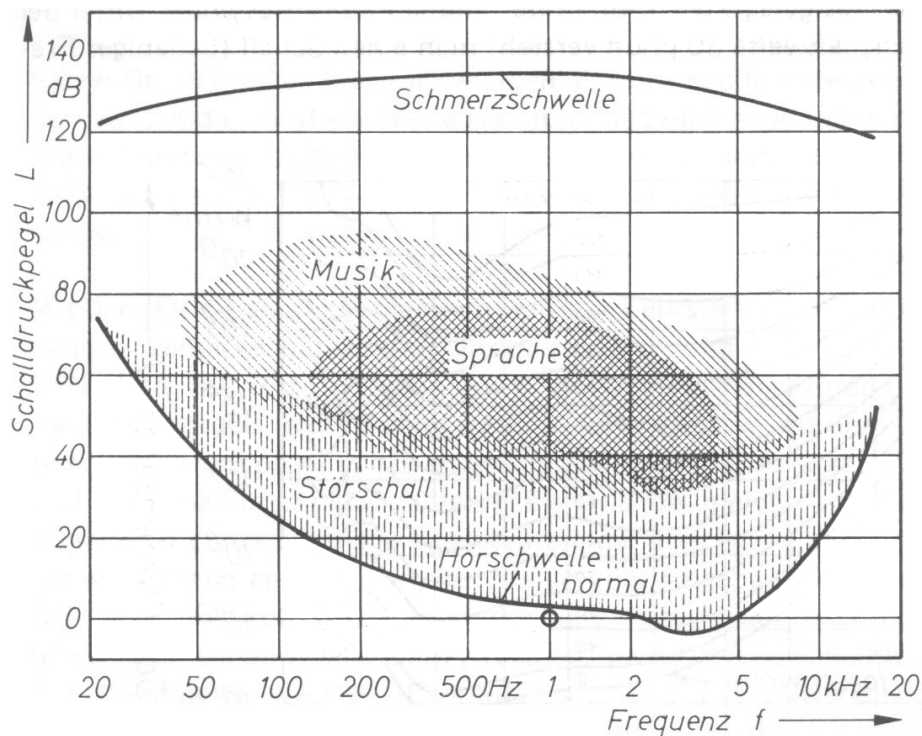


Bild 4.2: Hördynamik eines normalhörenden Beobachters mit spektralen Schallpegelverteilungen von Sprache, Musik und Störschall /123/

4.2 Objektive Bewertung der Geräusche am Prüfstand

Zur objektiven Beurteilung der Klapper- und Rasselgeräusche von Getrieben auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand wird der vom Gehäuse abgestrahlte Luftschalldruckpegel in dB(A) herangezogen, da die A-Bewertung den Schalldruck dem Hörempfinden des menschlichen Ohrs angepaßt ist. Dadurch können objektiv verschiedene Getriebevarianten oder deren Komponenten untereinander verglichen und bewertet werden. Wird der Luftschalldruckpegelaufnehmer bei einer definierten Position befestigt, so ist der Vergleich verschiedener Getriebe sehr leicht möglich.

Durch den Prüfstandsversuch eröffnet sich die Möglichkeit, auch fahrzeugunabhängig zu einer relativen oder absoluten Beurteilung der Klapper- und Rasselgeräuschneigung eines Fahrzeuggetriebes zu gelangen, etwa zur Beurteilung der Serie oder bei der Entwicklung von Maßnahmen zur gezielten Verbesserung der Klapper- und Rasselgeräusche.

Für die Bewertung der untersuchten Getriebevarianten wird neben dem Drehzahlhochlauf die Klapperkurve und die dreidimensionale Klapperkurve herangezogen (siehe S. 38). Der Drehzahlhochlauf der Versuchsgetriebe auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand, also eine reine *gleichförmige Drehzahlrampe* ohne Anregung, kann als ein Beurteilungskriterium von Getriebevarianten herangezogen werden, Bild 4.3.

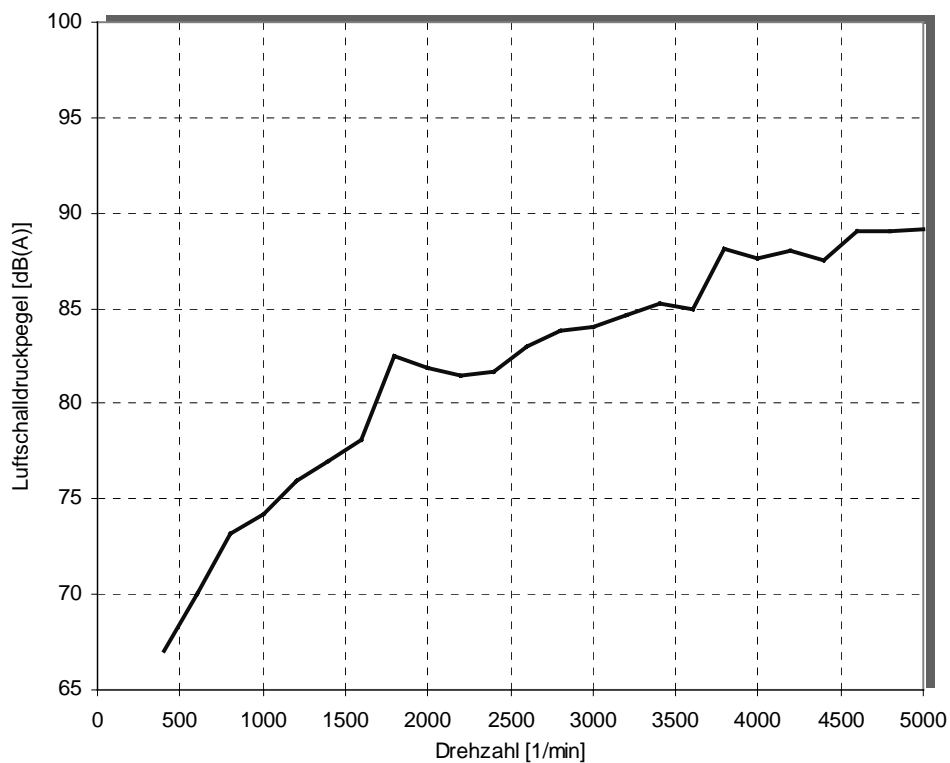


Bild 4.3: Interpretation der Drehzahlrampe ohne Anregung

Die reine Drehzahlrampe beschreibt den Luftschalldruckpegelverlauf in Abhängigkeit von der Grunddrehzahl bei kontinuierlichem durchfahren ohne Anregung. Der Luftschalldruckpegel setzt sich dabei aus Lagerlauf-, Plansch- und Verzahnungslaufgeräuschen zusammen. Aus der reinen Drehzahlrampe können Resonanzbereiche im Getriebe ermittelt werden, die eine Erhöhung des Luftschalldruckpegels zur Folge haben.

Ein weiteres Beurteilungskriterium ist die **Klapperkurve**, die den Luftschalldruckpegelverlauf in Abhängigkeit von der Winkelbeschleunigungsamplitude beschreibt, Bild 4.4. Dabei wird die Klapperkurve in drei charakteristische Bereiche eingeteilt: dem Grundgeräusch, der Klappergrenze und dem Pegelverlauf. Am Beispiel eines Kompletgetriebes soll die Klapperkurve interpretiert werden. Das **Grundgeräusch** tritt bis zur Klappergrenze auf und setzt sich aus Lagerlauf-, Plansch- und Verzahnungslaufgeräuschen zusammen. In dem dargestellten **Körperschallverlauf 1** treten keine Stöße auf. Die **Klappergrenze 2** kennzeichnet den Punkt in der Klapperkurve, an dem die Winkelbeschleunigungsamplitude so groß geworden ist, daß sich die Losteile von den treibenden Festrädern abzulösen beginnen. Für größer werdende Winkelbeschleunigungsamplituden beginnt der Anstieg des Klappergeräuschpegels. Dabei sind im Körperschallsignal die ersten Klapperstöße ersichtlich.

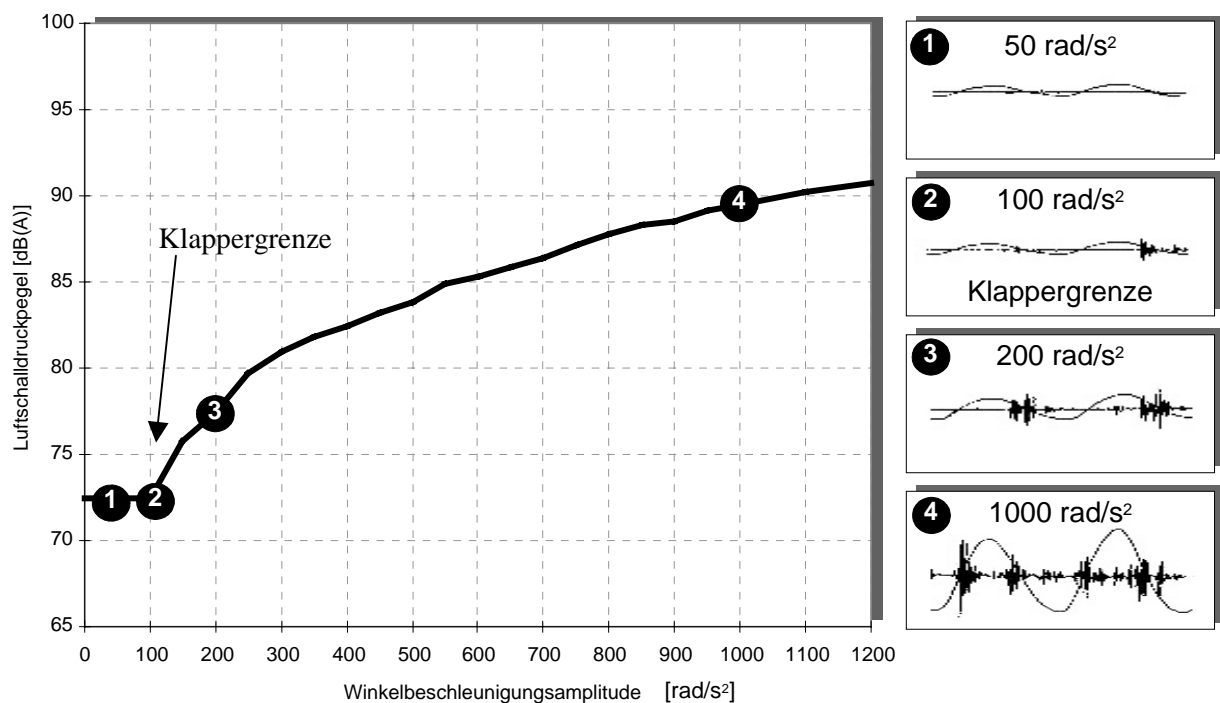


Bild 4.4: Interpretation der Klapperkurve

Der *Pegelverlauf (Punkte 3 und 4)* gibt das Geräuschverhalten bei Winkelbeschleunigungsamplituden oberhalb der Klappergrenze wieder. Hierbei sind sowohl die Verdrehflanken- als auch die Axialstöße deutlich ausgeprägt.

Ein anderes Beurteilungskriterium ist der dreidimensionale Verlauf der Klapperkurve bei unterschiedlichen Grunddrehzahlen, Bild 4.5. Mit dieser 3D-Klapperkurve können realistische Grunddrehzahlbereiche mit aufmodulierter Drehungleichförmigkeit dargestellt werden. Die dreidimensionale Klapperkurve beschreibt das Geräuschverhalten kompletter Getriebe oder einzelner Zahnradstufen in Abhängigkeit von der Grunddrehzahl und von der Winkelbeschleunigungsamplitude.

Die gekennzeichnete *Kurve 1* beschreibt, wie Bild 4.3, die reine Drehzahlrampe, bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 0 rad/s^2 , also ohne Anregung. Den Verlauf der Klappergrenze bei Variation der Grunddrehzahl kennzeichnet die *Kurve 2*. Die *Kurven 3 und 4* zeigen eine Drehzahlrampe mit aufmodulierter Drehungleichförmigkeit, an dem die Winkelbeschleunigungsamplitude durch die Abnahme der Schwingungsamplitude an der Getriebeeingangswelle konstant gehalten wird. In dem dargestellten Drehzahlverlauf wird die prinzipielle Reduzierung der Drehungleichförmigkeitsamplitude bei konstanter Winkelbeschleunigung der Antriebswelle ersichtlich.

Die *primären Beurteilungskriterien* zur Bewertung der Klapper- und Rasselneigung von Getrieben und deren Varianten auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand sind die Klappergrenzen und die Luftschalldruckpegelwerte der untersuchten Getriebe. Anhand dieser beiden Kriterien kann ein Getriebe, das mit einer Maßnahme zur Reduzierung dieser Geräusche bestückt ist, als klapper- oder rasselgünstig erkannt werden. Wird eine Maßnahme anhand der primären Kriterien als günstig erkannt, so ist zu klären, ob die *sekundären Beurteilungskriterien* noch akzeptabel sind. Diese sekundären Beurteilungskriterien beinhalten neben der zuverlässigen Funktionsweise der Maßnahme die Lebensdauer, den Aufwand für die Umsetzung in die Serie, die Nebeneffekte bei allen auftretenden Betriebszuständen und den Getriebewirkungsgrad. Alle getriebeinternen Maßnahmen, die bezüglich Klapper- und Rasselgeräuschen als günstig erkannt werden, müssen auch auf die sekundären Kriterien hin untersucht werden.

Die auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand durchgeführten Luftschalldruckpegelmessungen können Getriebetypen bei unterschiedlichen Einbau- und Betriebszuständen untereinander vergleichen. Die Aussage über die subjektiv wahrgenommenen Geräusche im Fahrzeug kann mit dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand nur mit Einschränkung getroffen werden, da die Körperschallausbreitung und das Übertragungsverhalten vom Getriebe bis in den Fahrgastraum zu einer anderen Geräuschempfindung führen kann.

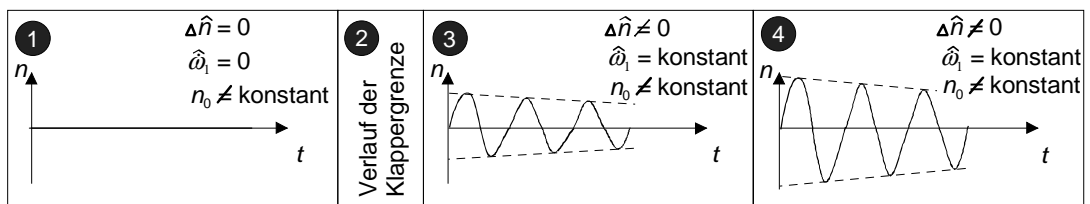
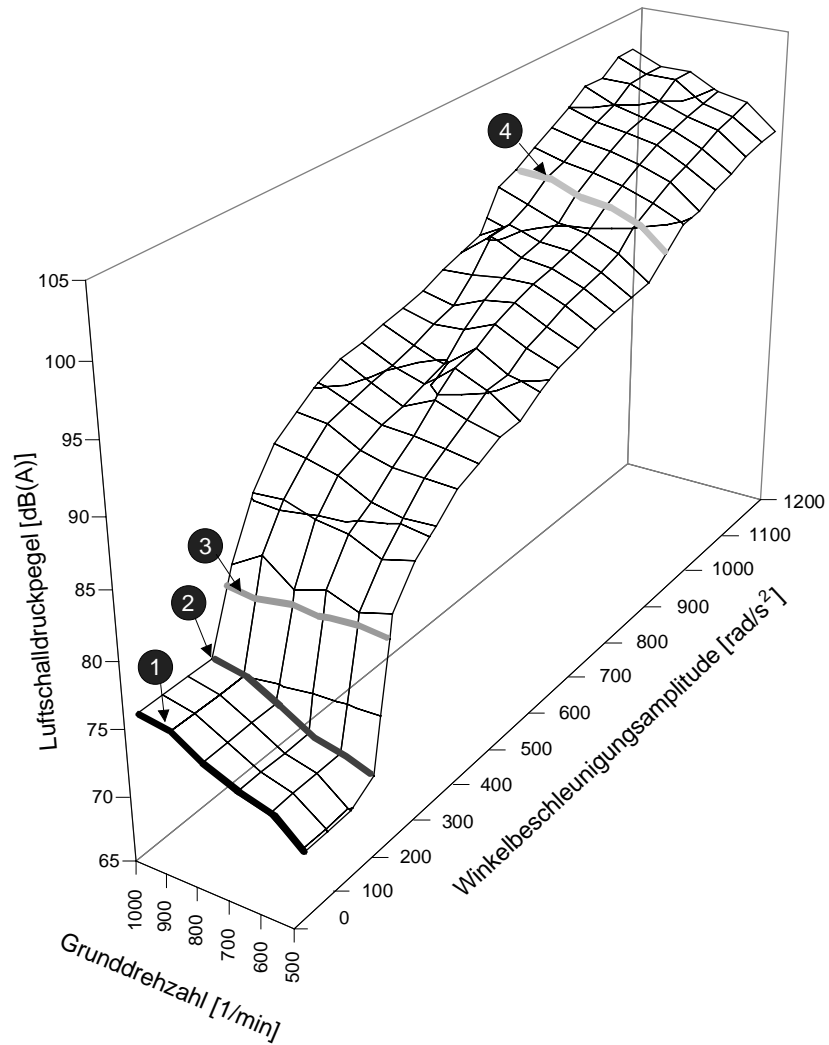


Bild 4.5: Interpretation der dreidimensionalen Klapperkurve

5 Durchführung der Versuche

In diesem Abschnitt werden Versuchsprinzipien, Aufbau und Meßverfahren des für die experimentellen Untersuchungen herangezogenen IMA-Klapper- und Rasselprüfstands dargestellt. Die Versuchsdurchführung für die unterschiedlichen Betriebszustände von Getrieben, wie Leerlauf und Ingearverhalten, also bei geschalteter Gangstufe, werden erläutert.

5.1 Versuchsprinzipien

Bei der Durchführung der Messungen auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand können vier Versuchsprinzipien unterschieden werden:

- Leerlaufversuche,
- Ingearversuche,
- Ausbauversuche,
- Versuche mit dem Elementarprüfgetriebe.

Im Bild 5.1 sind die Versuchsprinzipien mit den zugehörigen Merkmalen dargestellt. Zur Nachbildung des Klappergeräusches werden Leerlaufversuche durchgeführt. Dabei genügt es, wenn nur die Antriebswelle des Getriebes mit Torsionsschwingungen angeregt wird. Die Abtriebswelle steht bei diesen Meßreihen immer still. Die mitdrehenden Losteile, wie zum Beispiel Losräder und Synchronringe, werden durch die eingeleitete Drehungleichförmigkeit zu Schwingungen angeregt. Die Beschleunigungen und Verzögerungen der Losteile bewirken Stöße an den Spielgrenzen und erzeugen dadurch die Klappergeräusche. Losteile, die sich nicht mitdrehen, können folglich auch keine Klappergeräusche verursachen.

Bei den Ingearmessungen werden die im Leistungsfluß liegenden Zahnräder durch ein Bremsmoment an der Abtriebswelle verspannt. Das Bremsmoment an der Abtriebswelle muß mindestens so groß sein, daß sich die Zahnflanken der jeweils geschalteten Gangstufen nicht voneinander abheben. Im Gegensatz zu den Leerlaufversuchen können hier alle außer den im Leistungsfluß liegenden Losräder und Synchronringe zum Rasseln angeregt werden. Mit Ausbauversuchen werden die Einflüsse

einzelner Radsätze auf den Gesamtgeräuschpegel des Getriebes bestimmt. Durch die Versuche mit dem Elementarprüfgetriebe können ebenfalls einzelne Zahnradstufen sowie mehrere Radsätze auf ihr Geräuschverhalten hin untersucht werden. Diese Einrichtung ermöglicht bei gleichen Versuchsbedingungen die systematische Untersuchung des Einflusses bei Variation des Verdrehflanken-, Axial- und Radialspiels.

	Versuchsprinzip	Merkmale
Leerlaufmessungen		<ul style="list-style-type: none"> ○ Antriebswelle mit Torsionsschwingungen ○ Abtriebswelle steht still ○ Nur mitdrehende Losteile können Klappergeräusche verursachen
Ingearmessungen		<ul style="list-style-type: none"> ○ Antriebswelle mit Torsionsschwingungen ○ Bremsmoment an der mitrotierenden Abtriebswelle ○ Alle Losteile außer der im Leistungsfluß liegenden Losteile verursachen Rasselgeräusche
Ausbauversuche		<ul style="list-style-type: none"> ○ Antriebswelle mit Torsionsschwingungen ○ Ausbauversuche zur Ermittlung des Einflusses einzelner Radsätze auf das Gesamtgeräusch des Getriebes ○ Betrachtete Zahnradstufe kann Klappergeräusche verursachen
Versuche mit dem Elementarprüfgetriebe		<ul style="list-style-type: none"> ○ Antriebswelle mit Torsionsschwingungen ○ Abtriebswelle steht still ○ Parametervariation an einzelnen Zahnradstufen

Bild 5.1: Darstellung der Versuchsprinzipien

5.2 Prüfstandskonzept und -aufbau

Für die Erzeugung von Drehzahlungleichförmigkeiten ohne den Einsatz von Verbrennungsmaschinen gibt es unterschiedliche Prüfstandskonzepte, die zur Untersuchung von Fahrzeuggetrieben eingesetzt werden können. Eine mögliche Ausführungsart ist die Ausnutzung des Winkelfehlers eines Kardangelenkes. Durch ein Kardangelenk können sinusförmige Drehzahlverläufe erzeugt werden, die jedoch nur in ihrer Amplitude und nicht in Form und Anregungsfrequenz beeinflussbar sind. Eine weitere Methode ist der Einsatz von Überlagerungsgetrieben. Dadurch können andere Drehzahlfunktionen dargestellt werden. Zur Änderung der Funktion ist aber der Einsatz neuer Prüfstandskomponenten, wie zum Beispiel Kurvenscheiben, notwendig. Ein teureres und aufwendiges Prüfstandskonzept zur Erzeugung von Drehungleichförmigkeiten ist die hydraulische Ansteuerung. Eine weitere mögliche Ausführungsart ist der Einsatz von hochdynamischen Servomotoren, die mit beliebigen Drehzahlverläufen ansteuerbar sind und dadurch auch eine größere Anzahl von Betriebszuständen eines Fahrzeuggetriebes nachbilden können. Dieses Prüfstandskonzept wurde am Institut für Maschinenelemente entwickelt und umgesetzt. Mit diesem Prüfstandskonzept können Leerlauf- und Ingearmessenungen an Koaxial- und Front-/Quergetrieben durchgeführt werden. Durch die Weiterentwicklung dieses Prüfstandskonzeptes können auch beliebige Einbaulagen des Getriebes im Fahrzeug nachgebildet und realistische Drehzahlrampen mit aufmodulierten Drehungleichförmigkeiten nachgefahren werden. Im Bild 5.2 ist das erweiterte Prüfstandskonzept des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands dem realen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs gegenübergestellt.

Anhand des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands für Fahrzeuggetriebe können realitätsnahe Betriebsbedingungen ohne störende Nebeneinflüsse des Fahrzeugs nachgebildet werden. Der schematische Aufbau des Prüfstands mit den zugehörigen Peripheriegeräten ist im Bild 5.3 dargestellt. Der Prüfstand besteht aus einer Schweißkonstruktion, an der das Antriebsaggregat, ein hochdynamischer, bürstenloser, permanenterregter Drehstrom-Synchronmotor, angeordnet ist. Mit diesem Antrieb können verschiedene Verbrennungsmotoren unterschiedlicher Zylinderzahl simuliert werden.

Für Rasseluntersuchungen im Zug- und Schubtrieb wird zusätzlich ein Bremsmotor an der Getriebeabtriebswelle angeflanscht. Die Anordnung des Bremsmotors wird durch das Prüfgetriebe (Koaxial- oder Front-/Querbauweise) bestimmt. Mittels torsionssteifer Kupplungen werden die Servomotoren spielfrei und kraftschlüssig mit dem Prüfgetriebe direkt verbunden. Durch die torsionssteifen Kupplungen werden kleinere Achsversätze bis zu 0,5 mm zwischen dem Servomotor und der Antriebswelle des Prüfgetriebes kompensiert. Die Servomotoren besitzen eine Nennleistung von 13 kW bei einem Nenndrehmoment von 30 Nm und einem Eigenträgheitsmoment des Rotors von $0,005 \text{ kgm}^2$. Das Spitzenmoment liegt bei 120 Nm

und die maximale Antriebsdrehzahl der Servomotoren bei gleichförmiger Drehbewegung beträgt 5000 min^{-1} .

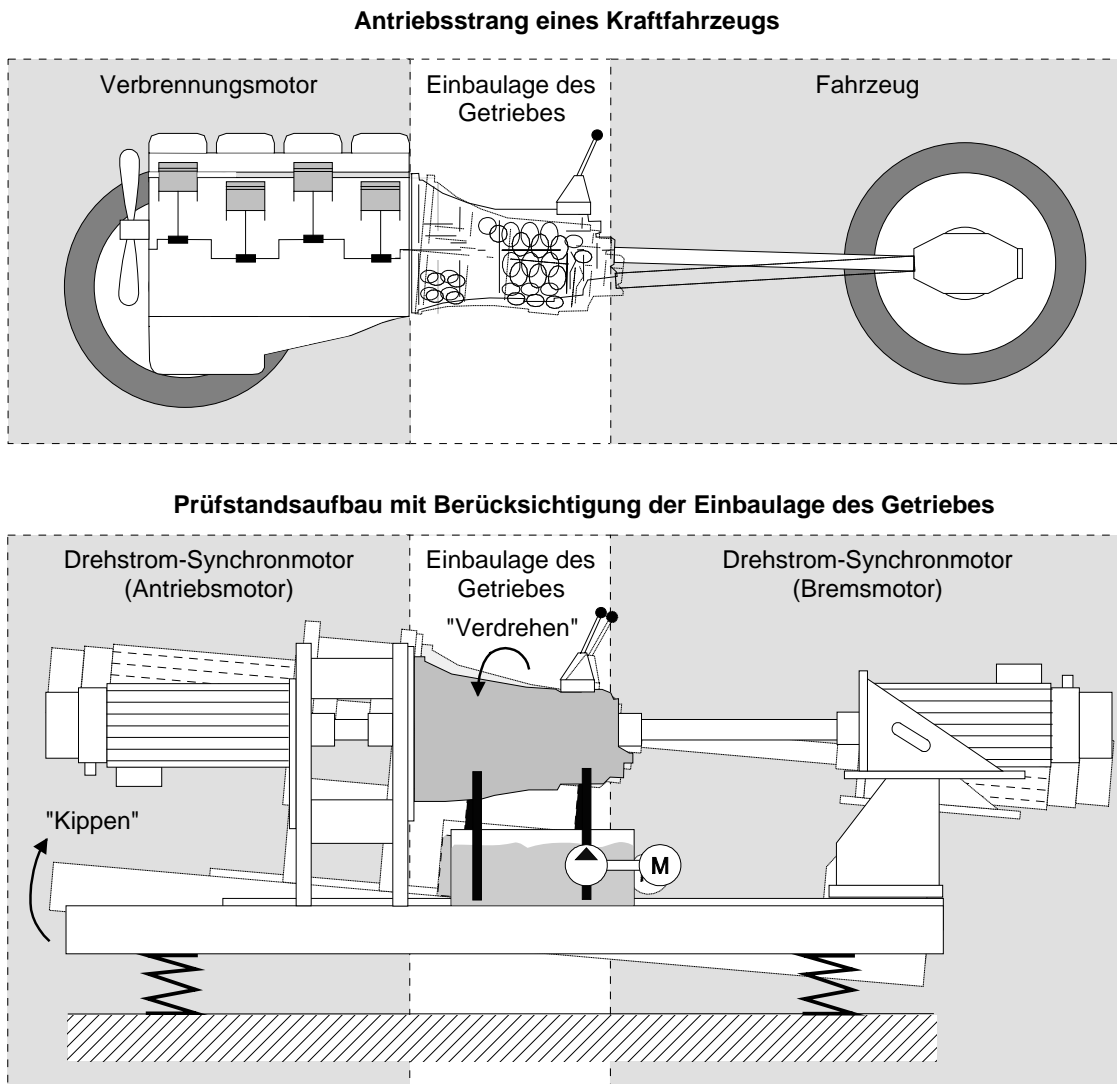


Bild 5.2: Erweitertes Prüfstandskonzept

Mit Hilfe eines PC-gesteuerten Funktionsgenerators können sowohl idealisierte als auch gemessene Drehzahlverläufe von Verbrennungsmotoren der Motorsteuerung in Form von diskreten Stützstellenwerten oder aber analytisch vorgegeben werden, vgl. Bild 3.1 und Bild 3.2. Der am Antriebsmotor angekoppelte Inkrementalgeber dient der Drehzahlerfassung und der Synchronisation des Funktionsgenerators mit der Winkelposition des Antriebsmotors. Die Ungleichförmigkeit steht damit in einer festen Phasenbeziehung zum Drehwinkel des Servomotors. Mit einem integrierenden Luftschalldruckpegelmesser wird der Klappergeräuschpegel im Nahfeld des Prüfgetriebes

aufgenommen. Neben der Drehzahl wird synchron der Körperschall mit einem Beschleunigungsaufnehmer an der Getriebegehäuseoberfläche zur Identifizierung der Klapper- und Rasselstöße, die in einem zeitlichen Zusammenhang mit den Drehungleichförmigkeiten stehen, erfaßt.

Durch eine verdrehbare Flanschplatte und einer Kippmöglichkeit des Prüfstandsgeräts können realitätsnahe Einbaulagen des Prüfgetriebes im Fahrzeug nachgebildet werden.

Desweiteren kann das Prüfgetriebe zur Nachbildung realitätsnaher Betriebsbedingungen durch Ölzirkulation mit einem externen Ölaggerat auf maximal 130 °C erhitzt werden.

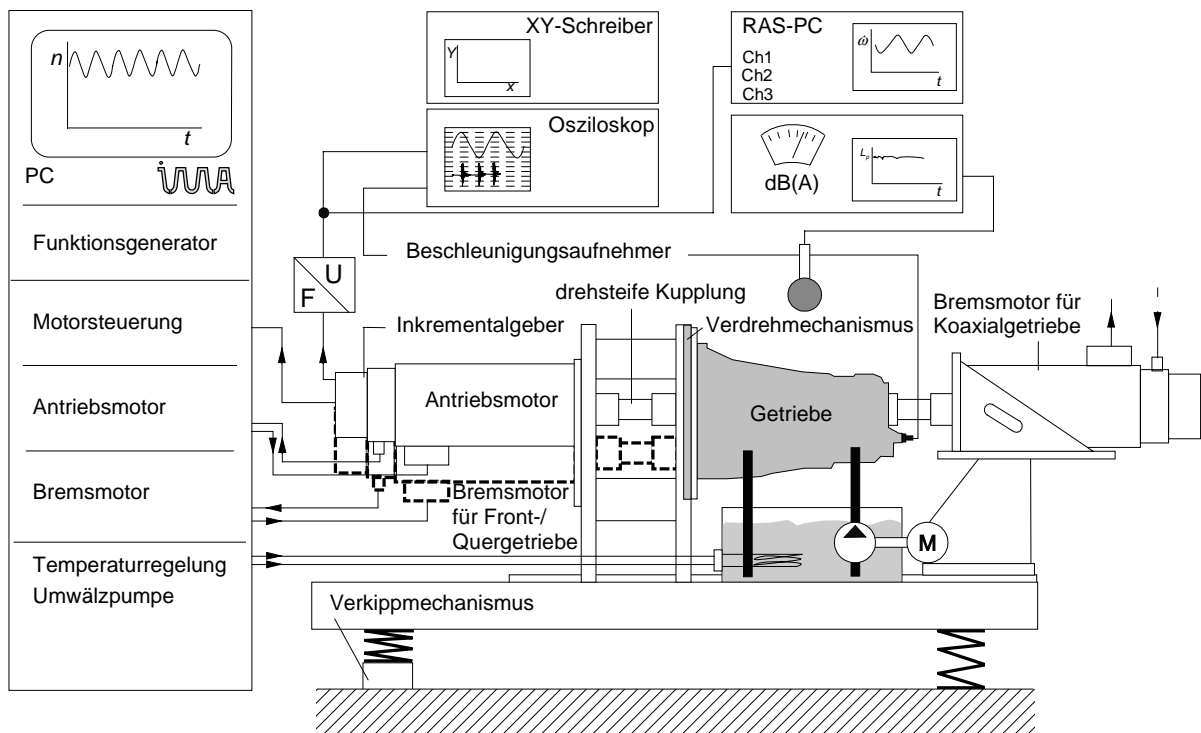


Bild 5.3: Schematischer Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands

In den nachfolgenden Bildern 5.4 und 5.5 ist der mechanische Aufbau des Prüfstands mit Berücksichtigung der Einbaulage im Fahrzeug für Koaxial- und Front-/Quergetriebeuntersuchungen abgebildet.

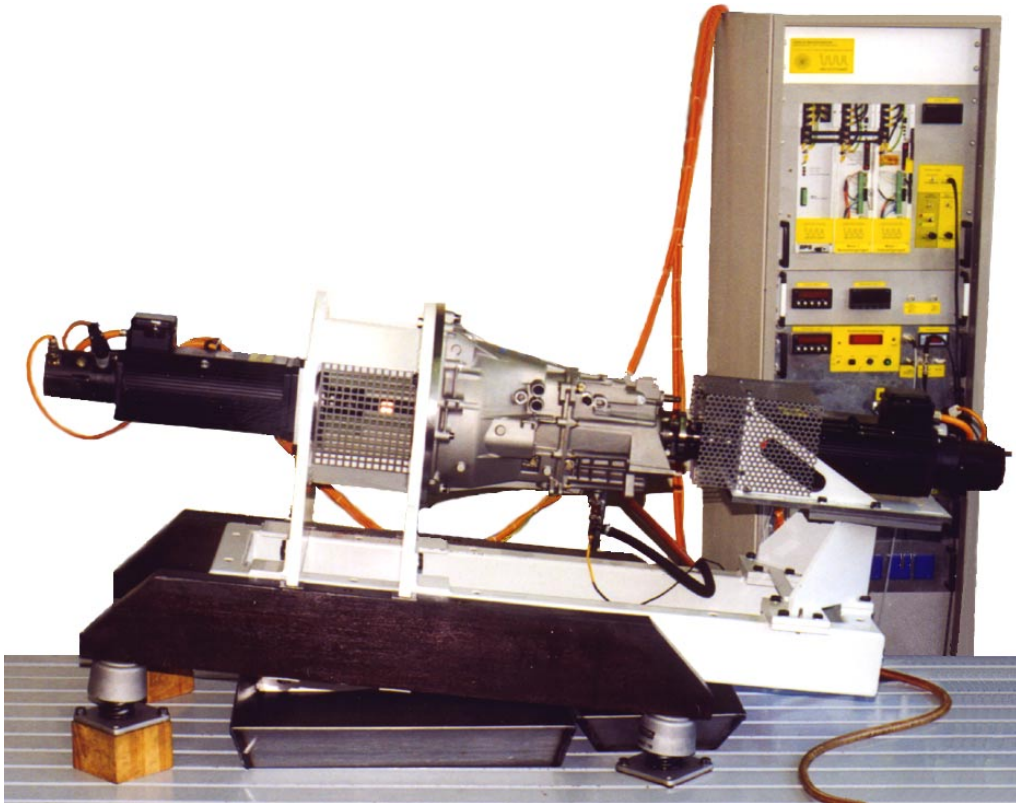


Bild 5.4: Mechanischer Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands für Koaxialgetriebe mit Berücksichtigung der Einbaulage im Fahrzeug

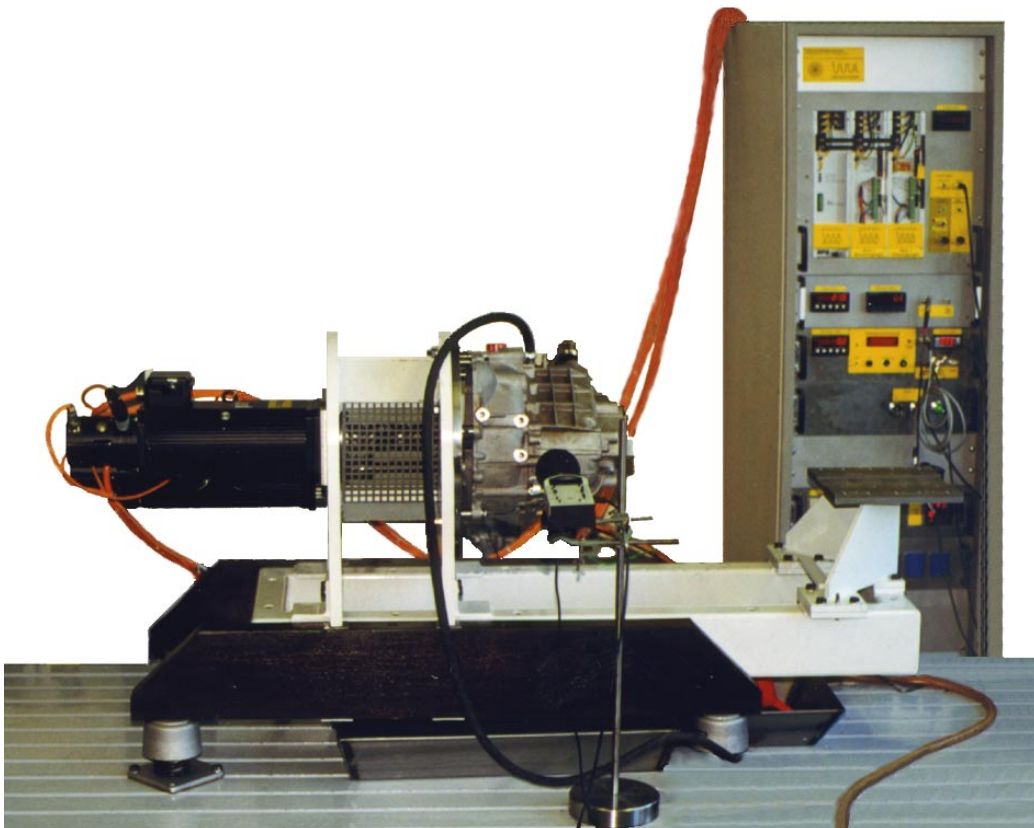


Bild 5.5: Mechanischer Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands für Front-/Quergetriebe

5.3 Vorbereitung der Versuche

Die untersuchten Getriebe wurden jeweils mit der zugehörigen Flanschplatte an der Prüfstandskonstruktion zentriert und befestigt. Ein Adapter diente zur spielfreien Ankopplung der Getriebeeingangswelle an den hochdynamischen Antriebsmotor. Bei Ingearmessungen im Teillastbetrieb wurde die Abtriebswelle zusätzlich durch einen Adapter spielfrei an den Bremsmotor angekoppelt.

Die Getriebeeingangswelle der untersuchten Koaxialgetriebe wurde durch ein Pilotlager in Höhe der Flanschplatte geführt. Zur Aufheizung der Getriebe auf die festgelegte Betriebstemperatur wurde ein Ölaggregat über Verschraubungen, die in die Öl-Abläß- und in die Kontrollöffnung des Getriebes passen, angeschlossen. Durch die Öl-Abläßverschraubung wurde heißes Öl zugeführt und über die Kontrollöffnung des Getriebes wieder zum Ölaggregat zurückgeführt. Während der Messung wurde die Ölzirkulation bei den untersuchten Getrieben unterbrochen und der Ölstand auf die Sollfüllstandshöhe eingestellt. Eine PT-100 Platinfilmsonde in der Öl-Abläßverschraubung wurde für die Überwachung der Getriebeöltemperatur eingesetzt. Die Getriebe wurden zur Aufheizung ca. zwei Stunden bei einer konstanten Drehzahl mit dem zirkulierenden warmen Getriebeöl betrieben und anschließend gemessen. Damit konnte die gleichmäßige Erwärmung des Getriebes und der Getriebekomponenten gewährleistet werden. Die Temperatur des Getriebeöls wurde dabei jeweils an der unteren Seite des Gehäuses im Ölbad abgegriffen.

5.4 Meßwerterfassung und -verarbeitung

Die am IMA-Klapper- und Rasselprüfstand vorhandenen Meßeinrichtungen werden zur Überwachung der Versuchsbedingungen und zur Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse bei definierten Betriebsbedingungen eingesetzt. Die Systemüberwachung kann in die Gruppen Sollwertvorgabe und Drehzahlerfassung, Temperierung, Schleppmomentenerfassung, Erfassung der Losteilbewegungen und in Körperschall- und Luftschallerfassung eingeteilt werden. Die Verarbeitung der Meßsignale erfolgt dabei durch ein Rotationsanalysesystem RAS, mit Hilfe dessen mehrere mathematische Funktionen zur Analyse der Meßergebnisse durchgeführt werden können.

Die Sollwertvorgabe für den Drehzahlverlauf des Antriebsmotors, welcher die Torsionsschwingungen in das Getriebe einleitet, erfolgt durch Stützstellen im Funktionsgenerator, die als Zahlenkolonnen in einer Datei definiert sind. Diese Zahlenkolonne gibt dem Servomotor (Antriebsmotor) eine analoge Ausgangsspannung vor, um die gemessenen Drehzahlverläufe an der Motorkurbel- oder Getriebeeingangswelle ein-

zuleiten. Die Drehzahlerfassung des An- und Abtriebsmotors erfolgt über einen Drehinkrementalgeber auf der Motorwelle mit 2500 Inkrementen pro Umdrehung. Zur Darstellung des Funktionsverlaufs wird zum einen ein Oszilloskop, das über Frequenz-Spannungswandler eine Analogspannung erhält und zum anderen das RAS-System eingesetzt. Mit Hilfe des RAS-Systems können Drehzahlverläufe von Zahnrädern und Wellen berührungslos mittels Hallsonden nach dem Wirbelstromprinzip erfaßt und daraus die Winkelbeschleunigungsamplitude berechnet werden.

Zur Nachbildung realistischer Betriebsbedingungen wird eine Temperiereinheit zur Erwärmung des Getriebeöls eingesetzt. Die Temperiereinheit, die extern angeordnet ist, besteht aus drei Heizstäben mit einer Heizleistung von je 3 kW, die die Temperatur bis zu 130 °C stufenlos einstellen können. Eine Umwälzpumpe in der Temperiereinheit dient der Zirkulation des Getriebeöls. Für stationäre Betriebsbedingungen wird zunächst die Zirkulation des Getriebeöls nach Erreichen der gewünschten Betriebstemperatur abgestellt und die Messungen bei Sollfüllstandshöhe gestartet.

Die Erfassung des Schleppmomentes erfolgt mit einer Drehmomentenmeßwelle, die eine Meßauflösung von 0,004 Nm aufweist und vor der Getriebeeingangswelle angeordnet ist. Der Aufbau und die Funktionsweise der Drehmomentenmeßwelle ist in Bild 5.6 veranschaulicht. Sie besteht im wesentlichen aus einem äußeren und einem inneren Dämpfungsrohr und einem Torsionsdraht zur Verbindung der beiden Rohre. Ein dickflüssiges Silikonöl im Radialspalt zwischen den beiden Rohren wird zur Dämpfung von Schwingungen des Motor/Torsionsdraht/Getriebeteile-Systems eingesetzt. Die Höhe des Radialspalts wurde so gewählt, daß sich ein Lehrsches Dämpfungsmaß zwischen 0,5 und 1,0 ergibt. Das Schleppmoment wird durch die Anzahl der Zählimpulse N des Inkrementalgebers zwischen den Referenzpunkten Start- und Stoppsignal bestimmt. Das Stoppsignal wird durch einen getriebeseitig angeordneten Stift über eine Lichtschranke erzeugt. Der motorseitige Inkrementalgeber liefert zusätzlich pro Umdrehung noch einen Referenzsignal, das als Startsignal zugrundegelegt wird. Die Zählimpulse zwischen den beiden Referenzsignalen sind dabei proportional zum Verdrillwinkel der Drehmomentenmeßwelle. Zum Nullabgleich wird durch Lösen der Arretierschraube die Getriebewelle abgekoppelt. Die Drehmomentenmeßwelle wird somit nur durch das Lagerreibungsmoment, welches vernachlässigbar ist, belastet. Das Startsignal wird danach bei niedriger Drehzahl der Meßwelle bestimmt.

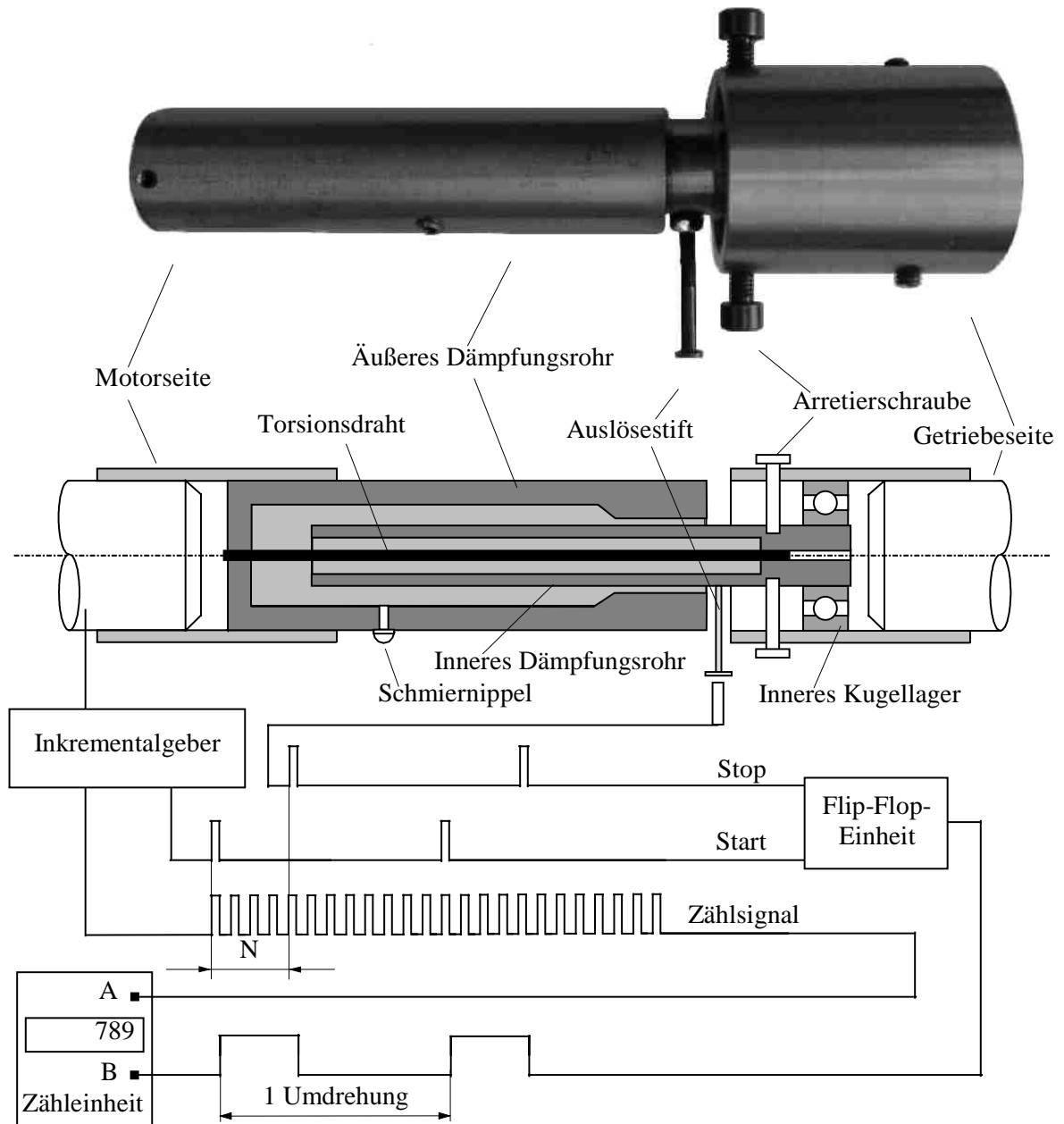


Bild 5.6: Aufbau und Funktionsweise der Drehmomentenmeßwelle

Die Losteilbewegung einzelner Gangstufen wird durch rotatorisch, axial- und radial angeordnete Sensoren aufgezeichnet und mit dem Meßwerterfassungssystem RAS verarbeitet, Bild 5.7. Die Rotations- beziehungsweise Drehbewegung wird durch Hallensensoren am Umfang der betrachteten Gangstufe abgetastet. Mit berührungslosen Abstandssensoren können die Bewegungen in radialer und axialer Richtung aufgezeichnet werden. Die Sensoren arbeiten dabei nach dem Wirbelstromprinzip. Bei den Abstandssensoren werden die Änderungen durch einen Meßverstärker in eine proportionale Spannung umgewandelt und mit dem RAS-System analysiert. Die

Meßgenauigkeit dieser Abstandssensoren beträgt 0,004 mm und der Meßbereich kann bis zu 0,5 mm mit einer Abtastfrequenz von 50 kHz aufgezeichnet werden.

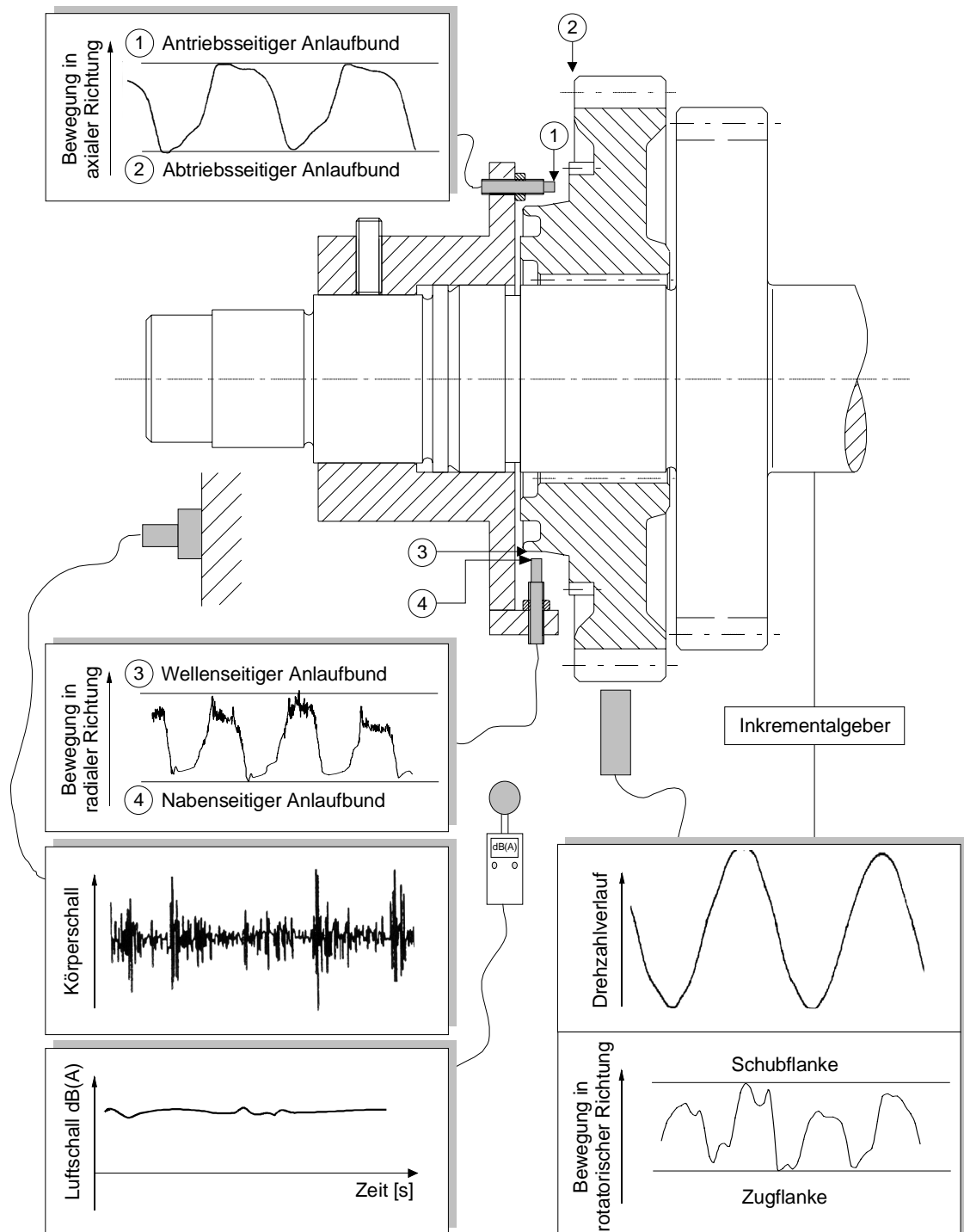


Bild 5.7: Aufzeichnung der Losradbewegung in rotatorischer, axialer und radialer Richtung

Der Körperschall kann durch piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer aufgezeichnet werden. Deren Vorteile liegen in der hohen Empfindlichkeit von 4 mV/g bei großen Amplitudenmeßbereichen, in der hohen Resonanzfrequenz von 125 kHz und in der geringen Masse von 0,7 g. Durch die synchrone Aufzeichnung des Drehzahlverlaufs an der Getriebeeingangswelle mit dem Körperschallsignal können Verdrehflanken- und Axialstöße eindeutig identifiziert werden. Die Lage des Beschleunigungssensors am Getriebegehäuse und die Übertragungstrecke bis zum Sensor hat einen großen Einfluß auf die Amplitudengröße des Körperschallsignals [125]. Getriebevarianten können allein durch die Betrachtung des Körperschalls kaum auf ihre Klapper- und Rasselneigung hin verglichen werden.

Eine Aufzeichnung des sekundär abgestrahlten Luftschalldruckpegels mit einem Mikrofon nach DIN IEC 651 im Nahfeld des Getriebes ermöglicht einen Vergleich von Getriebevarianten untereinander. Die Mikrofonposition sollte für alle Messungen einheitlich festgelegt und beibehalten werden. Der Grundgeräuschpegel im Meßlabor, verursacht durch die Peripheriegeräte des Prüfstands, hat keinen störenden Einfluß auf die gemessenen Klapper- und Rasselgeräusche, da das niedrigste Getriebegrundgeräusch etwa um 10 dB(A) höher liegt als die Nebengeräusche im Meßlabor, die einen Summenpegel von 57 dB(A) aufweisen. Der Abstand des Luftschalldruckpegelmessers zum Getriebegehäuse betrug bei allen Messungen 100 mm seitlich mittig zum Getriebegehäuse, Bild 5.8.

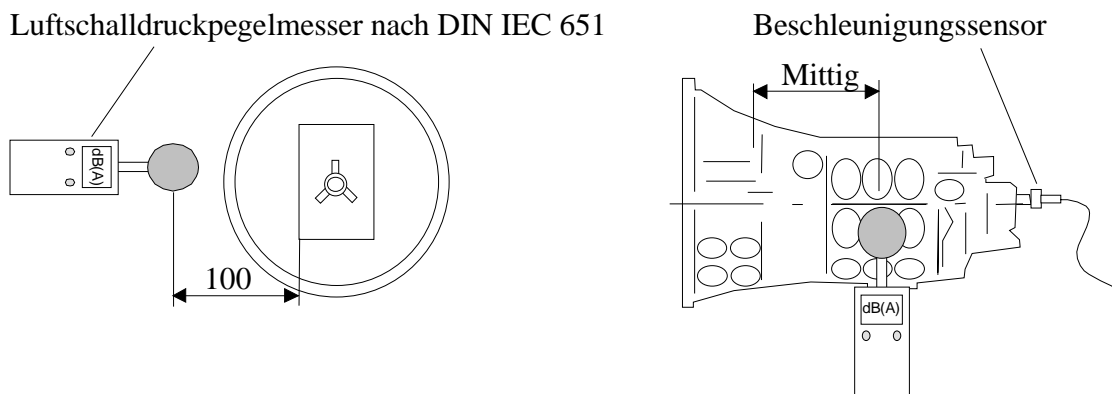


Bild 5.8: Mikrofonposition und Lage des Körperschalldruckpegelaufnehmers

6 Klapper- und Rasseluntersuchungen

In den nachfolgenden Kapiteln wird das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten kompletter Getriebe in Koaxial- und Front-/Querbauweise auf dem vorhandenen IMA-Klapper- und Rasselprüfstand experimentell bestimmt. Einzelne Parameter werden innerhalb ihrer praxisrelevanten Grenzen variiert und der Einfluß auf das abgestrahlte Geräusch aufgezeigt. Darüber hinaus werden Maßnahmen zur Losteilberuhigung an einzelnen Gangstufen sowie an Kompletgetrieben entwickelt und untersucht. Durch die systematischen Untersuchungen können Konstruktionsempfehlungen für klapper- und rasselarme Getriebe abgeleitet werden. Durch Vergleich der Versuchsergebnisse mit dem vorgestellten Näherungsverfahren wird die Gültigkeit der Geräuschabschätzung kompletter Getriebe beliebiger Bauweise nachgewiesen.

6.1 Versuche zum Leerlaufklappern

Zur Nachbildung des Leerlaufklapperns auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand genügt es, wenn nur die Getriebeeingangswelle mit Torsionsschwingungen angeregt wird. Die Antriebswelle des Getriebes wird dabei durch den Antriebsmotor des Prüfstands entsprechend den in der Realität auftretenden Drehzahlverläufen verzögert beziehungsweise beschleunigt.

6.1.1 Leerlaufmessungen an Koaxialgetrieben

Die untersuchten Versuchsgetriebe in Koaxialbauweise verfügen über fünf beziehungsweise sechs Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang, die jeweils synchronisiert sind. Den Radsatzaufbau und die maximalen Eingangsdrehmomente der Getriebe sowie die Motordaten zeigt Bild 6.1. Diese Getriebe werden in Fahrzeugen mit Standardantrieb eingesetzt.

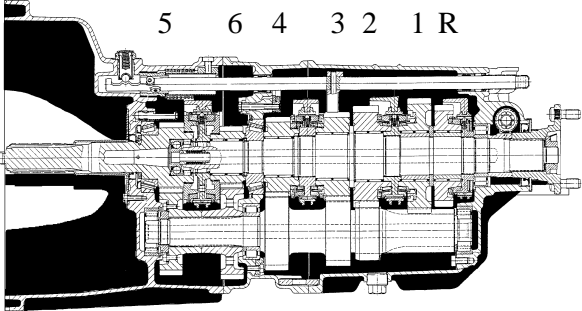
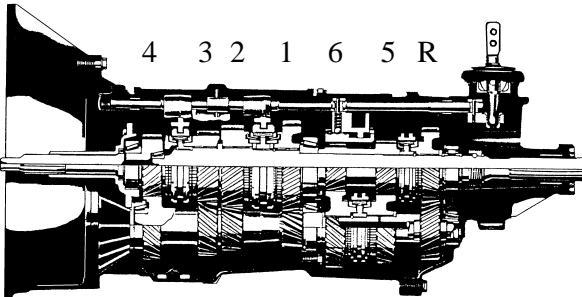
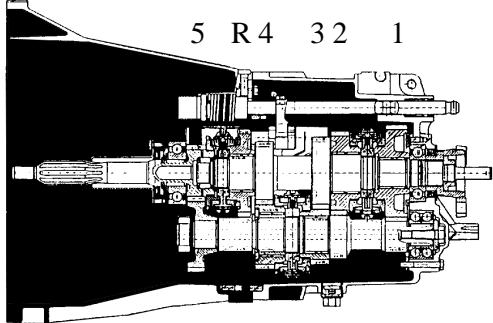
Koaxialgetriebe	Übersetzung	Motordaten
<p style="text-align: center;">Typ I 6-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebe</p> <p style="text-align: center;">5 6 4 3 2 1 R</p> 	$i_1 = 3,828$ $i_2 = 2,36$ $i_3 = 1,686$ $i_4 = 1,312$ $i_5 = 1,0$ $i_6 = 0,794$ $i_R = 3,281$	<p>Motor: 8-Zylinder</p> <p>Max. Drehmoment: 450 Nm bei 4000 min⁻¹</p> <p>Max. Motorleistung: 243 kW bei 6000 min⁻¹</p>
<p style="text-align: center;">Typ II 6-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebe</p> <p style="text-align: center;">4 3 2 1 6 5 R</p> 	$i_1 = 2,97$ $i_2 = 1,94$ $i_3 = 1,35$ $i_4 = 1,0$ $i_5 = 0,84$ $i_6 = 0,62$ $i_R = 3,28$	<p>Motor: 8-Zylinder</p> <p>Max. Drehmoment: 447 Nm bei 3200 min⁻¹</p> <p>Max. Motorleistung: 176,5 kW bei 4200 min⁻¹</p>
<p style="text-align: center;">Typ III 5-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebe</p> <p style="text-align: center;">5 R 4 3 2 1</p> 	$i_1 = 4,23$ $i_2 = 2,519$ $i_3 = 1,665$ $i_4 = 1,222$ $i_5 = 1,0$ $i_R = 4,039$	<p>Motor: 4-Zylinder</p> <p>Max. Drehmoment: 165 Nm bei 3800 min⁻¹</p> <p>Max. Motorleistung: 85 kW bei 5500 min⁻¹</p>

Bild 6.1: Koaxialgetriebe mit fünf beziehungsweise sechs Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang in Vorgelegebauweise

Die Drehungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors wird von der Stirnradstufe der Getriebeeingangswelle auf die Vorgelegewelle übertragen und regt die Losräder auf der Abtriebswelle zu Torsionsschwingungen an.

Bei dem Koaxialgetriebe Typ I handelt es sich um ein Sechsganggetriebe, das für den Einsatz bis 450 Nm ausgelegt ist. Der 5. Gang ist als direkter Gang ausgeführt und wird über eine Klauenverzahnung geschaltet. Alle Schalträder außer dem Zwischenrad des Rückwärtsgangs sind auf der Abtriebswelle gelagert und können zusätzlich zur

Vorgelegewelle im Leerlauf klappern. Das Getriebe Typ II ist ebenfalls ein Sechsganggetriebe mit einem Eingangsdrehmoment von 447 Nm. Der Unterschied zu Typ I ist im wesentlichen durch den Radsatzaufbau gekennzeichnet. Der direkte Gang bei diesem Getriebe wurde an der 4. Gangstufe ausgeführt. Alle Schalträder bis auf den 5. und 6. Gang sowie dem Zwischenrad des Rückwärtsgangs sind auf der Abtriebswelle angeordnet.

Bei dem Fünf-Gang-Koaxialgetriebe Typ III sind die Schalträder des 1., 2. und R. Gangs auf der Abtriebswelle gelagert. Im Leerlauf können somit neben der Konstante die Schalträder des 1., 2. und R. Gangs sowie das Zwischenrad des Rückwärtsgangs zu Torsionsschwingungen angeregt werden. Der direkte 5. Gang wird ebenfalls über eine Klauenverzahnung geschaltet.

Die Getriebe Typ I und Typ II wurden zur Ermittlung des Klappergeräusches entsprechend den Bedingungen im Fahrzeug bei einer Grunddrehzahl von 640 1/min mit dem an der Getriebeeingangswelle gemessenem Verlauf der Motorleerlaufdrehzahl eines 8-Zylinder-Motors angeregt (vgl. Bild 3.2). Der Verlauf des Klapperpegels über der Winkelbeschleunigungsamplitude ist in Bild 6.2 dargestellt. Das mit Serie 2 gekennzeichnete Getriebe der Variante Typ I, ist im Vergleich zu Serie 1 lauter. Auch der Klapperpegel bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden an der Getriebeeingangswelle wurde bei der Serie 2 bis zu 4 dB(A) höher ermittelt. Dies ist auf die Serienstreuung der Getriebevarianten Typ I, bedingt durch die fertigungstechnischen Spiele, zurückzuführen. Die Versuche mit dem Getriebe Typ II wurden nicht wie die Getriebe Typ I durch Ölzirkulation auf die Betriebstemperatur von 90 °C gebracht, sondern durch Umlauf mit einer Drehzahl von 2500 1/min zwei Stunden lang betrieben. Dabei konnte sich die Getriebeöltemperatur bei einem Wert von 60 °C einpendeln. Vergleicht man die Leerlaufklapperkurven des Getriebes Typ II mit den Getrieben Typ I, so erkennt man, daß trotz der niedrigen Öltemperatur von 60 °C das Getriebe Typ II um bis zu 4 dB(A) lauter ist als die beiden Getriebe Typ I mit einer Öltemperatur von 90 °C. Die Klappergrenze für das Getriebe Typ II beginnt im Vergleich zu den beiden Getrieben Typ I auch bei geringen Winkelbeschleunigungsamplituden. Die Ursache dafür kann im Radsatzaufbau (Anordnung der Losräder), Übertragungsverhalten des Körperschalls, in der unterschiedlichen Gehäusestruktur sowie bei unterschiedlichen Verzahnungsparametern (Übersetzungen, Spiele, Massen) liegen. Welche dieser Ursachen für die Erhöhung des Klappergeräusches verantwortlich sind, konnte im Rahmen dieser Untersuchungen jedoch nicht eindeutig ermittelt werden.

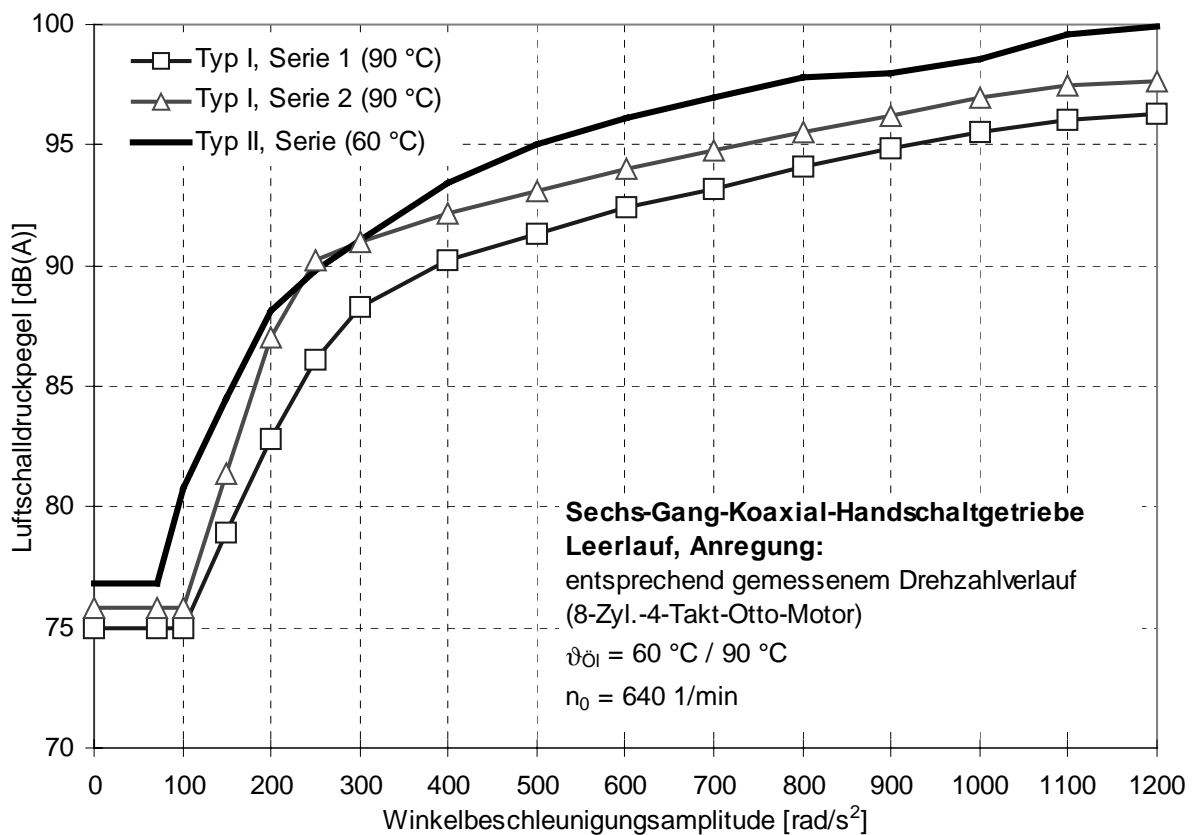


Bild 6.2: Klappergeräuschverhalten der Sechs-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebe Typ I und Typ II bei realistischer Anregung mit einem 8-Zylinder-Otto-Motor

Um den Einfluß der Serienstreuung auf die Leerlaufklapperempfindlichkeit des Fünf-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebes Typ III aufzuzeigen, wurden mehrere Messungen herangezogen und daraus die untere und obere Grenze für die Serienstreuung ermittelt. Dabei wurden neun ausgewählte Seriengetriebe des Typs III untersucht. Bei diesen Versuchen war die Abtriebswelle stillstehend. Bild 6.3 zeigt für die Anregung der Getriebeeingangswelle mit dem Vier-Zylinder-Viertakt-Otto-Motor, entsprechend dem gemessenen Drehzahlverlauf des Motors mit zugeschalteten Verbrauchern, eine Bandbreite für die Serienstreuung vom leisesten zum lautesten Getriebe von 3 dB(A) oberhalb der Winkelbeschleunigungsamplitude von 200 rad/s² auf. Bei gleichförmigem Grunddrehzahlhochlauf bis 5000 1/min wurde eine Bandbreite von bis zu 5,5 dB(A) ermittelt, Bild 6.4.

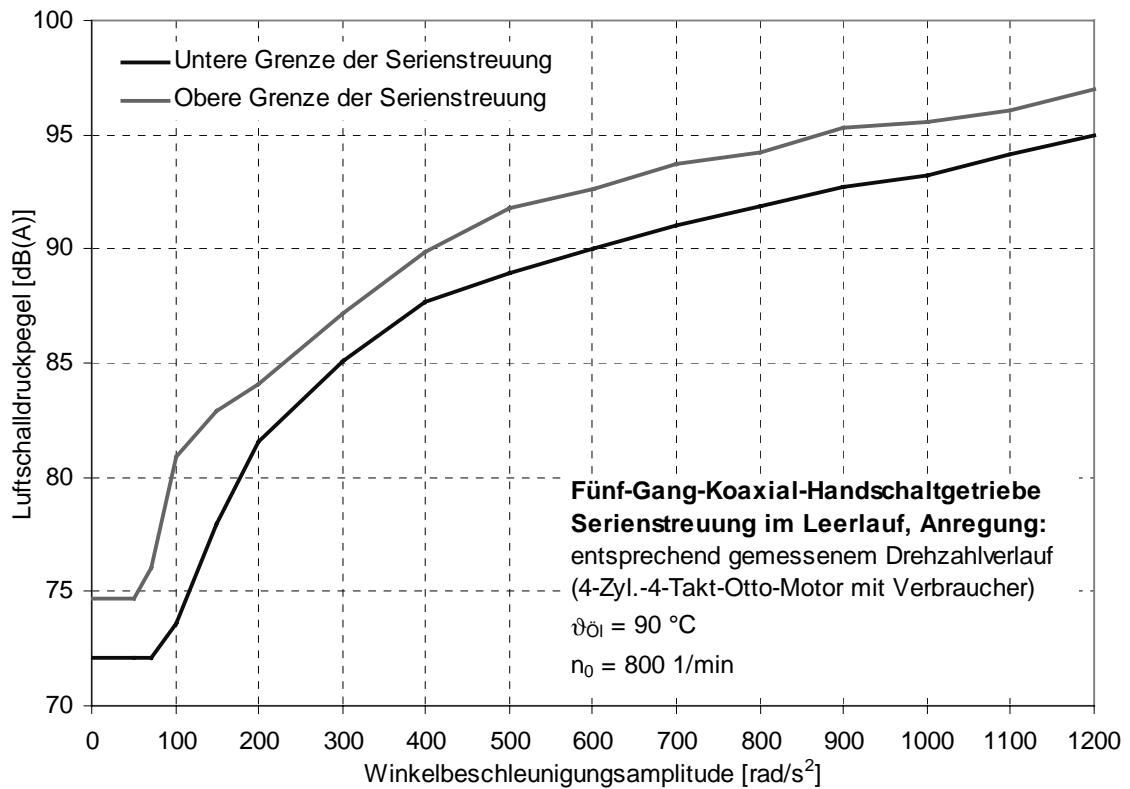


Bild 6.3: Serienstreuung des Fünf-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebes Typ III im Leerlauf bei realistischer Anregung mit einem 4-Zylinder-Otto-Motor

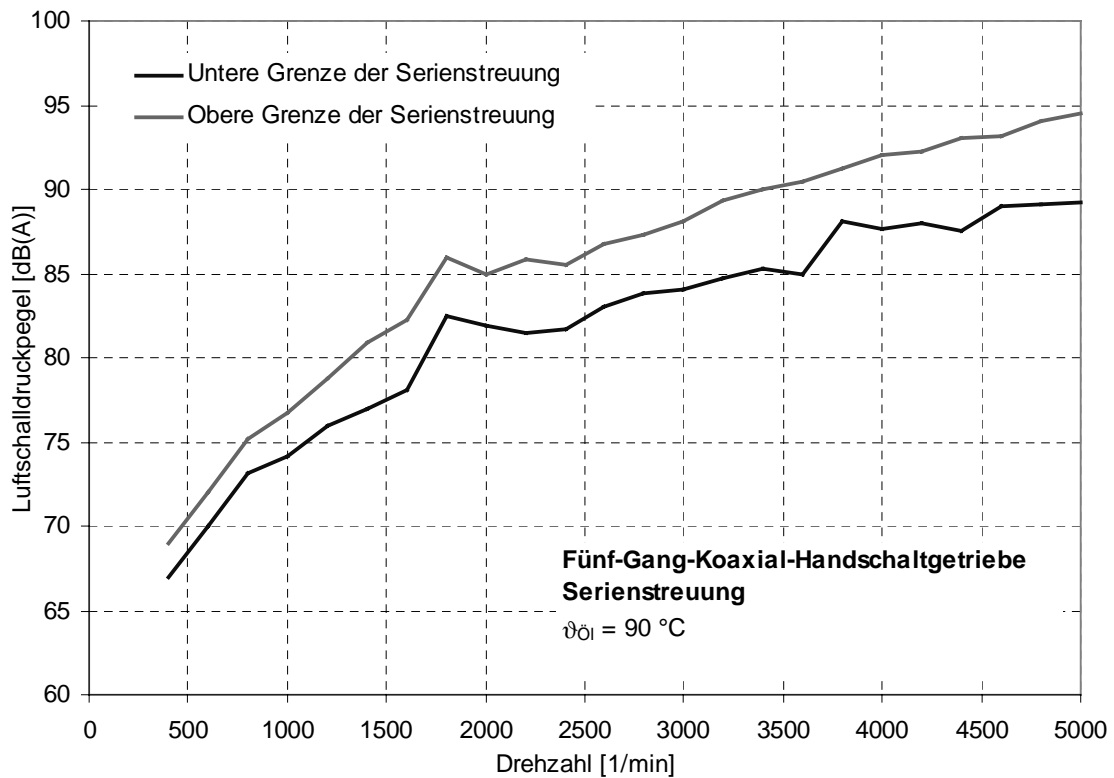


Bild 6.4: Serienstreuung bei gleichförmiger Drehzahl des Fünf-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebes Typ III im Leerlauf

6.1.2 Leerlaufmessungen an Front-/Quergetrieben

Bei den untersuchten Front-/Quergetrieben handelt es sich um Mehrwellengetriebe, die durch eine kürzere Baulänge ausgeprägt sind, Bild 6.5. Die Baulängenreduzierung wird durch Verteilen von Schalteinheiten und Schalträdern auf mehrere Zwischenwellen erzielt. Dadurch ergeben sich Schalträder mit Mehrfacheingriff oder mehrstufige Gangstufen.

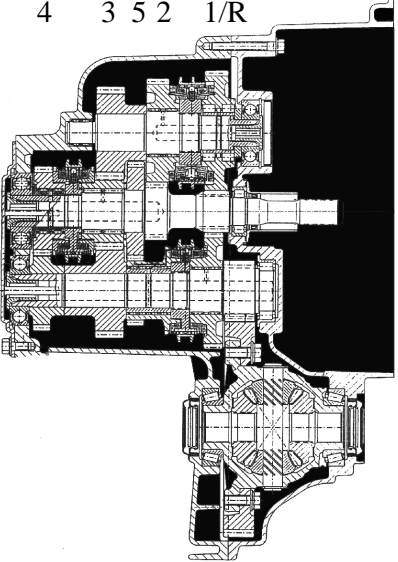
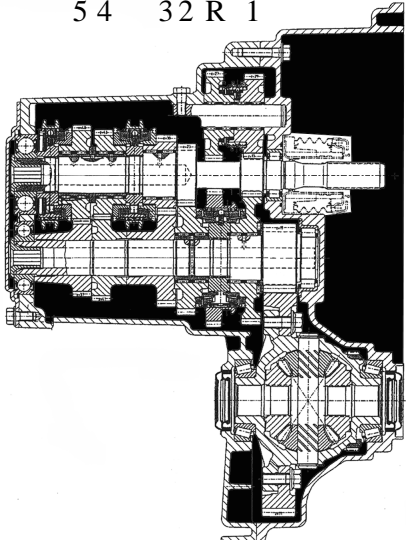
Front-/Quergetriebe	Übersetzung	Motordaten
<p style="text-align: center;">Typ I / Typ II 5-Gang-Front/Quer-Handschaltgetriebe</p> <p style="text-align: center;">4 3 5 2 1/R</p> 	<p style="text-align: center;">Typ I / Typ II</p> <p> $i_1 = 3,57 / 3,46$ $i_2 = 2,11 / 1,95$ $i_3 = 1,39 / 1,34$ $i_4 = 1,02 / 0,97$ $i_5 = 0,80 / 0,80$ $i_R = 3,30 / 3,30$ </p>	<p>Motor: 4-Zylinder</p> <p>Max. Drehmoment: 220 Nm / 280 Nm</p>
<p style="text-align: center;">Typ III 5-Gang-Front/Quer-Handschaltgetriebe</p> <p style="text-align: center;">5 4 3 2 R 1</p> 	<p> $i_1 = 3,38$ $i_2 = 1,76$ $i_3 = 1,11$ $i_4 = 0,89$ $i_5 = 0,76$ $i_R = 3,16$ </p>	<p>Motor: 4-Zylinder</p> <p>Max. Drehmoment: 220 Nm / 280 Nm</p>

Bild 6.5: Radsatzaufbau der Front-/Quergetriebe in Mehrwellenanordnung

Der Leistungsfluß bei einer bestimmten Gangstufe erfolgt somit über mehrere Schaltäder. Für den Leerlaufbetrieb ergibt sich durch die mehrfach im Eingriff befindlichen Zahnradketten ein ungünstiges Geräuschverhalten. Die untersuchten Versuchsgetriebe Typ I, Typ II und Typ III wurden für den Leerlaufbetrieb bei stillstehender Abtriebswelle gemessen. Die Getriebe verfügen über fünf Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Die Getriebe Typ I und Typ II haben dieselbe Radsatzanordnung und unterscheiden sich nur in den Übersetzungsverhältnissen und Verzahnungsparametern. Die Schalträder des 1., 2., 5. und des R. Gangs können im Leerlauf zu Torsionsschwingungen angeregt werden und somit klappern. Die Schalträder des 3. und 4. Gangs sind auf der Antriebswelle gelagert und führen keine Losteilschwingungen aus. Da die Synchronringe bei diesen Gängen mit dem Synchronkörper umlaufen, können die Synchronringe des 3. und 4. Gangs bei ausreichend hoher Anregung zum Klappern angeregt werden. Bei dem Getriebe Typ III können wie bei dem Getriebe Typ I und Typ II im Leerlauf die Schalträder des 1., 2. Gangs und das Zwischenrad des R. Gangs klappern. Da das Schaltrad des 5. Gangs auf der Antriebswelle angeordnet ist, kann es bei diesem Getriebetyp nicht klappern. Die Synchronringe des 3., 4. und 5. Gangs können allerdings bei entsprechender Anregung Klappergeräusche verursachen. Die maximalen Eingangsdrehmomente dieser Getriebe liegen zwischen 220 Nm und 280 Nm. Bild 6.6 zeigt die Leerlaufklapperempfindlichkeit der untersuchten Front-/Quergetriebe mit einheitlichen Versuchsparametern.

Den niedrigsten Grundgeräuschpegel weist das Getriebe Typ III mit 65 dB(A) auf. Die Grundgeräusche der beiden Getriebe Typ I und Typ II sind um bis zu 5,5 dB(A) lauter. Dies weist auf einen hohen Anteil des Laufgeräusches hin, das aus Lagerlauf- und Ölsumpfplanschgeräuschen zusammengesetzt wird. Die Mehrwellengetriebe zeigen deutliche Unterschiede in ihrem Klappergeräuschverhalten auf. Als lautestes Getriebe wurde das Getriebe Typ I ermittelt, welches im Vergleich zum Typ III bis zu 14 dB(A) höhere Luftschalldruckpegelwerte aufweist. Die Ursache für die unterschiedliche Klapperneigung der Getriebe sind die Radsatzanordnung, die unterschiedlichen Massenträgheitsmomente, die Übersetzungen, die fertigungstechnischen Spiele und die Anzahl an Klapperstellen der betrachteten Getriebe. Aus dem Klapperverhalten dieser Mehrwellengetriebe zeigt sich die Bedeutung der Radsatzanordnung und weiterer, nicht konzeptbedingter Parameter auf, wie zum Beispiel die Spielverhältnisse einzelner Schalträder.

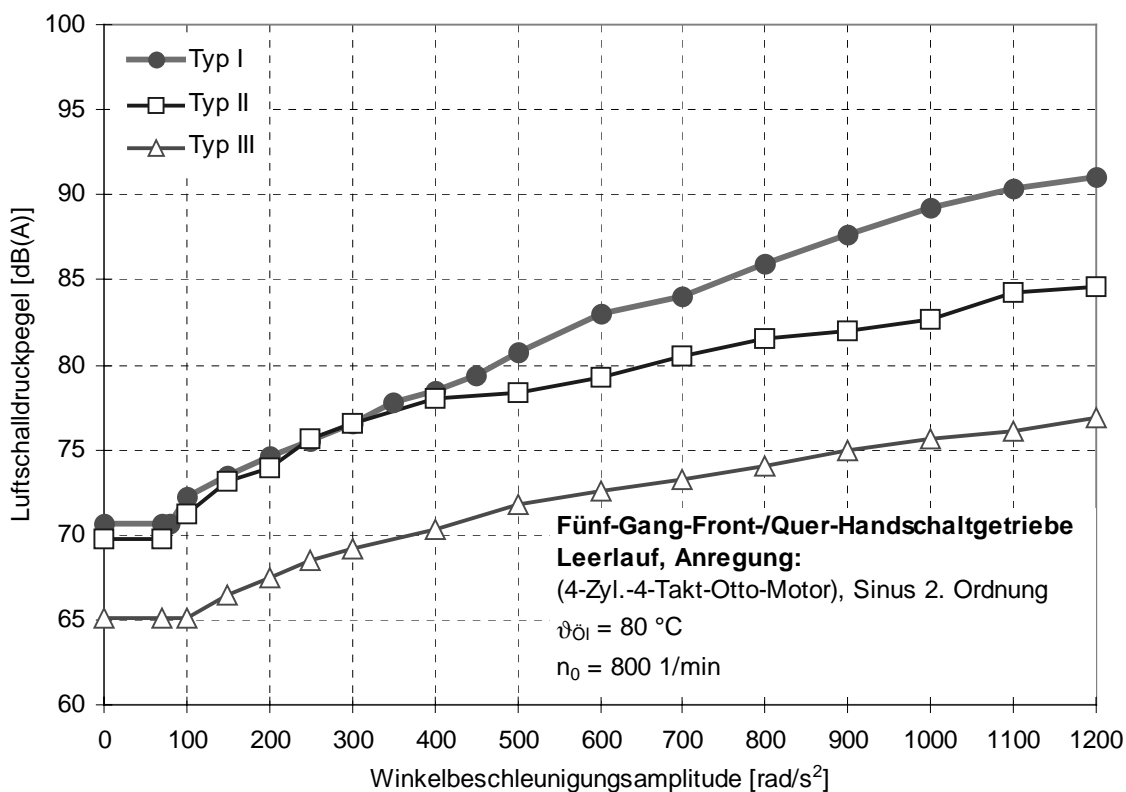


Bild 6.6: Klappergeräuschverhalten der Front-/Quer-Handschaltgetriebe in Mehrwellenanordnung

6.2 Versuche zum Zug- und Schubrasseln

Die nachfolgenden Versuche zum Zug- und Schubrasseln wurden mit dem vorgestellten IMA-Klapper- und Rasselprüfstand durchgeführt. Zur Nachbildung des Rasselns muß der Einfluß der geschalteten Schalträder, die im Leistungsfluß liegen, vermieden werden. Es genügt daher, wenn die Abtriebswelle durch den Abtriebsmotor des Prüfstands so abgebremst wird, daß in allen Betriebszuständen das Bremsmoment die Zahnflankenabhebung der jeweils geschalteten Gangstufe verhindert. Alle nicht im Leistungsfluß liegenden Schalträder können entsprechend dem Leerlaufbetrieb zum Rasseln angeregt werden. Der Unterschied zum Leerlauf ist, daß zusätzlich die Losteile, die im Leerlaufbetrieb in Ruhe waren, zu Schwingungen angeregt und die Schleppmomentverhältnisse an den Losrädern durch die Relativedrehzahl zwischen Losrad und Welle verändert werden. Das Bewegungsverhalten der Losteile ist jedoch mit dem Leerlauf vergleichbar. Zugrasseln entsteht, wenn das Fahrzeug vom Verbrennungsmotor angetrieben, d.h. gezogen wird und Schubrasseln, wenn das Fahr-

zeug durch den Verbrennungsmotor abgebremst wird beziehungsweise das Fahrzeug den Verbrennungsmotor "schiebt".

6.2.1 Rasselmessungen am Koaxialgetriebe

Für die Meßreihen bei geschalteter Gangstufe wurde ein Bremsmoment an der Abtriebswelle so gewählt, daß die höchste Gangstufe bei den vorgegebenen Winkelbeschleunigungsamplituden nicht rasseln konnte. Das ermittelte Bremsmoment wurde dann einheitlich bei allen Gangstufen an der Abtriebswelle angelegt. Anhand des Fünf-Gang-Koaxial-Handschatgetriebes Typ III wurde die Leerlaufmessung mit den geschalteten Gangstufen 1., 2., 3., 4., 5. und R. Gang für den Zug- und Schubetrieb gegenübergestellt. Die Versuchparameter sind den Bildern 6.7, 6.8 und 6.9 zu entnehmen.

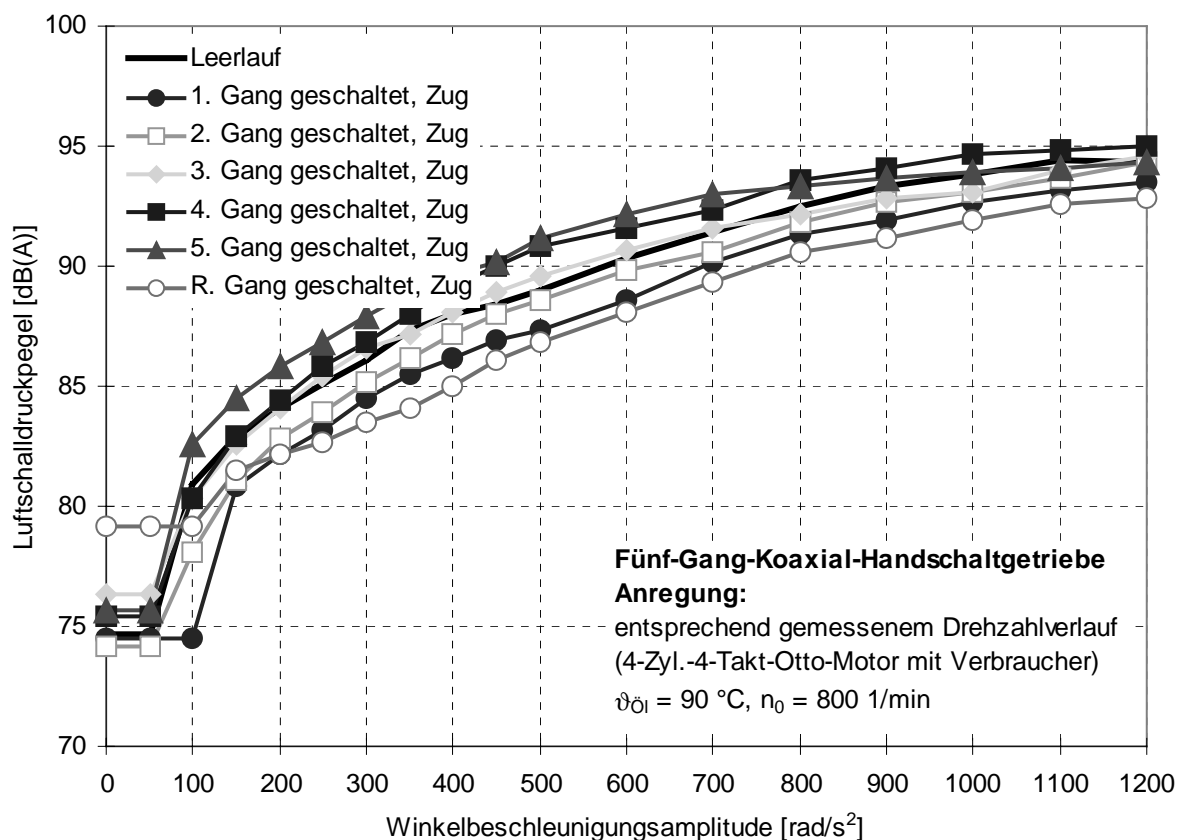


Bild 6.7: Rasselgeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III im Zugbetrieb aus Abschnitt 6.1.1

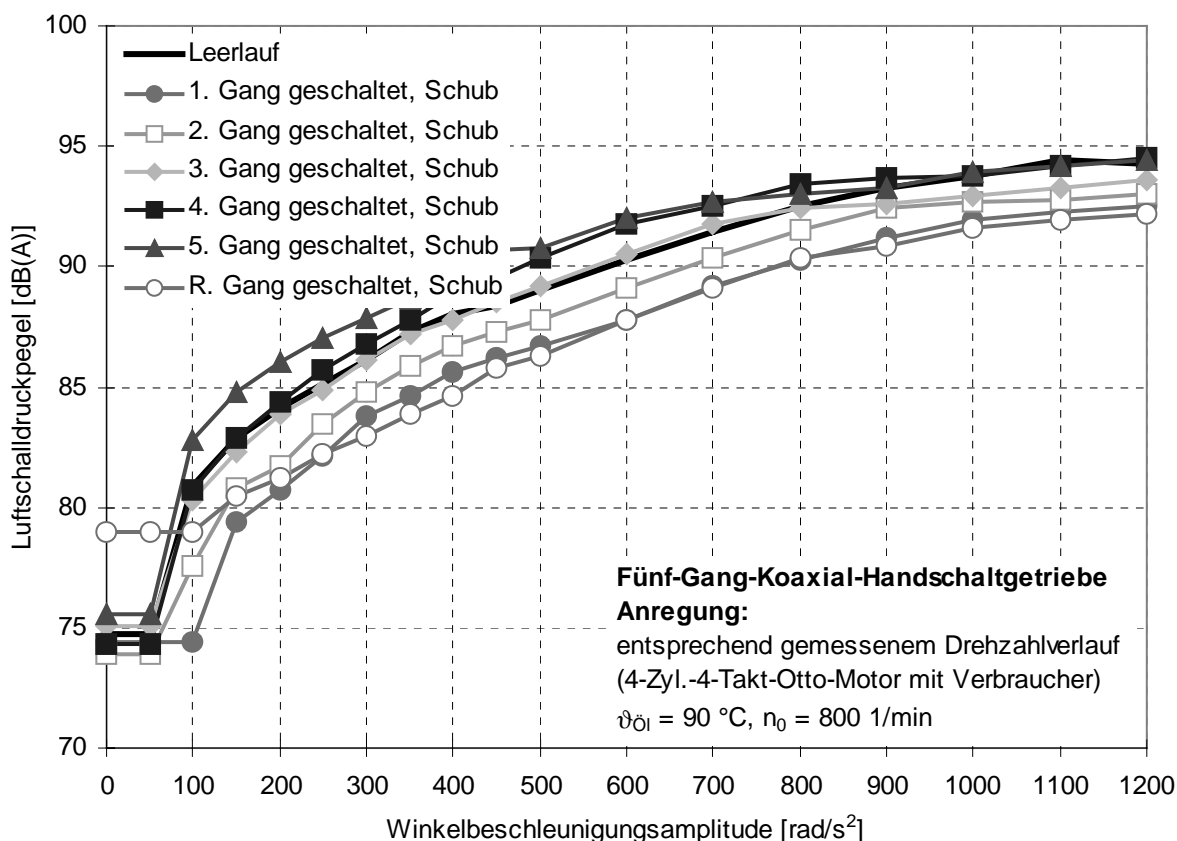


Bild 6.8: Rasselgeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III im Schubbetrieb aus Abschnitt 6.1.1

Die Anregungsfunktion für diese Rasseluntersuchungen entspricht dem realistischen Drehzahlverlauf eines Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors mit zugeschalteten Verbrauchern. Die Versuche wurden mit einer Grunddrehzahl von 800 1/min bei einer Betriebstemperatur von 90 °C durchgeführt.

Das Rasselverhalten des Getriebes Typ III im Zug- und Schubbetrieb zeigt keine nennenswerten Unterschiede in den Luftschalldruckpegelverläufen auf. Am Beispiel der geschalteten 1. Gangstufe wird der Unterschied zwischen dem Zug- und Schubbetrieb dargestellt. Zum Vergleich mit dem Klapperverhalten im Neutralzustand sind die Kurvenverläufe für das Zug- und Schubrasseln im Bild 6.9 mit aufgetragen. Im geschalteten 1. Gang Zugbetrieb ist der Rasselpegel um bis zu 1 dB(A) lauter als im Schubbetrieb. Dieses Verhalten zeigt sich auch bei allen anderen Vorwärtsgängen.

Für das Zug- und Schubrasseln des Getriebes Typ III können folgende Aussagen getroffen werden. Den niedrigsten Luftschalldruckpegel weist die geschaltete Rückwärtsgangstufe und den höchsten die geschaltete 5. Gangstufe auf, da durch Verspannen des Rückwärtsgangs die Vorgelegewelle und das Zwischenrad des Rückwärtsgangs keine Rasselgeräusche erzeugen können, während bei der geschalteten 5.

Gangstufe (hier als Direktgang ausgeführt) sämtliche Losräder zum Rasseln angeregt werden. Die Grundgeräuschpegeldifferenz bei gleichförmiger Drehzahl wird durch die unterschiedlich schnell laufenden Schalträdern hervorgerufen. Die Bandbreite des Grundgeräusches bei allen Gängen beträgt bis zu 5 dB(A).

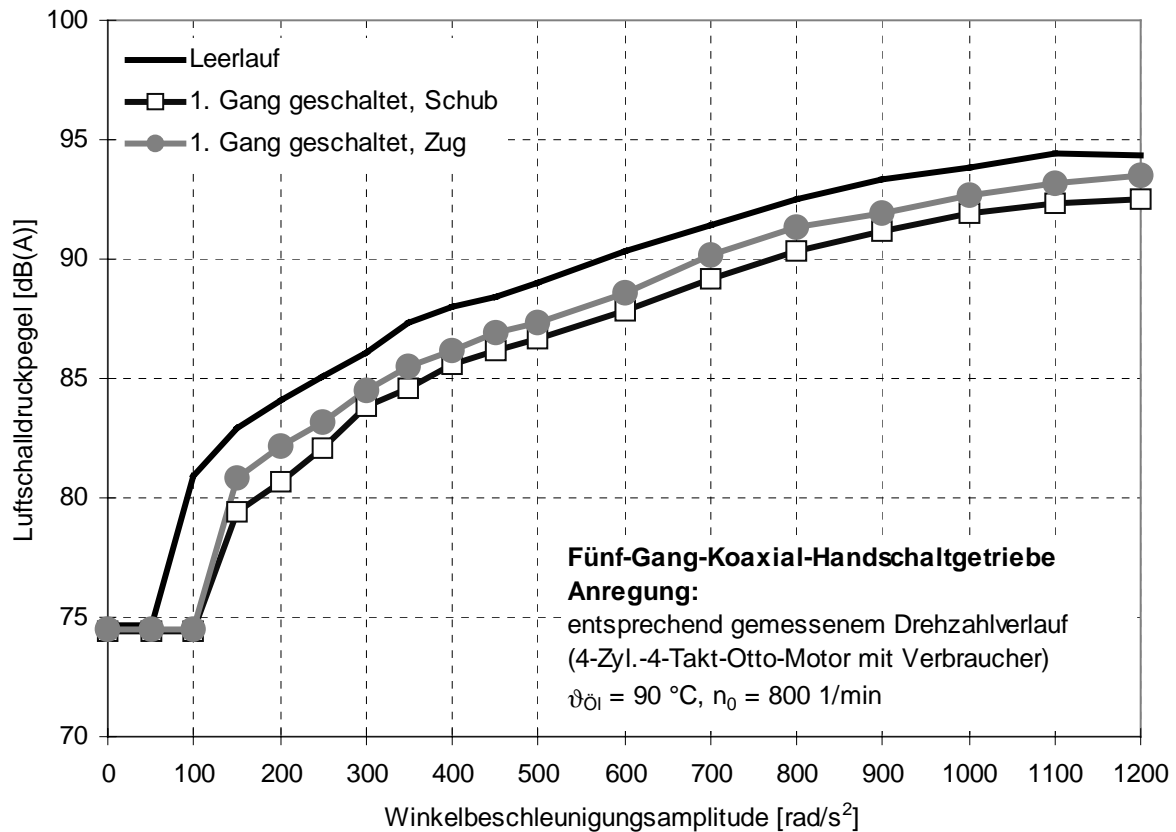


Bild 6.9: Rasselgeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III im geschalteten 1. Gang Zug- und Schubetrieb aus Abschnitt 6.1.1

6.2.2 Rasselmessungen am Front-/Quergetriebe

Für Rasselmessungen an Front-/Quergetrieben wurde der Abtriebsmotor auf der Seite des Antriebsmotors angeflanscht. Das Differential wurde mit einer Sperrwelle mittels einer Balgkupplung an den Abtriebsmotor gekoppelt. Das Rasselgeräuschverhalten des Front-/Quergetriebes Typ I aus Abschnitt 6.1.2 wurde im Bild 6.10 nur für die kritische 5. Gangstufe im Zugbetrieb dargestellt. Das Bremsmoment wurde so gewählt, daß die 5. Gangstufe bei den vorgegebenen Winkelbeschleunigungsamplituden nicht zum Rasseln angeregt werden konnte. Die Untersuchungen wurden an drei Fünf-Gang-Front-/Quergetrieben Typ I bei geschaltetem 5. Gang im Zugbetrieb

durchgeführt, um die Serienstreuung bei geschalteter Gangstufe darzustellen. Die Anregungsfunktion entspricht einem idealisierten Drehzahlverlauf eines Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors. Die Versuche wurden bei 70 °C Betriebstemperatur und einer Grunddrehzahl von 1100 1/min entsprechend den Einsatzbedingungen im Fahrzeug durchgeführt.

Die Luftschalldruckpegelwerte der untersuchten Getriebe Typ I weisen eine Bandbreite zwischen dem leisesten Getriebe Serie 3 und lautesten Getriebe Serie 1 von bis zu 1,5 dB(A) auf. Vergleicht man die Geräuschkurven mit dem Neutralzustand, so zeigt sich eine Pegelerhöhung um bis zu 6 dB(A). Ursache dafür ist die Anzahl der Klapperstellen und die sich aus dem Übersetzungsverhältnis der geschalteten Gangstufe ergebenden Winkelbeschleunigungsamplituden an den jeweiligen Losteilen. Bei diesem Front-/Quergetriebe Typ I klappern die Schalträder des 1., 2., 5. und des R. Gangs sowie die Synchronringe des 3. und 4. Gangs im Leerlauf. Im geschalteten 5. Gang können außer dem Schaltrad und dem Synchronring des 5. Gangs alle Schalträder und Synchronringe zum Rasseln angeregt werden.

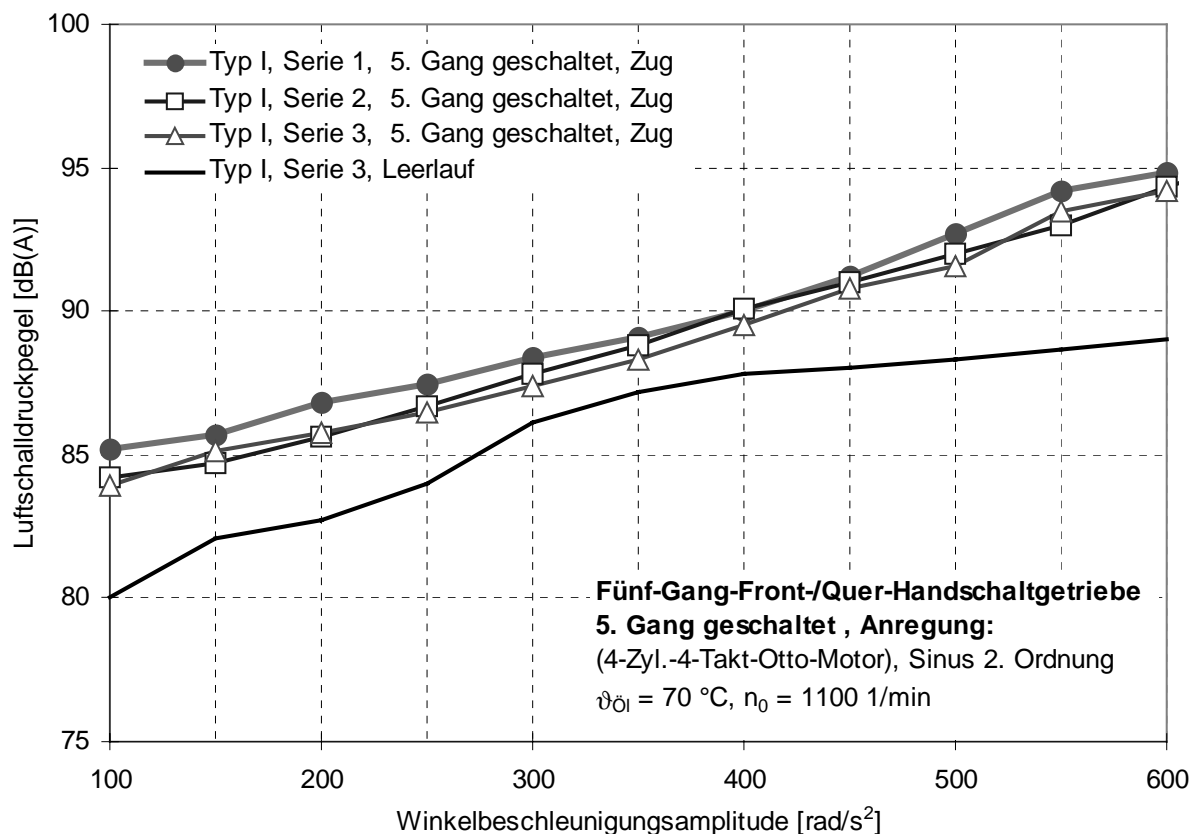


Bild 6.10: Rasselgeräuschverhalten des Front-/Quergetriebes Typ I im geschalteten 5. Gang Zugbetrieb aus Abschnitt 6.1.2

6.3 Versuche zur Einbaulage des Getriebes

Zur Nachbildung der Einbausituation von Seriengetrieben in Fahrzeugen wurden einige konstruktive Änderungen am IMA Klapper- und Rasselprüfstand vorgenommen. Durch die stufenlose Verdrehung und die Neigung des Prüfgetriebes um die Längsachse soll der Einfluß der Einbaulage auf die Klappergeräuschneigung untersucht werden. Die stufenlose Verdrehung wurde durch zwei koaxial angeordnete Flanschplatten, die sich relativ zueinander mittels eines Lagers verdrehen lassen, realisiert. Durch Unterlegen des Prüfstands mit Abstandsplatten an der Antriebsseite, konnte die Neigung des Prüfgetriebes im Fahrzeug nachgebildet werden (siehe Bild 5.4).

Die Einbaulage eines Fahrzeuggetriebes wird unter anderem durch den zur Verfügung stehenden Einbauraum, die aktive Fahrsicherheit, die Konstruktion, den Schaltkomfort, die tribologischen Bedingungen im Gehäuse und den Gesamtgeräuschpegel bestimmt. Die Einbaulage beziehungsweise die Drehrichtung in einem Antriebsstrang wird als positiv definiert, wenn die Drehung in einem rechtshändigen, kartesischen Koordinatensystem im Uhrzeigersinn erfolgt /107/. Bild 6.11 zeigt die Definition der Drehrichtung in einem Antriebsstrang. Dabei ist die Blickrichtung, bezogen auf das Fahrzeug, entgegen der Fahrtrichtung anzunehmen. Die Versuche wurden mit dem Fünf-Gang-Koaxialgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 mit den Standardversuchsbedingungen gefahren.

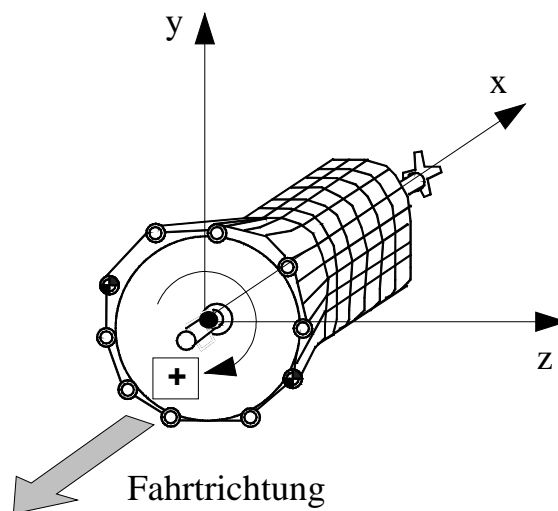


Bild 6.11: Definition der Drehrichtung in einem Antriebsstrang

6.3.1 Einfluß der Neigung um die Fahrzeuglängsachse

Zur Ermittlung der Auswirkung der Neigung um die Fahrzeuglängsachse wurde das Versuchsgetriebe entsprechend in Bild 6.12 um die Fahrzeugquerachse in z-Richtung verdreht. Das Getriebe wurde dabei um 10° um die Fahrzeuglängsachse geneigt und mit einem realistischen Drehzahlverlauf eines Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors bei einer Betriebstemperatur von 90°C untersucht. Die Mikrofonposition des Luftschalldruckpegelmessers wurde wie in Bild 5.8, Abschnitt 5.4, mit einem Abstand von 100 mm seitlich zum Getriebegehäuse angeordnet.

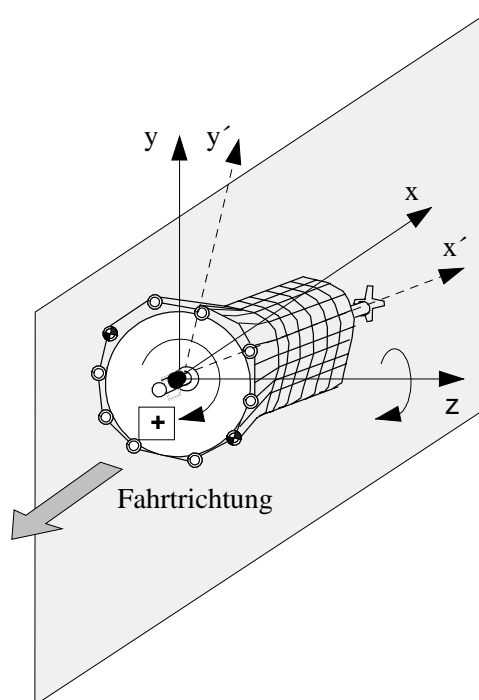


Bild 6.12: Neigung des Prüfgetriebes um die Fahrzeuglängsachse

Für das komplette Koaxialgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 sind die Klappergeräuschkurven mit und ohne Neigung um die Fahrzeuglängsachse in Bild 6.13 dargestellt. Die Luftschalldruckpegelwerte zwischen den beiden Kurvenverläufen ergeben keine nennenswerten Unterschiede. Das Grundgeräuschpegel ist um 1 dB(A) bei einer Neigung um 10° niedriger. Dies läßt sich dadurch erklären, daß die Schalträder der einzelnen Gangstufen durch die Neigung unterschiedlich tief in den Ölsumpf eintauchen und somit die Lagerlauf- und Verzahnungsgeräusche dieser Schalträder reduzieren.

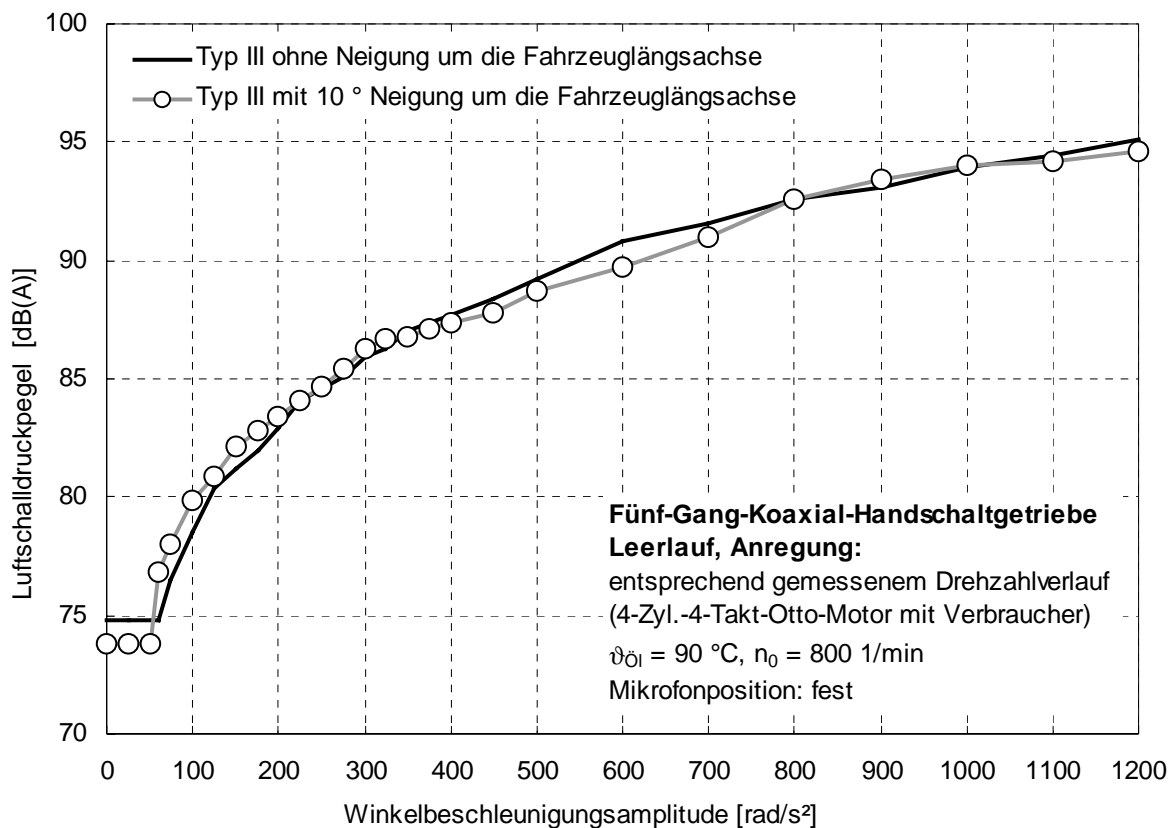


Bild 6.13: Klappergeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 bei 10 ° Neigung gegenüber der Fahrzeuginnenachse

6.3.2 Einfluß der Verdrehung um die Fahrzeuginnenachse

Der im Fahrzeug zur Verfügung stehende Einbauraum für die Getriebe ist in der Regel begrenzt. Das Getriebe kann jedoch um die Fahrzeuginnenachse verdreht eingebaut werden, sofern die Getriebeschaltkomponenten in den vorhandenen Platzverhältnissen noch ihre Funktion erfüllen, Bild 6.14. Das Versuchsgetriebe in Koaxialbauweise des Typs III wurde in sieben verschiedenen Verdrehwinkelstellungen um die Fahrzeuginnenachse bei 30 °C und 90 °C Betriebstemperatur gemessen. Diese Meßreihe wurde immer mit der gleichen Serienölbefüllung von 1,2 l gefahren. In den Bildern 6.15 und 6.16 sind die Klappergeräuschkurven für verschiedene Verdrehwinkel bei unterschiedlichen Betriebstemperaturen dargestellt, um den Einfluß der Temperatur auf die Verdrehung um die Fahrzeuginnenachse zu verdeutlichen. Die ausgeprägten Klappergeräuschgrenzen und die niedrigeren Luftschalldruckpegelwerte der Klapperkurven bei 30 °C gegenüber 90 °C zeigen den wesentlichen Einfluß der Viskosität des Getriebeöls auf die Klappergeräusche. Bild 6.17 zeigt den Einfluß der Mikrofonposition auf die Klappergeräuschneigung des Getriebes. Bei fester Mikrofonposition wurde für das unter-

suchte Getriebe die Einbaulage mit einem Verdrehwinkel von $+60^\circ$ um die Fahrzeuglängsachse als günstig für die Klappergeräuschneigung ermittelt. Dabei konnte das Klappergeräusch bei fester Mikrofonposition um 5 dB(A) gegenüber der Serieneinbaulage reduziert werden. Die Ursache dafür läßt sich im tieferen Eintauchen in den Ölsumpf der Konstante und der Schalträder des 1., 2. und R. Gangs, die auf der Abtriebswelle angeordnet sind, finden. Dadurch erhöht sich das Schleppmoment an diesen Schalträdern und die Stöße an den Spielgrenzen fallen weniger ausgeprägter aus.

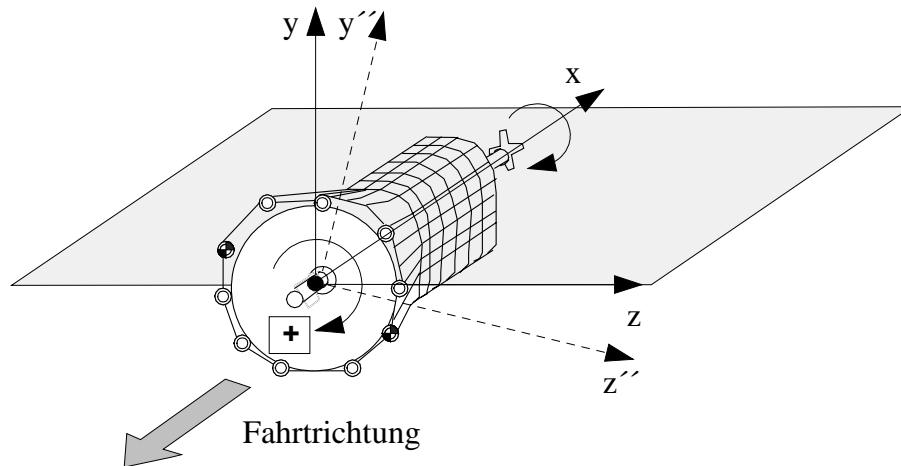


Bild 6.14: Verdrehung des Prüfgetriebes um die Fahrzeuglängsachse

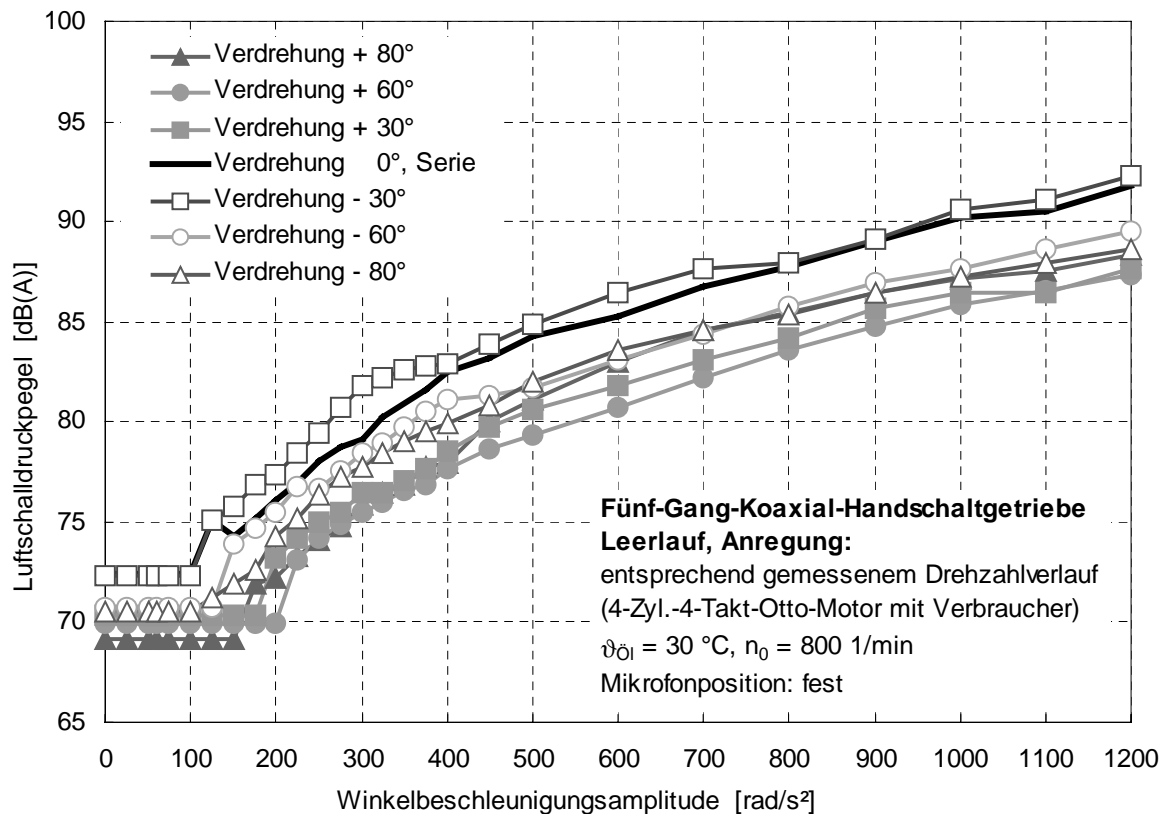


Bild 6.15: Klappergeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 bei unterschiedlicher Verdrehung um die Fahrzeuglängsachse bei 30°C

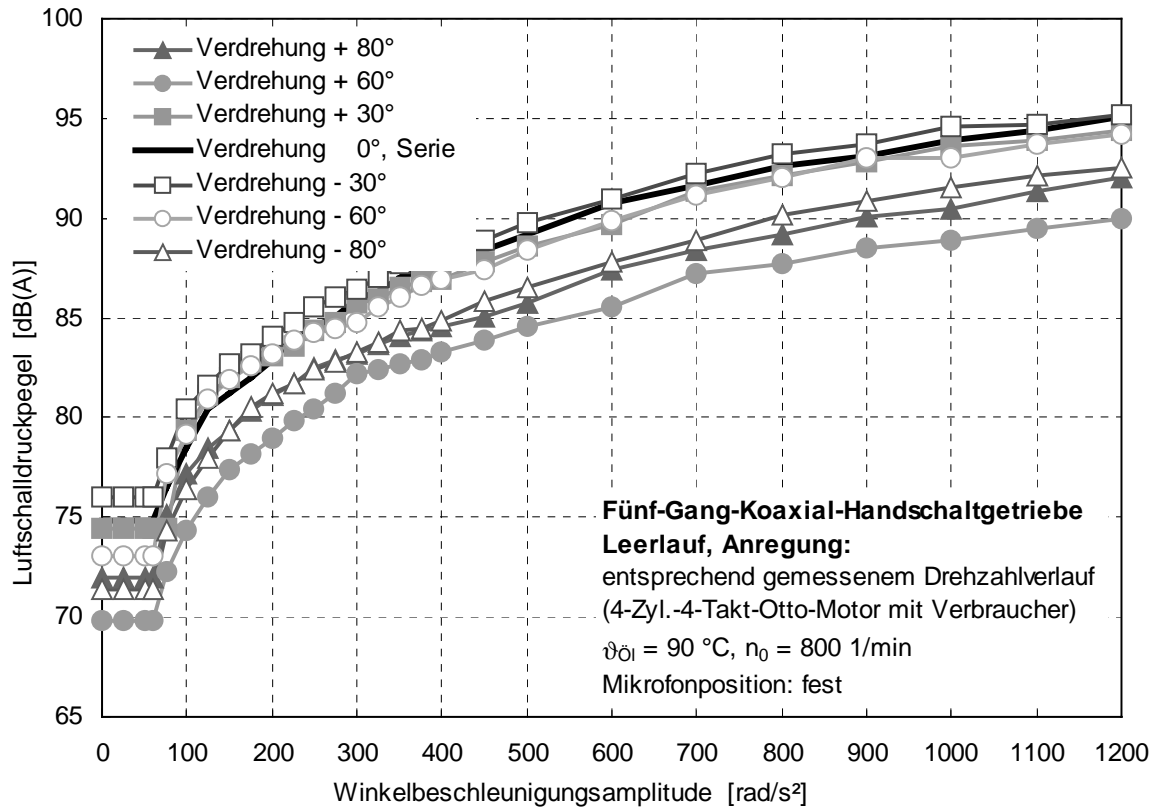


Bild 6.16: Klappergeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 bei unterschiedlicher Verdrehung um die Fahrzeuglängsachse bei 90 °C

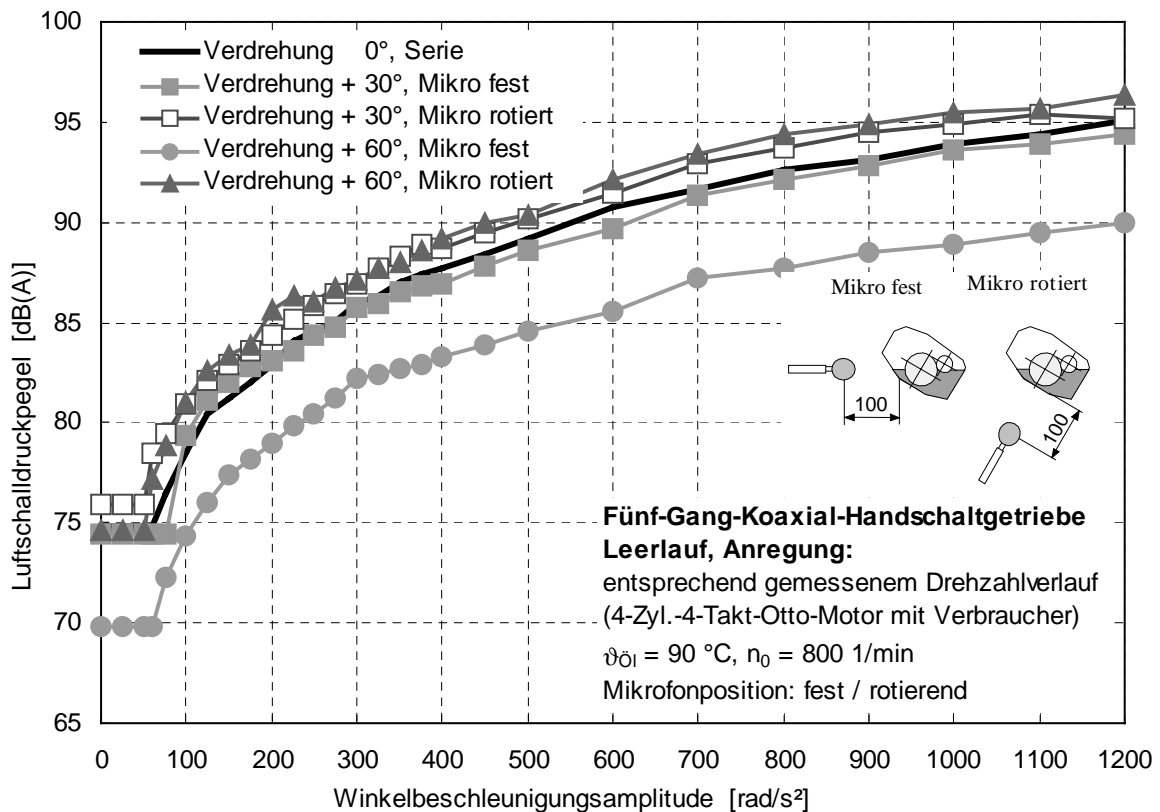


Bild 6.17: Klappergeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 mit fester und rotierter Mikrofonposition bei 90 °C

Mit der gleichen Begründung kann die ungünstige Einbaulage von -30° für dieses Getriebe erklärt werden. Durch die Radsatzanordnung des Getriebes Typ III werden die Schalträder weniger tief in den Ölsumpf eingetaucht und folglich wird das Klappergeräusch begünstigt. Der Einfluß der Mikrofonposition bei dieser Meßreihe wird in Bild 6.17 deutlich. Variiert man die Lage des Mikrofons, so zeigt sich ein Einfluß auf das Klappergeräuschverhalten. Die Getriebegehäusestruktur strahlt dabei die Klappergeräusche weniger bzw. stärker in seine Umgebung ab und bewirkt so unterschiedliche Luftschalldruckpegelwerte bei Variation der Mikrofonposition. Eine plausible Erklärung für diese Erscheinung kann folgendermaßen hergeleitet werden: Über die Lagerung der Schalträder und Wellen sowie der Fügestellen der Lager werden die durch Zahnflankenstöße verursachten Körperschallsignale durch die Gehäusestruktur fortgeleitet und regen das Getriebegehäuse zu gedämpften Schwingungen an. Am Getriebegehäuse führen diese Körperschallbiegewellen unmittelbar zur Abstrahlung von sekundärem Luftschall, die je nach Einbaulage verstärkt werden können. Wie bereits eingangs erwähnt wird die Einbaulage eines Fahrzeuggetriebes jedoch nicht allein durch die Geräuschoptimierung bestimmt. Durch die Abstimmung beziehungsweise Optimierung aller Gesichtspunkte können Geräuschminimierungsaspekte durch die Einbaulage des Getriebes in Betracht gezogen werden.

6.4 Versuche mit Variation der Getriebeparameter

In den vorangegangenen Abschnitten wurde das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Seriengetrieben durch Leerlauf-, Ingearmessungen und Einbaulagen im Fahrzeug aufgezeigt. Ziel dieses Abschnittes ist es, den Einfluß von Getriebeparametern auf die Klapper- und Rasselgeräusche bei gleichen Betriebsbedingungen zu ermitteln.

6.4.1 Variation des Hauptachsabstandes

Für die Variation des Hauptachsabstandes an einem kompletten Seriengetriebe wurde das Fünf-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 so modifiziert, daß durch die exzentrisch geführten Lagerschalen an der Vorgelegewelle der Hauptachsabstand stufenlos eingestellt werden konnte. Das Zwischenrad des R. Gangs wurde dabei nicht eingebaut.

Der Serienhauptachsabstand a des Getriebes Typ III wurde sowohl um 0,1 mm reduziert, als auch stufenweise um 0,04 mm, 0,1 mm und 0,2 mm erhöht, Bild 6.18.

Eine Reduzierung des Serienhauptachsabstandes um 0,1 mm bewirkt im Leerlauf eine Luftschalldruckminimierung um bis zu 2,5 dB(A), während eine Erhöhung um 0,2 mm ein Anstieg des Pegelwertes um bis zu 7 dB(A) ergibt.

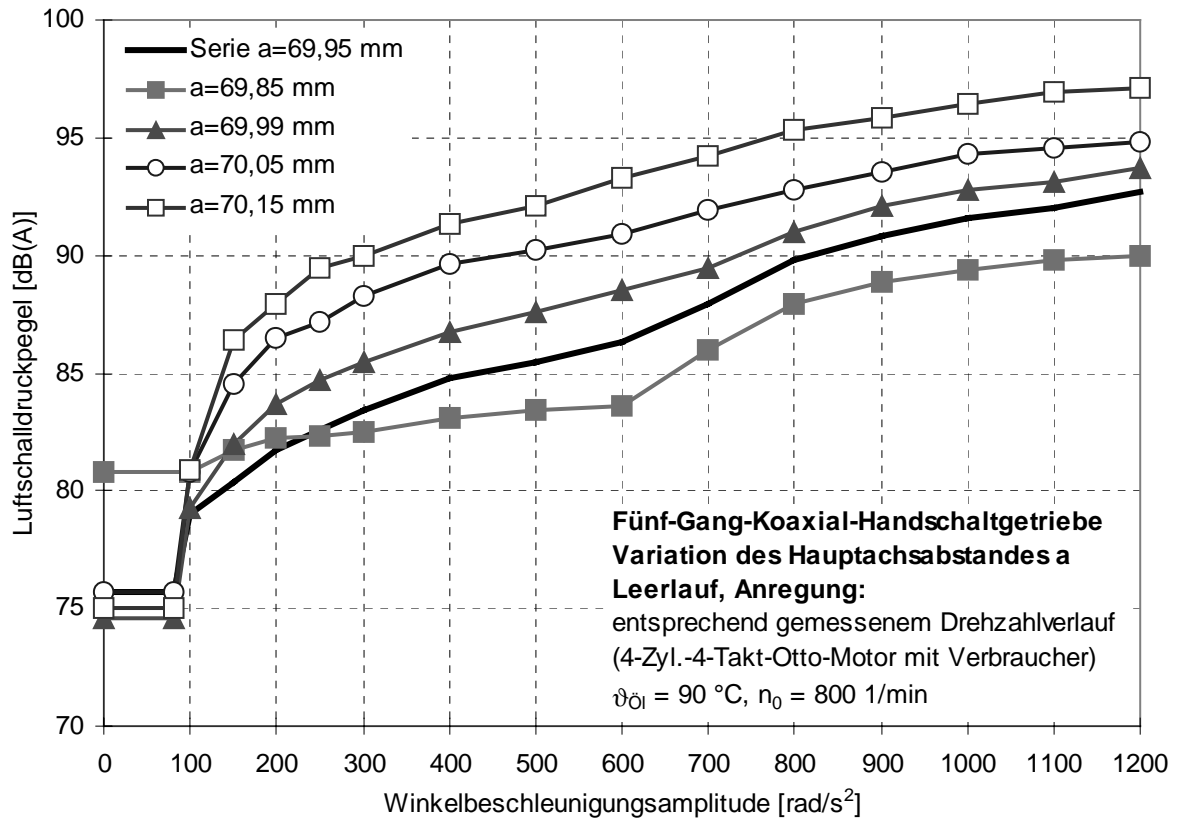


Bild 6.18: Einfluß des Hauptachsabstandes auf das Klappergeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 im Leerlauf

Die Erhöhung des Grundgeräusches beim Hauptachsabstand von 69,85 mm ist auf die erhöhten Abwälzgeräusche der sich im Eingriff befindlichen Radsätze zurückzuführen.

6.4.2 Variation der Anregungsfunktion

Zur Ermittlung des Einflusses unterschiedlicher Anregungsfunktionen und unterschiedlicher Grunddrehzahlen auf die Klapper- und Rasselgeräuschneigung eines Seriengetriebes wurde das Fünf-Gang-Koaxial-Handschatgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 mit einem 4- und 6-Zylinder-Motor angeregt. Bei dem 4-Zylinder-beziehungsweise 6-Zylinder-Motor waren jeweils die 2. beziehungsweise 3. Hauptordnung dominierend. Des weiteren wurde für die Anregungsfunktionen 4-Zylinder und 6-Zylinder die Grunddrehzahlen 500 1/min und 800 1/min gefahren, um den Einfluß

der Grunddrehzahl darzustellen. Alle anderen Versuchsparameter wurden konstant gehalten und können dem Bild 6.19 entnommen werden.

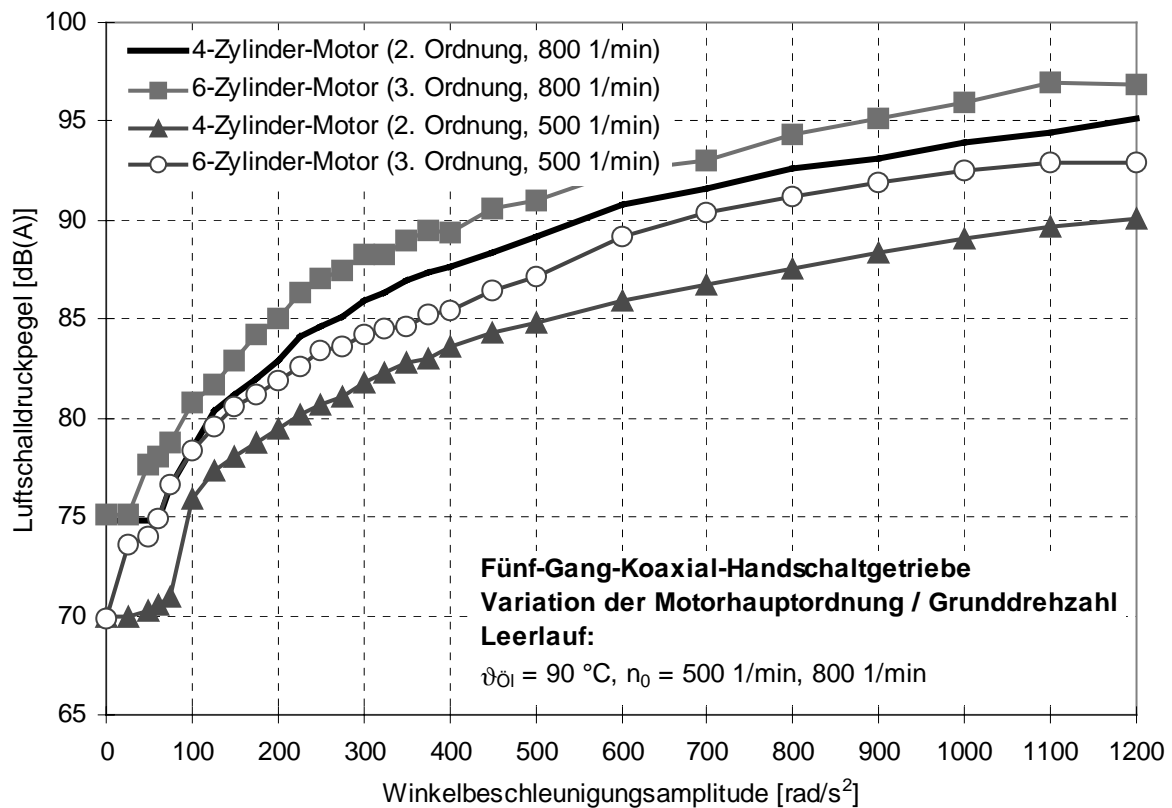


Bild 6.19: Einfluß der Motorhauptordnung und der Grunddrehzahl auf das Klappergeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 im Leerlauf

Der durch die 3. Hauptordnung verursachte Luftschalldruckpegel bei der Grunddrehzahl 800 1/min ist um 2 dB(A) lauter als die Anregung mit der 2. Hauptordnung bei 800 1/min. Bei der Grunddrehzahl 500 1/min steigt der Unterschied sogar auf bis zu 4 dB(A). Die Klappergrenze tritt im Vergleich zu der Anregung mit der 2. Hauptordnung zudem früher ein (40 rad/s² zu 60 rad/s²). Das Grundgeräusch der beiden Anregungsfunktionen ändert sich bei derselben Motorhauptordnung dabei nicht wesentlich. Die Erhöhung des Luftschalldruckpegels bei dem 6-Zylinder Motor steht in direktem Zusammenhang zu der Anzahl der auftretenden Verdrehflanken- und Axialstöße während einer Periodendauer. Des weiteren wird die Verringerung des Klapperpegels durch die Reduzierung der Grunddrehzahl für die Anregungsfunktion mit der 2. Hauptordnung dargestellt. Der gemessene Luftschalldruckpegelwert bei dem 4-Zylinder-Otto-Motor mit der Grunddrehzahl 500 1/min ist im Unterschied zu 800 1/min um bis zu 5 dB(A) geringer.

Ein weiteres Fünf-Gang-Koaxial-Handschatgetriebe Typ IV mit einem Eingangsdrehmoment von 280 Nm wurde mit einem 6-Zylinder-Motor angeregt und die

Grunddrehzahl stufenweise von 500 1/min auf 1000 1/min erhöht, um die dreidimensionale Klapperkurve bei unterschiedlichen Grunddrehzahlen darzustellen. Der Radsatzaufbau ist dem Koaxialgetriebe Typ III ähnlich. Der Unterschied zu Typ III besteht nur in der Position der Schalträder des 1. und 2. Gangs, die mittig auf der Abtriebswelle gelagert sind und der Schalträder des 3. und 4. Gangs, die auf der Vorgelegewelle abtriebsseitig angeordnet sind. Im Leerlauf können die Schalträder des 1., 2. und R. Gangs sowie das Zwischenrad des R. Gangs und die Konstante zum Klappern angeregt werden. Die Synchronringe des 3. und 4. Gangs können bei ausreichender Anregungsamplitude ebenfalls klappern.

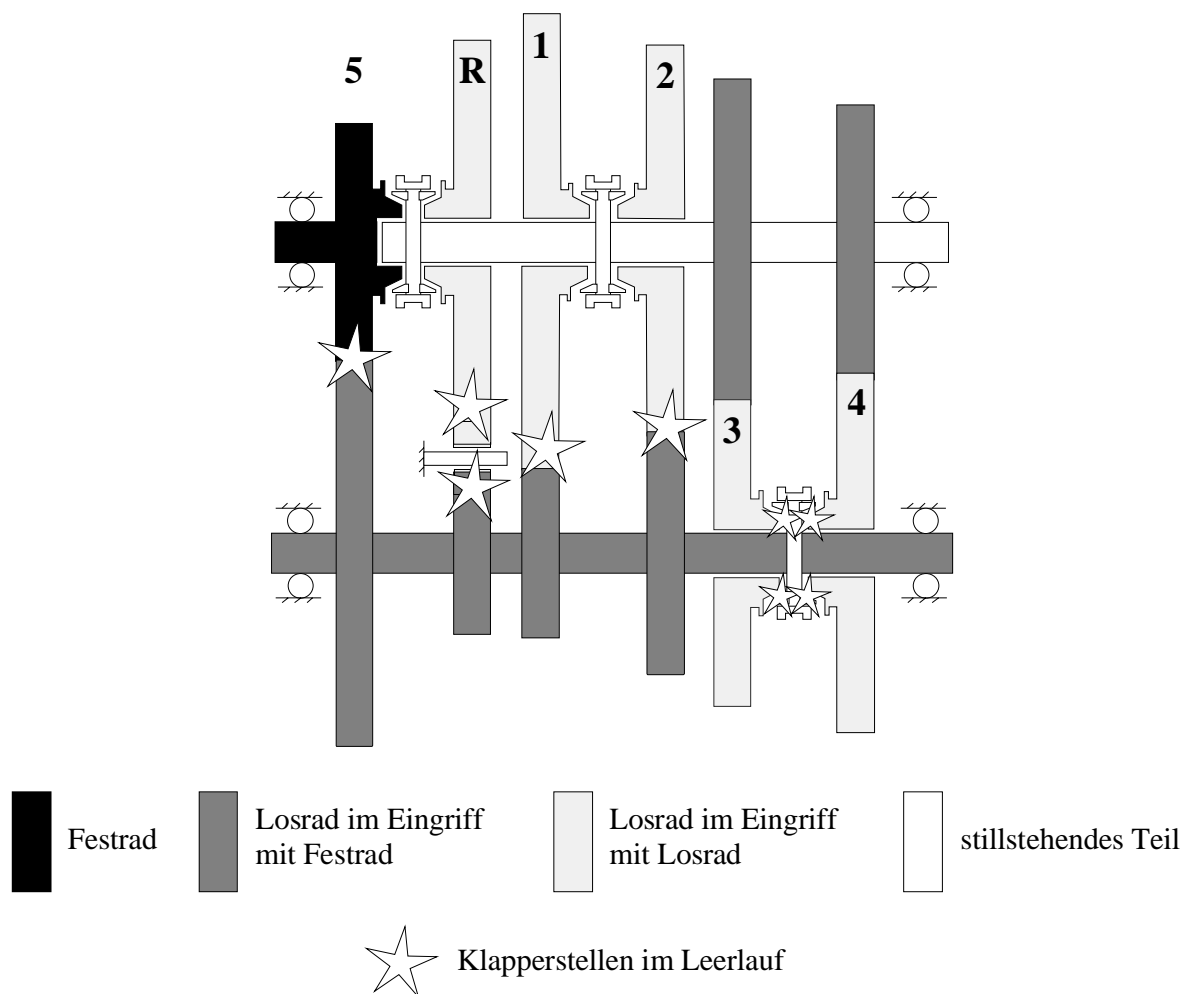


Bild 6.20: Getriebeschema des Koaxialgetriebes Typ IV und mögliche Klapperstellen für den Leerlaufbetrieb

In Bild 6.21 ist die dreidimensionale Klapperkurve für unterschiedliche Grunddrehzahlbereiche dargestellt. Der Grundgeräuschpegel für dieses Versuchsgetriebe streut um bis zu 5 dB(A) im Grunddrehzahlbereich von 500 1/min bis 1000 1/min. Bei Steigerung zeigt sich eine Erhöhung der einzelnen Klapperpegelwerte entsprechend der Grunddrehzahlerhöhung. Die Klappergrenze beträgt bei der Grunddrehzahl 500 1/min

20 rad/s^2 , während bei 1000 1/min die Klappergrenze auf 40 rad/s^2 ansteigt. Dieses Verhalten ist auf die Erhöhung der Schleppmomentanteile (siehe Abschnitt 3.9) bei Steigerung der Drehzahl zurückzuführen.

Das Frequenzspektrum des Klappergeräusches bei den einzelnen Winkelbeschleunigungsamplituden zeigt Bild 6.22. Daraus können die einzelnen Klappergeräuschpegelwerte für bestimmte Frequenzen abgelesen werden. Mit steigender Frequenz wird der Anstieg des Klappergeräuschpegels bei konstanter Winkelbeschleunigungsamplitude ersichtlich.

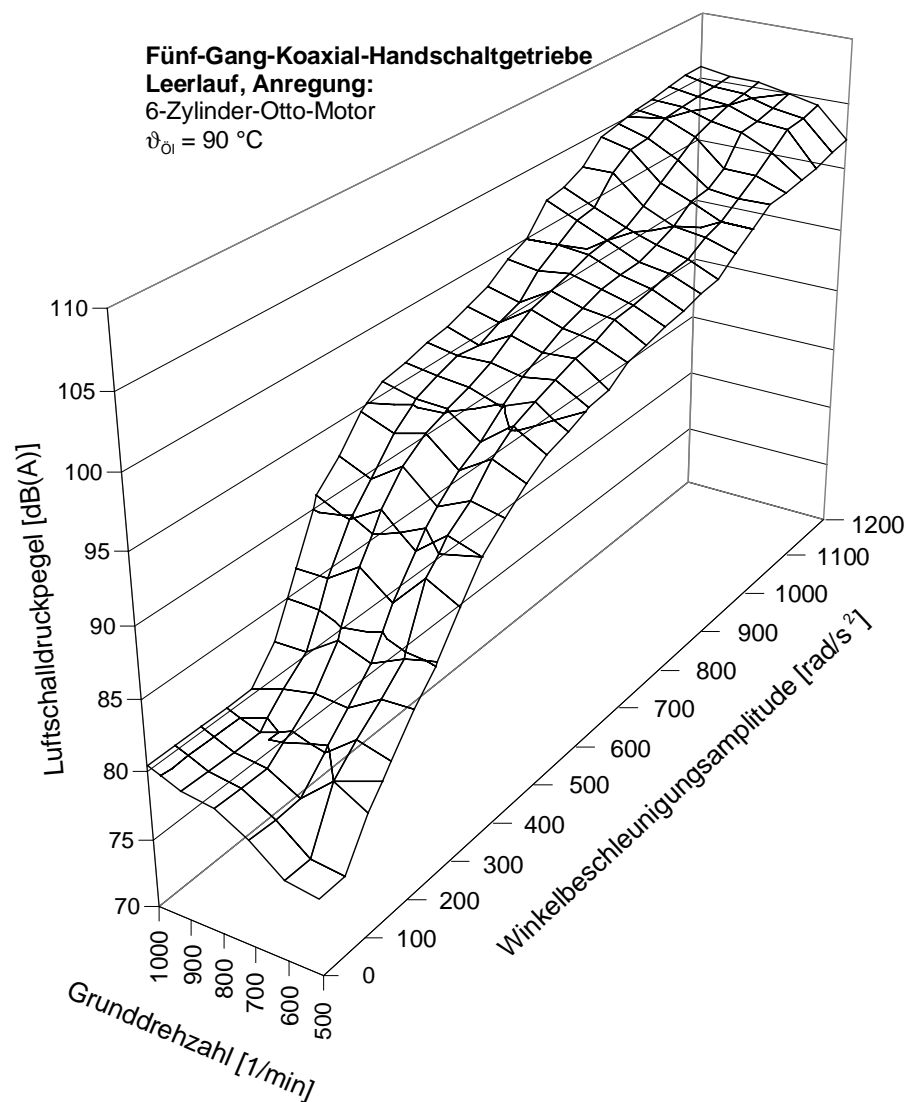


Bild 6.21: Darstellung des dreidimensionalen Klapperkurvenverlaufs bei der Anregung mit einem 6-Zylinder-Otto-Motor für den Leerlauf des Koaxialgetriebes Typ IV

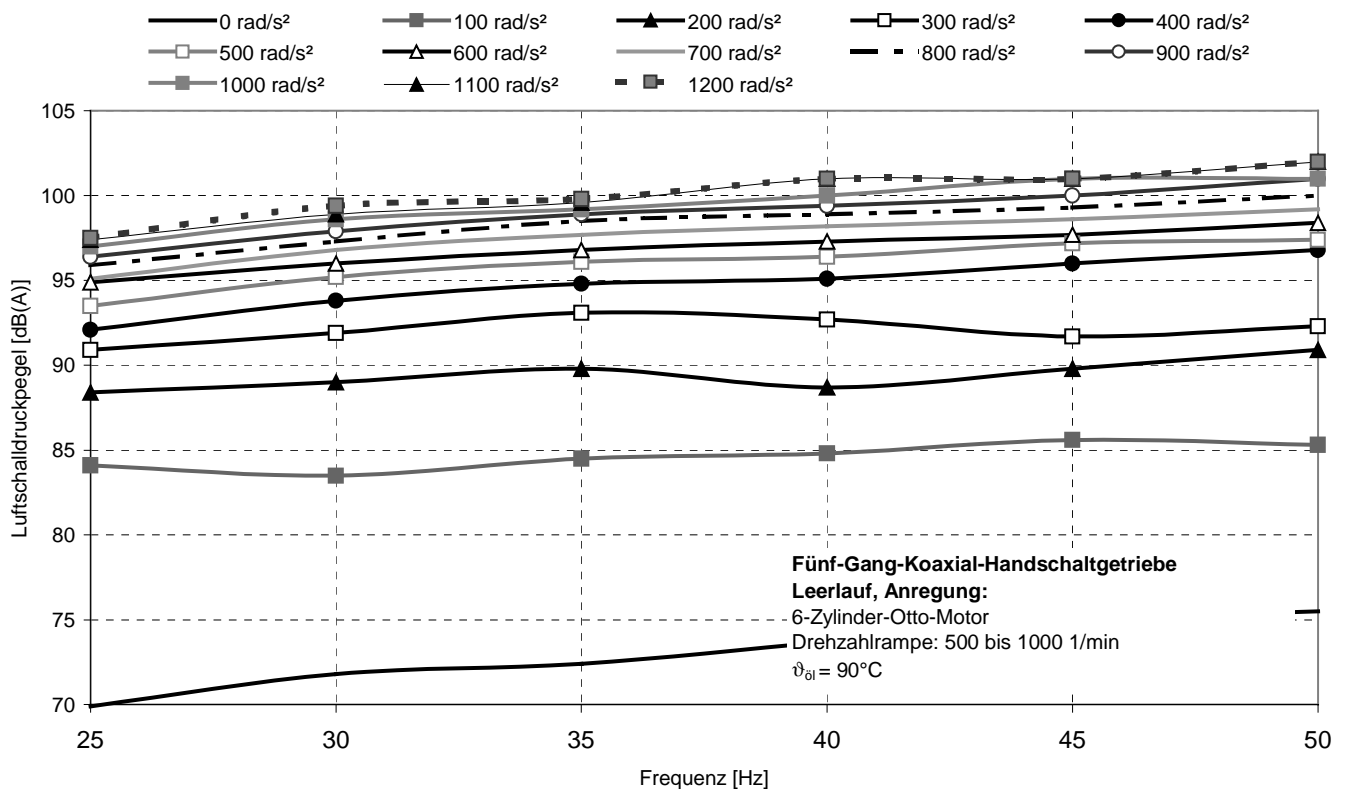


Bild 6.22: Einfluß der Anregungsfrequenz auf die Klappergeräusche des Koaxialgetriebes Typ IV bei einem 6-Zylinder-Otto-Motor im Leerlauf

In Bild 6.23 ist für das Koaxialgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 ein realistischer Drehzahlhochlauf für einen Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotor dargestellt. Zu sehen ist der Anstieg der Grunddrehzahl mit aufmodulierter Drehungleichförmigkeit bei konstanter Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 und die Körperschallamplitude. Diese Darstellungsart entspricht dem *Kurvenverlauf 3* aus der dreidimensionalen Klapperkurve aus Abschnitt 4, bei dem die Winkelbeschleunigungsamplitude durch Abnahme der Schwingungsamplitude an der Getriebeeingangswelle gekennzeichnet ist.

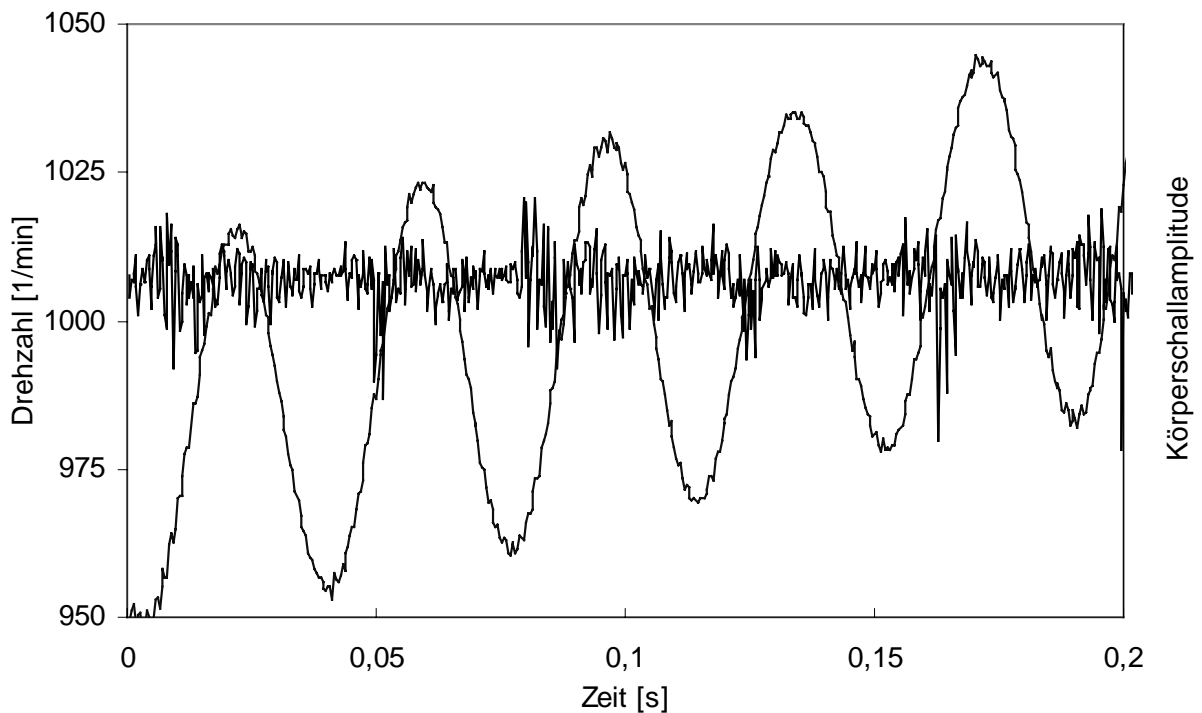


Bild 6.23: Realistischer Drehzahlhochlauf des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 mit einer konstanten Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 für die Anregung mit einem Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotor

6.4.3 Variation des Verdrehflankenspiels

Für die Variation der klappergeräuschrelevanten Getriebeparameter wurde am Institut für Maschinenelemente ein Elementarprüfgetriebegehäuse mit exzentrisch geführten Lagerschalen der Abtriebswelle, an dem die Verdrehflanken- und Axialspiele von Losteilen stufenlos einstellbar sind, entwickelt, Bild 6.24 /117/. Das Verdrehflankenspiel wird durch die Änderung des Hauptachsabstandes zwischen der An- und Abtriebswelle und das Axialspiel durch die unterschiedliche Einbaulage des Synchronkörpers auf der Abtriebswelle stufenlos eingestellt. Mit diesem Elementarprüfgetriebe können einzelne Zahnradstufen sowie mehrere Radsätze auf ihr Geräuschverhalten hin untersucht werden. Das Elementarprüfgetriebe wurde mit der Zahnradstufe des 2. Gangs bestückt, um den Einfluß des Verdrehflanken- und Axialspiels an dieser Gangstufe zu verdeutlichen. Alle anderen Losteile waren während der Versuchsreihe ausgebaut.

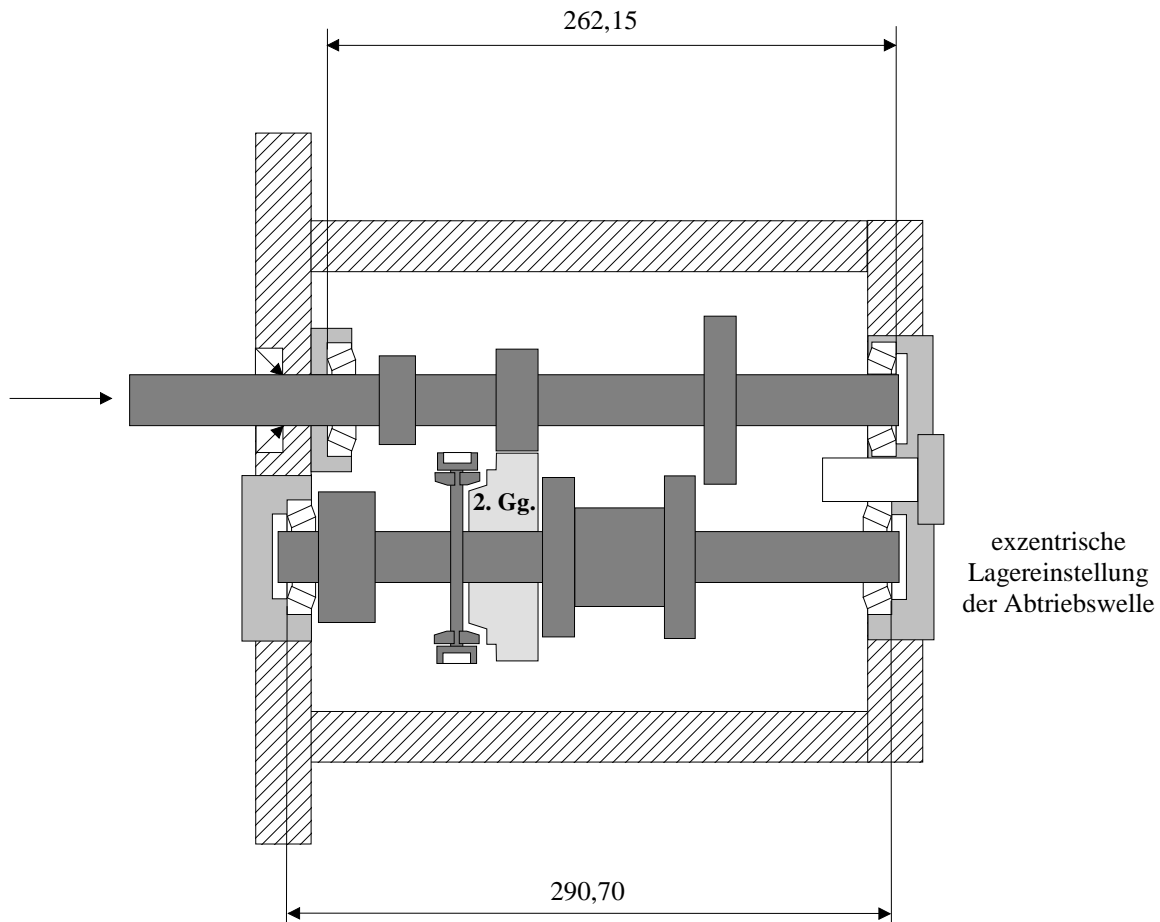


Bild 6.24: Schematische Darstellung des Elementarprüfgehäuses mit dem untersuchten Schaltrad 2. Gang

In Bild 6.25 wurde das Serienverdrehflankenspiel s_v von 0,12 mm der Zahnradstufe des 2. Gangs für ein Axialspiel s_a von 0,2 mm um 0,06 mm verkleinert beziehungsweise vergrößert und die Ergebnisse für die Winkelbeschleunigungsamplitude von 600 rad/s^2 dargestellt. Eine Reduzierung des Serienverdrehflankenspiels um 0,06 mm bewirkt bei dieser Gangstufe eine Luftschalldruckminimierung um bis zu 2 dB(A), während eine Erhöhung um denselben Betrag ein Anstieg des Pegelwertes um 4 dB(A) ergibt. Das Verdrehflankenspiel ist eine funktionsbedingte Größe, die innerhalb der technisch noch zulässigen Grenzen variiert werden kann. Unterschreitet man diese Mindestgrenzwerte, so kann der Ausgleich von Wärmedehnungseigenschaften und das Abwälzen der Verzahnungen nicht mehr sichergestellt werden. Die Mindestgrenze für die technische Realisierbarkeit des Verdrehflankenspiels beträgt 0,06 mm.

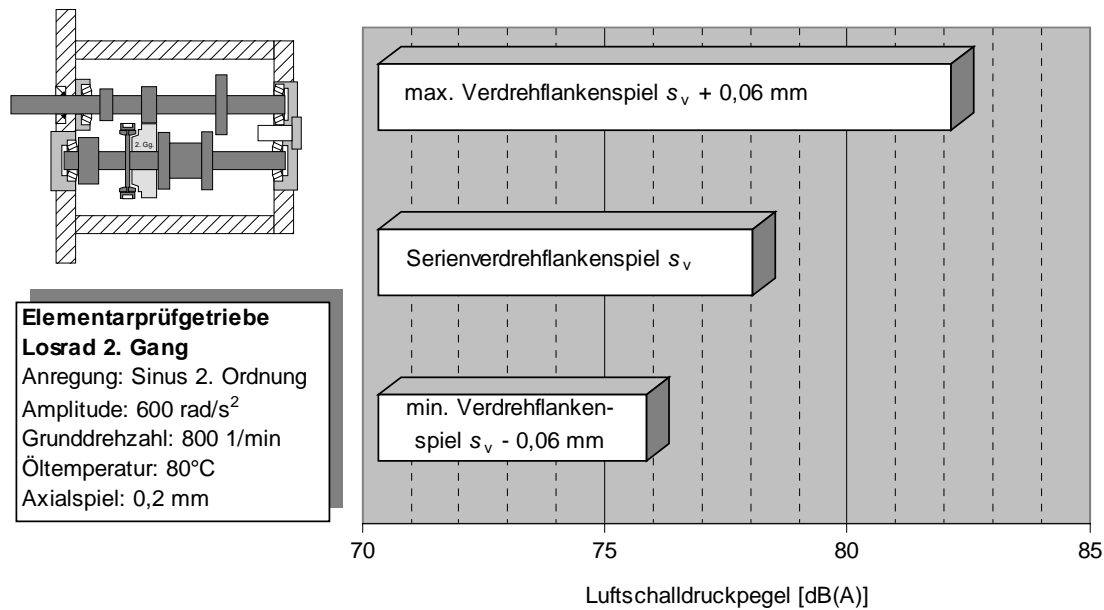


Bild 6.25: Einfluß des Verdrehflankenspiels auf den Klappergeräuschpegel bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 600 rad/s^2 am Beispiel des Losrads 2. Gang

6.4.4 Variation des Axialspiels

In Bild 6.26 wird nun das Verdrehflankenspiel des Losrads 2. Gang im Elementarprüfgetriebe mit $0,06 \text{ mm}$ konstant gehalten und das Axialspiel durch die Einbaulage des Synchronkörpers in $0,1 \text{ mm}$ Schritten stufenlos variiert.

Eine Vergrößerung des Losradaxialspiels bis zu einem bestimmten Grenzbereich $s_a = 0,4 \text{ mm}$, an dem das Losrad nicht mehr an seine axialen Anlaufbunde stoßen kann, bewirkt im Vergleich zum Serienaxialspiel von $0,2 \text{ mm}$ bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 600 rad/s^2 eine Reduzierung des Luftschalldruckpegels um bis zu 3 dB(A) . Das Losrad stößt dabei nicht mehr an dem gegenüberliegenden axialen Anlaufbund an und reduziert so die Häufigkeit der Axialstöße. Eine Verkleinerung des Axialspiels führt ebenfalls zu einer Reduzierung des Pegelwertes, jedoch besteht die Gefahr einer schlechten Schaltbarkeit und einer unzureichenden Schmierung der betrachteten Gangstufe.

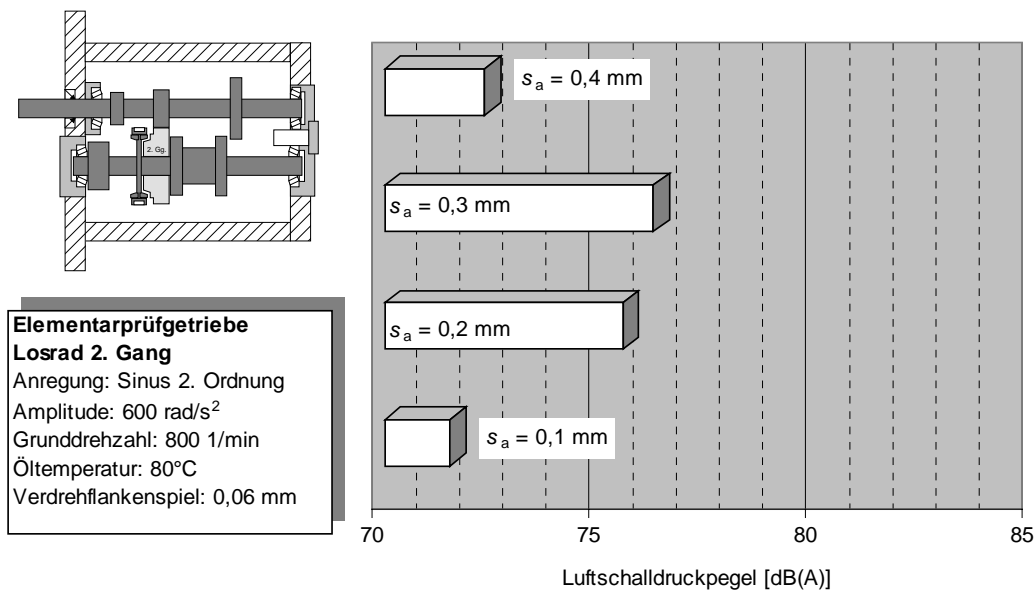


Bild 6.26: Einfluß des Axialspiels auf den Klappergeräuschpegel bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 600 rad/s² am Beispiel des Losrads 2. Gang

6.4.5 Variation des Radialspiels

Der Einfluß des Radialspiels auf die Klapper- und Rasselgeräusche wird am Beispiel des Losrads 5. Gang im Elementarprüfgetriebe untersucht. In Bild 6.27 wurde das Radialspiel des Losrads 5. Gang für ein Verdrehflankenspiel von 0,12 mm und ein Axialspiel von 0,2 mm in drei Stufen mit 0,03 mm, 0,1 mm und 0,2 mm untersucht. Dazu wurde das Losrad des 5. Gangs mit unterschiedlichem Innendurchmesser gefertigt um das Radialspiel auf das gewünschte Maß einzustellen. Eine Verkleinerung des Radialspiels auf 0,03 mm gegenüber dem Serienwert von 0,1 mm bewirkt eine geringe Grundgeräuscherhöhung, die auf erhöhte Lagerlaufgeräusche zurückzuführen ist. Bei Steigerung der Anregungsamplitude bis auf 3000 rad/s² sind keine wesentlichen Unterschiede gegenüber dem Serienwert von 0,1 mm festzustellen. Eine Verdoppelung des Serienradialspiels auf 0,2 mm ergibt eine Luftschalldruckpegelerhöhung um bis zu 5 dB(A).

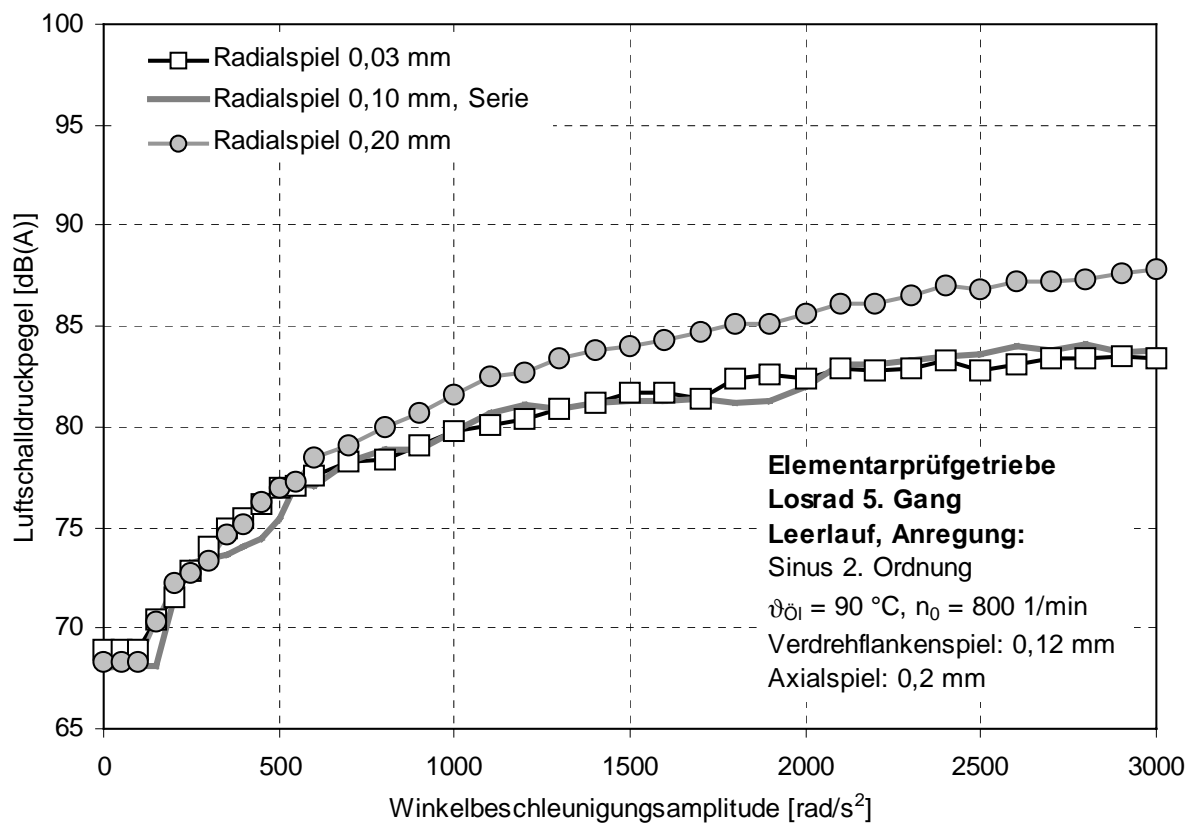


Bild 6.27: Einfluß des Radialspiels auf den Klappergeräuschpegel am Beispiel des Losrads 5. Gang

6.4.6 Einfluß der Verzahnungsoberfläche

Zur Untersuchung des Einflusses der Verzahnungsoberfläche wurde das Festrad des 5. Gangs mit einem Topocrom-Verfahren beschichtet. Bei diesem Verfahren handelt es sich um eine galvanische Herstellung von rauhen beziehungsweise strukturierten Hartchromschichten, die durch eine mehrschichtige halbkugelige Topographie charakterisiert sind. Mit diesem Verfahren sind Rauheitswerte R_z von $2\ \mu\text{m}$ bis $40\ \mu\text{m}$ mit einer jeweiligen Beschichtungsdicke von $3\ \mu\text{m}$ möglich.

In Bild 6.28 ist die Oberflächentopographie im Serienzustand (geschliffen) und im beschichteten Zustand dargestellt. Die Mikrooberflächenstrukturen an den Zahnflanken wurde mit einem Hommel-Tastschnittgerät erfaßt. Hierbei wird ein senkrechter Profilschnitt der Flankenoberfläche in einem Raster abgetastet und durch Aneinanderreihen der Profilschnitte das dreidimensionale Oberflächengebirge dargestellt. Mit einem in /76/ und /77/ neu entwickelten Meßgerät zur dreidimensionalen Erfassung

von Oberflächenstrukturen wurden die beiden Verzahnungsoberflächen insbesondere die Evolventenverläufe verglichen. Dieses Meßgerät arbeitet nach dem Prinzip der Streifenprojektion in einem Strahlengang und ermöglicht so eine dreidimensionale Auswertung von Oberflächenstrukturen. Das Verdrehflankenspiel sowie der Evolventenverlauf zeigten durch diese halbkugelige Topographie im Vergleich zur geschliffenen Verzahnungsoberfläche keine wesentlichen Veränderungen.

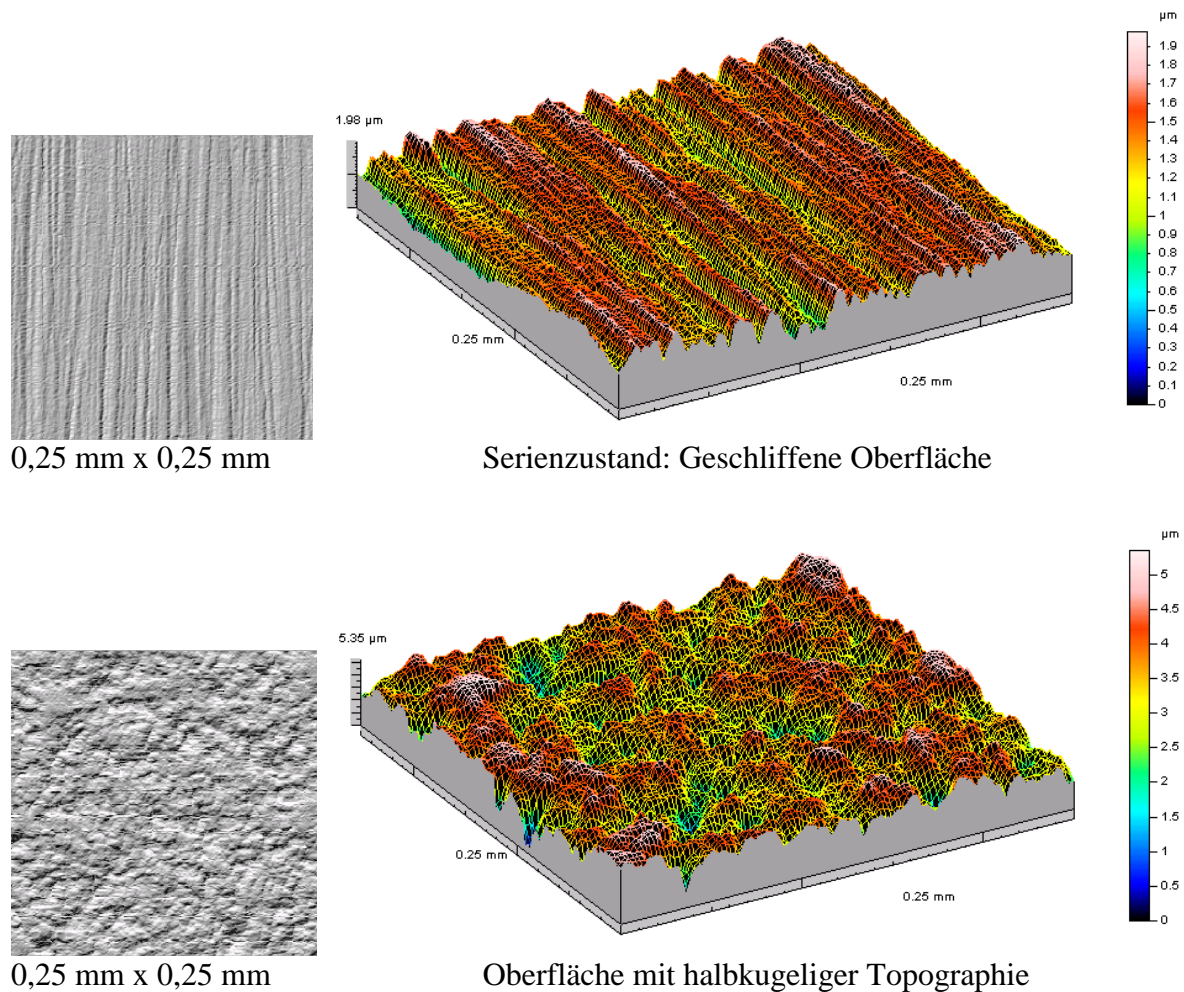


Bild 6.28: Oberflächentopographie des geschliffenen und beschichteten Festrads 5. Gang nach Hommel-Verfahren

Bild 6.29 zeigt die Verringerung des Klapperpegels bis zu der Anregungsamplitude 3000 rad/s^2 durch die Beschichtung des Festrads 5. Gang mit einer halbkugeligen Topographie im Zahnflankenbereich. Es ergibt sich eine Geräuschreduzierung um bis zu 3 dB(A) gegenüber der geschliffenen Verzahnungsoberfläche. Das Grundgeräuschverhalten ändert sich dabei nicht. Diese Verringerung des Luftschalldruckpegels kann dadurch erklärt werden, daß die Verdrehflankenstöße durch die beschichtete Oberfläche mit den mit Schmierstoff angereicherten Vertiefungen wesentlich gedämpfter

ausfallen. Hierbei wird durch das Eintauchen des Losrads im Ölbad die Verzahnungsoberfläche des Festrads mit Öl benetzt. Aufgrund der strukturierten halbkuguligen Verzahnungsoberfläche des Festrads ist das Haftungsvermögen der Öltröpfchen größer als in der geschliffenen geradlinigen Struktur des Serienzahnrads.

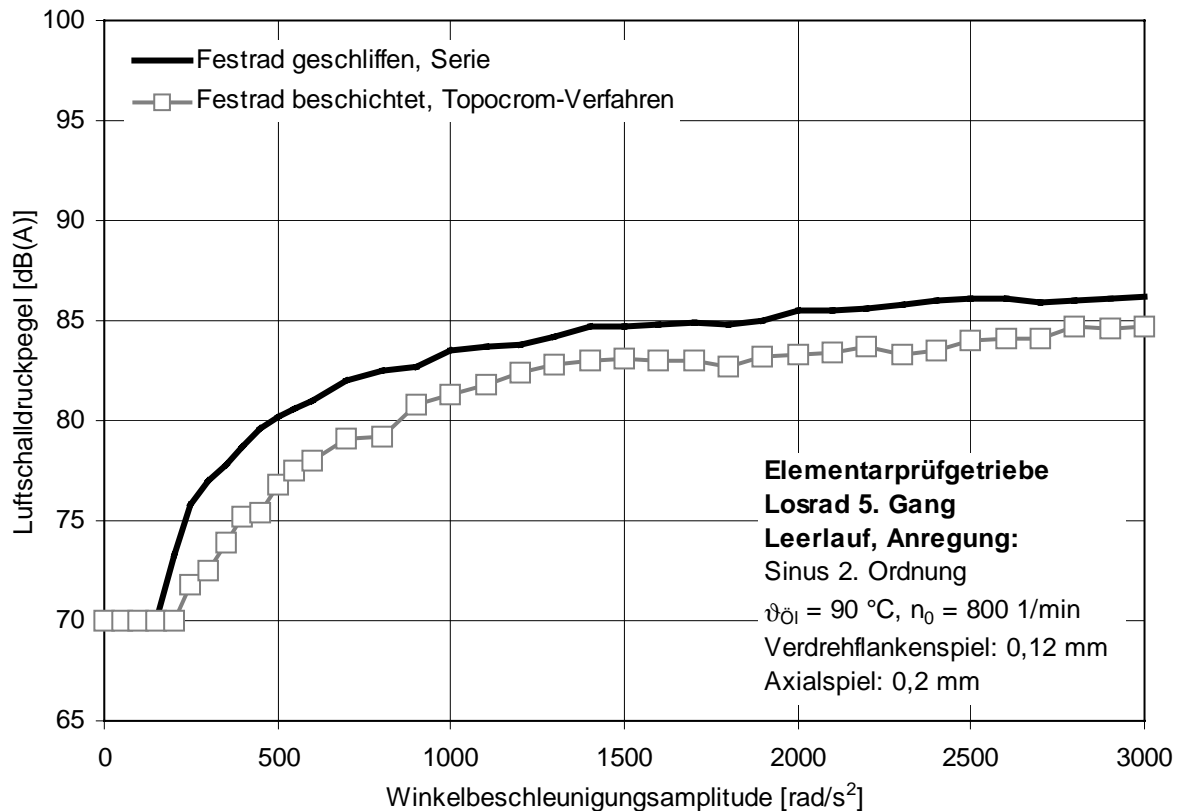


Bild 6.29: Einfluß der Verzahnungsoberfläche auf den Klappergeräuschpegel am Beispiel des Losrads 5. Gang

6.4.7 Einfluß des Schmierstoffs

Getriebeschmierstoffe lassen sich in MTF (Manual Transmission Fluid), ATF (Automatic Transmission Fluid) und SAF (Syntetic Axle Fluid) einteilen. MTF-Öle werden üblicherweise in Handschaltgetrieben, ATF-Öle aufgrund spezieller Eigenschaften in Automatgetrieben und SAF-Öle in Hinterachsdifferentialgetrieben eingesetzt. Bei Handschaltgetrieben werden jedoch zunehmend ATF-Öle mit günstigem Reibungsverhalten zur Verbesserung der Schaltbarkeit eingesetzt.

Der Schmierstoff besteht im wesentlichen aus einem Grundöl und Additivzusätzen zwischen 2 bis 10 % Volumenanteilen, welche die Eigenschaften bestimmen. Die Aufgaben der Schmierstoffe sind hydrodynamische Schmierkeile zwischen den sich

relativ zueinander bewegenden Grund- und Gegenkörpern aufzubauen. Je nach Zustand entstehen dabei Hydrodynamik-, Mischreibung- und Festkörperreibungsbereiche. Weitere Aufgaben der Schmierstoffe sind Wärmeabfuhr, ausreichende Schmierung aller Getriebekomponenten, Korrosionsschutz, Verbesserung der Schaltbarkeit bei tiefen Temperaturen, günstige Schmutztragfähigkeit, Reduzierung der Leerlauf- und Lastverluste, Verringerung der Geräuschentwicklung und Alterungsbeständigkeit. Neuartige Schmierstoffe, wie die mesogene Flüssigkeit, wurden bisher für den Einsatz als Getriebeschmierstoffe noch nicht betrachtet. Aufgrund der niedrigen Reibungswerte im hydrodynamischen Bereich finden sie Anwendung in Wälz- und Gleitlagern. Sie sind organische Verbindungen, die in bestimmten Druck- und Temperaturbereichen flüssigkristalline Phasen annehmen, die richtungsabhängige physikalische Eigenschaften aufweisen. Dabei lassen sich die Phasen wie Flüssigkeiten bewegen. Die Viskosität ändert sich schlagartig beim Übergang der Phasen. Diese Eigenschaft des Phasenübergangs wird auch Mesophase genannt. Beim Übergang vom kristallinen Zustand in die flüssigkristalline Mesophase geht die Positionsfernordnung (Schwerpunkte der Moleküle) verloren, während die Orientierungsfernordnung (periodische Orientierung der Molekülachsen) erhalten bleibt. Dieses verursacht die kristallanalogen und anisotropen Eigenschaften der Mesophasen und die aufgehobene Positionsfernordnung verursacht die flüssigkeitsanaloge Fluidität /118/ und /119/.

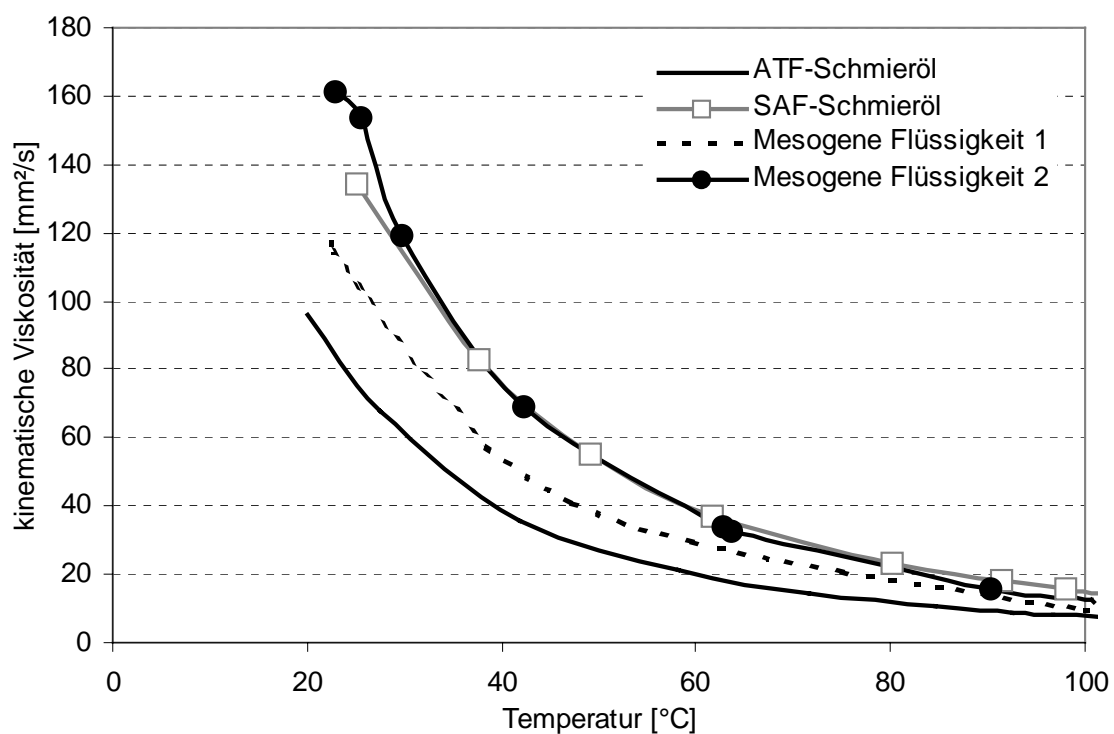


Bild 6.30: Kinematisches Viskosität-Temperatur-Diagramm der Versuchsöle nach Ubbelohde-Verfahren

Die kinematische Viskosität der Schmierstoffe, d. h. der Quotient aus dynamischer Viskosität und der Dichte des Öls, ist eine Funktion der Temperatur und bestimmt im wesentlichen die Geräuschneigung von Getrieben. Die Viskositätskennlinien der untersuchten Schmierstoffe wurden nach dem Ubbelohde-Verfahren DIN 51562 bestimmt, Bild 6.30. Dieses Prinzip basiert auf unterschiedliche Strömungszeiten von Getriebeölen durch ein vorgegebenes Meßsystem. Die Meßzeit ist dabei das Maß für die Viskosität.

Aus dem Viskosität-Temperatur-Diagramm ist die Temperaturabhängigkeit deutlich zu erkennen. Die untersuchten Schmieröle weisen unterschiedliche Grundöle und Additive auf. Bei hohen Betriebstemperaturen weisen die Versuchsöle ähnliche kinematische Viskositäten zwischen 10 bis 18 mm²/s wie bei 90 °C auf. Der Einfluß der Versuchsöle auf das Klappergeräuschverhalten wurde an dem Koaxialgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 bei der Betriebstemperatur von 90 °C untersucht.

Bild 6.31 zeigt für die untersuchten Schmieröle bei einer realistischen Anregung mit einem Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotor, eine Reduzierung des Luftschalldruckpegels beim Einsatz der mesogenen Flüssigkeit gegenüber dem ATF-Schmierstoff um bis zu 3 dB(A) und gegenüber dem SAF-Schmierstoff um bis zu 2 dB(A). Des weiteren wird die Klappergrenze zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden hin verschoben.

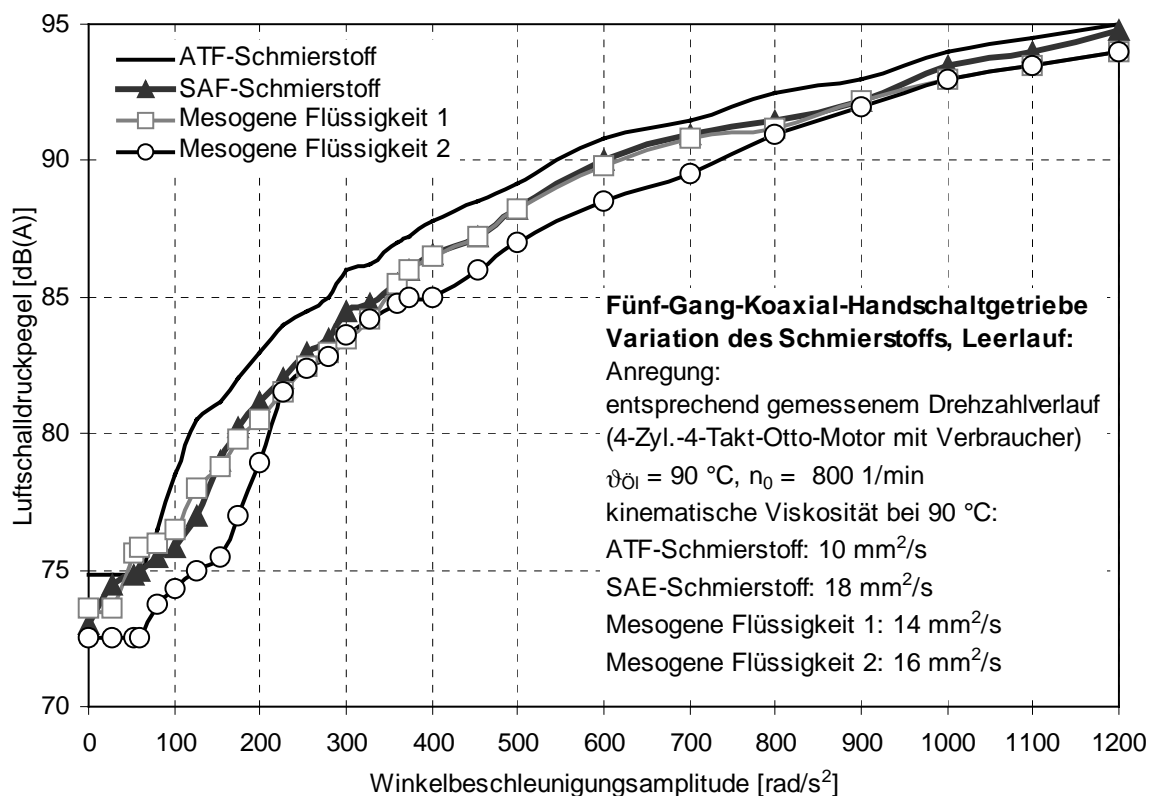


Bild 6.31: Einfluß unterschiedlicher Schmieröle auf das Klappergeräuschverhalten des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 im Leerlauf

6.5 Einschränkung der Bewegungsmöglichkeit der Losteile

Zur Losteilberuhigung mittels direkter konstruktiver Elemente existieren zahlreiche Maßnahmen zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche, /78/ bis /106/. Diese Maßnahmen verhindern die Losteilschwingung innerhalb der Spielgrenzen und reduzieren die Stoßintensitäten an den Zahnflanken und den axialen Anlaufbunden. Ergibt sich durch die Optimierung der Getriebeparameter keine zufriedenstellende Geräuschminimierung, so können gezielte direkte konstruktive Maßnahmen am Losteil zur Reduzierung der Bewegungsmöglichkeit und damit zur Minimierung des Getriebe-geräusches ergriffen werden. In diesem Abschnitt werden entwickelte Maßnahmen zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche auf dem Prüfstand untersucht.

6.5.1 Reibelemente an der Zahnradnabe

Das Fünf-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 wurde zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche mit einem Reibelement (*Friction-Dämpfer*) an dem Zwischenrad des Rückwärtsgangs bestückt, Bild 6.32. Durch den Einsatz eines O-Rings als Reibelement an der Nabe der Rücklaufrolle wurde eine Reibleistung durch die Relativgeschwindigkeit zwischen der Rücklaufrolle und der stillstehenden Achse aufgebaut, die entgegen der Drehrichtung des Zahnrades wirkt. Durch diese Reibleistung konnte eine Erhöhung des vorhandenen Schleppmomentes erzielt werden. Bild 6.33 zeigt die Meßergebnisse eines Langzeitversuchs zur Untersuchung des Verschleißverhaltens des Reibelements im Vergleich zum Neuzustand des O-Rings und zum Serienzustand.

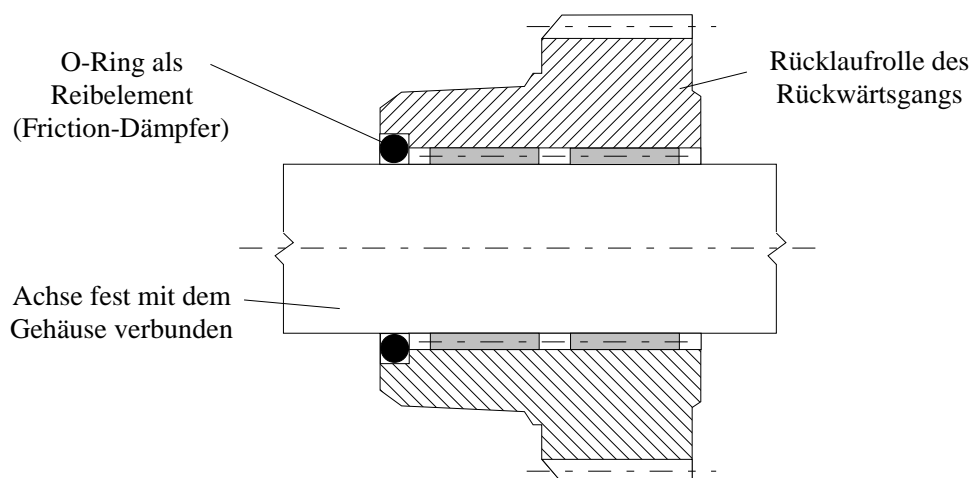


Bild 6.32: Einbaulage des O-Rings (*Friction-Dämpfer*) an der Rücklaufrolle des R. Gangs im Koaxialgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1

Durch die zusätzlich aufgebrachte Reibleistung mit einem O-Ring an der Nabe der Rücklaufrolle konnte eine Reduzierung des Luftschalldruckpegelwertes um bis zu 2 dB(A) erzielt werden. Das Grundgeräusch wurde bis zur Klappergrenze durch den neu eingesetzten O-Ring um bis zu 1,5 dB(A) gegenüber der Serie erhöht. Nach einer Einlaufphase von 500 Stunden zeigte sich eine Reduzierung des Grundgeräuschpegelwerts. Die Verdoppelung der Klappergrenze durch den Einsatz des O-Rings an der Rücklaufrolle des R. Gangs ist auf einen großen Einfluß der Rücklaufrolle auf den Klapperbeginn zurückzuführen. Bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden ab 600 rad/s^2 nähert sich die Klapperkurve des eingelaufenen O-Rings dem Kurvenverlauf der Serie an. Diese Erscheinung ist auf den Verschleiß des O-Rings zurückzuführen, der eine geringere Reibleistung gegenüber dem Neuzustand aufbringt.

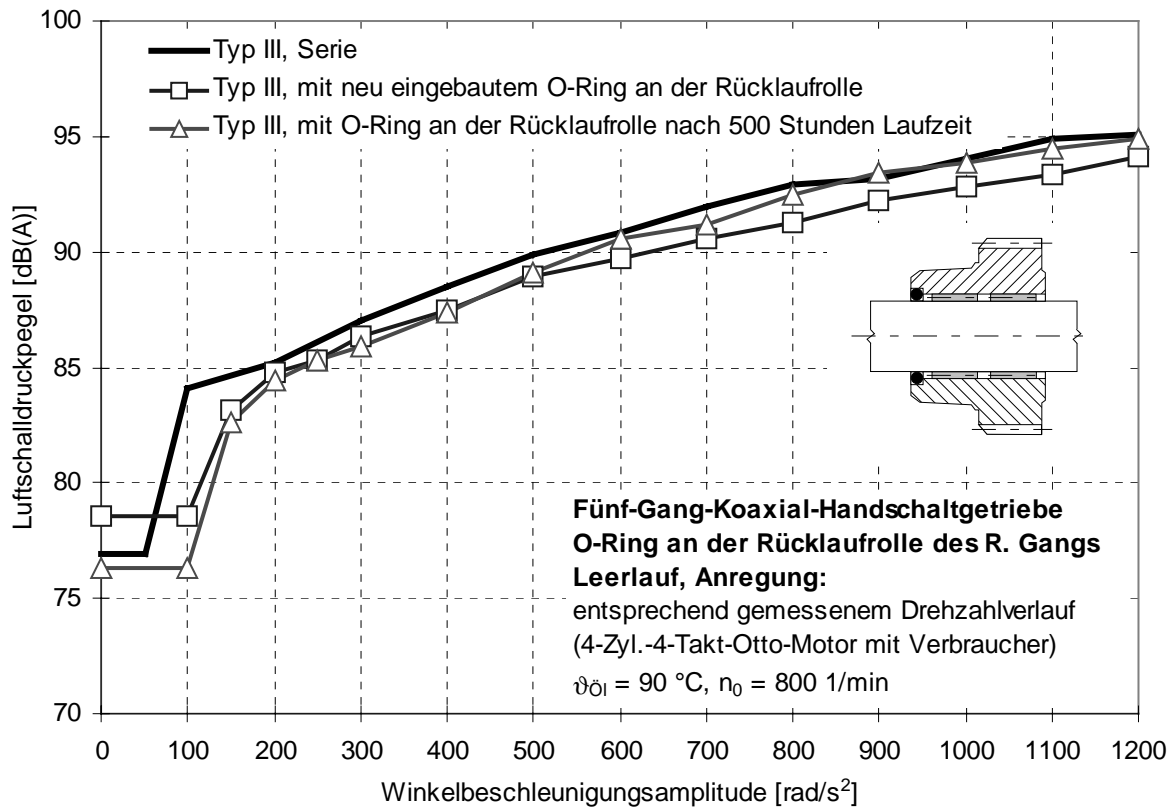


Bild 6.33: Einfluß des O-Rings an der Rücklaufrolle des Rückwärtsgangs im Koaxialgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1

6.5.2 Reibelemente an der Zahnradstirnfläche

Im Elementarprüfgetriebe wurde am Beispiel der zweiten Gangstufe eine schwingungsdämpfende Maßnahme eingebaut und mit dem Serienzustand verglichen. Außer der 2. Gangstufe waren alle anderen Losteile während der Messungen ausgebaut.

An dem Losrad 2. Gang wurden beidseitig an den Stirnflächen Elastomereinlagen eingesetzt. Die Elastomereinlagen wurden zwischen dem Losrad und den beiden Anlaufbunden mit unterschiedlicher Vorpressung (10 N und 20 N) eingebaut. Das Losrad konnte sich nur durch die elastische Verformung des Elastomers in axialer Richtung bewegen.

In Bild 6.34 sind für die mit 10 N und 20 N vorgepreßten Elastomere die Klapperkurven bis zu einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 1200 rad/s^2 dem Serienzustand gegenübergestellt. Durch die Erhöhung der Elastomervorpressung wurde die Klappergrenze des Losrads 2. Gang zu wesentlich höheren Winkelbeschleunigungsamplituden verschoben. Der Luftschalldruckpegel liegt ab der Klappergrenze für die Elastomervorpressung mit 10 N um bis zu 4 dB(A) und für 20 N um bis zu 7 dB(A) unterhalb der Serie.

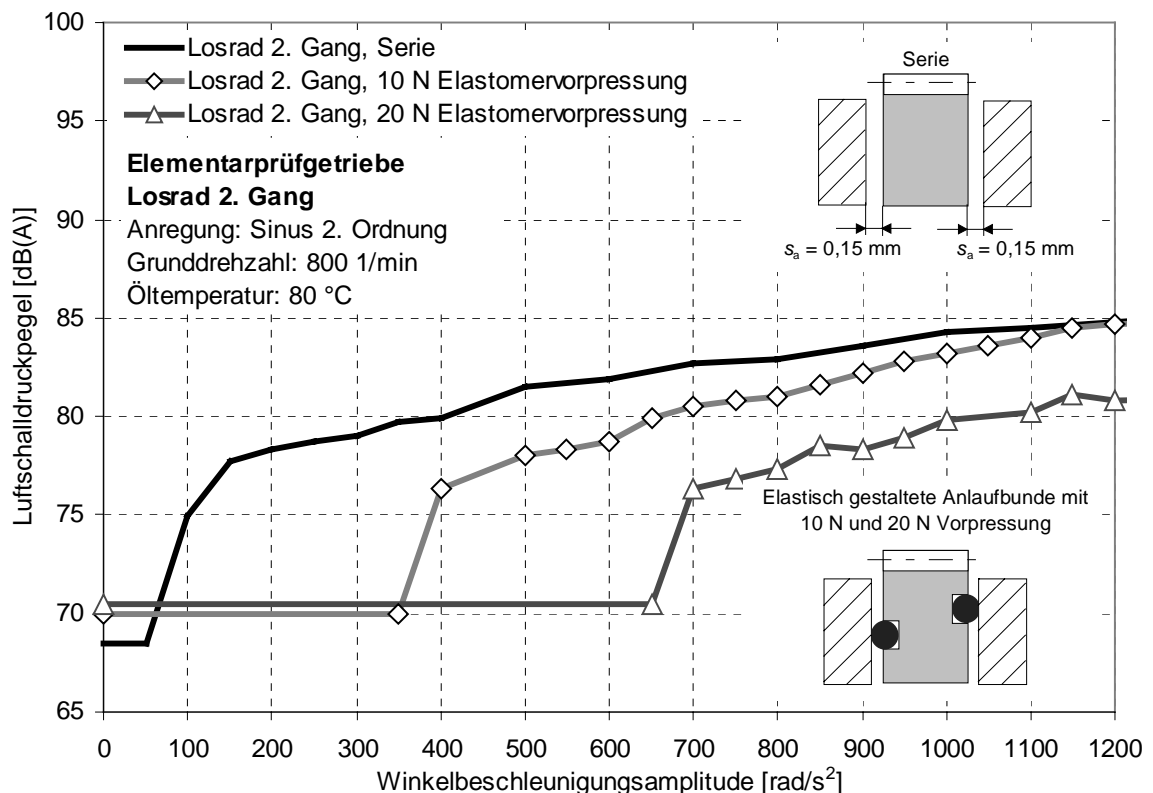


Bild 6.34: Vorgepreßte Elastomereinlagen zur Minimierung der Klapper- und Rasselgeräusche am Beispiel der 2. Gangstufe im Elementarprüfgetriebe

6.5.3 Axialstoßminderung durch Elastomereinlagen

In einer weiteren Meßreihe wurde das Losrad 2. Gang im Elementarprüfgetriebe mit elastisch gestalteten Anlaufbunden ohne Vorpressung untersucht, um die Axialstöße, die einen wesentlichen Beitrag zu Klapper- und Rasselgeräuschen leisten können, zu minimieren. Außer der 2. Gangstufe waren wieder alle anderen Losteile während der Messungen ausgebaut. Die Stirnfläche des Losrads wurde mit Elastomereinlagen zur Dämpfung des Axialstoßes ausgestattet. Das Serienaxialspiel wurde um den Betrag der Elastomereinlage vergrößert. Damit konnten dieselben axialen Schwingwege wie im Serienzustand auftreten.

Bild 6.35 zeigt die Versuchsergebnisse für das Losrad 2. Gang mit und ohne Axialstoßminderung durch elastische Gestaltung der axialen Anlaufbunde.

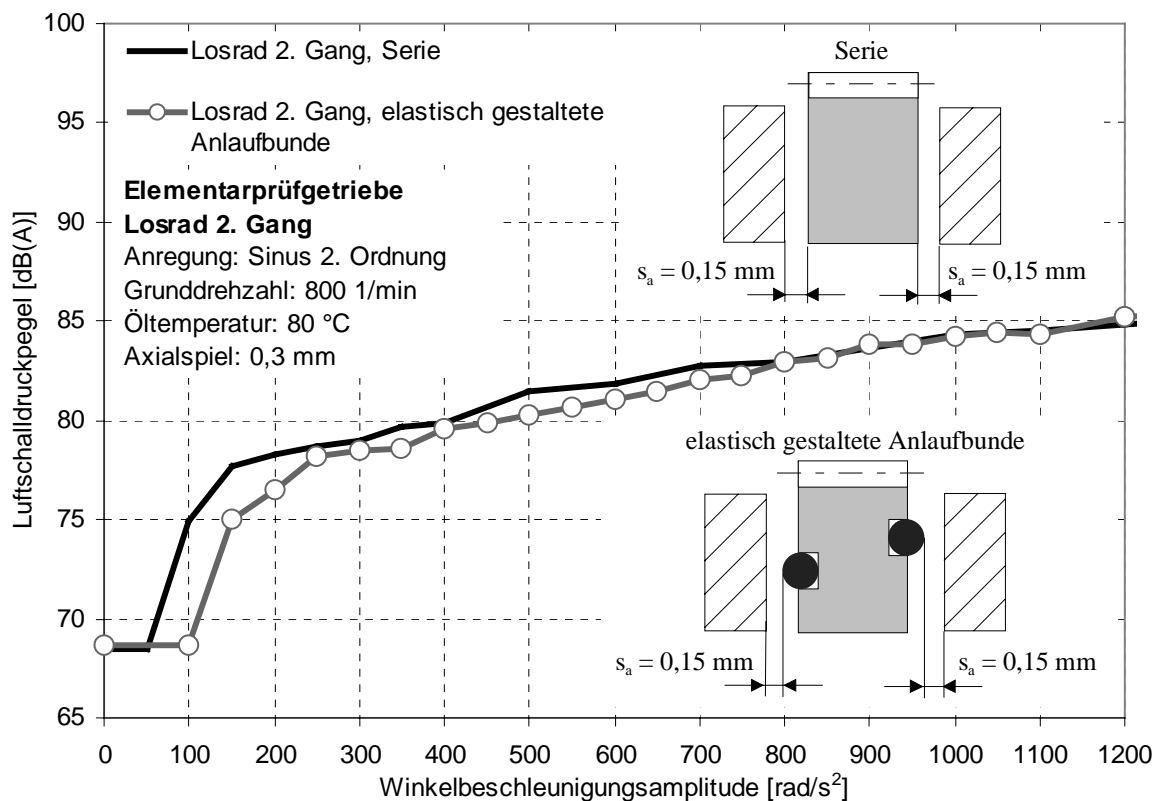


Bild 6.35: Axialstoßminderung durch elastische Gestaltung der Anlaufbunde am Beispiel der 2. Gangstufe im Elementarprüfgetriebe

Das Grundgeräusch wird durch diese Maßnahme nicht wesentlich lauter. Die Klappergrenze hingegen wird zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden verschoben. Dieses ist darauf zu schließen, daß zu Beginn die Elastomereinlage das Losrad auch in seiner Umfangsrichtung behindert und dadurch die Intensität der Verdrehflankenstöße verringert. Außerdem liegt der Luftschalldruckpegel bis zu der Winkelbeschleuni-

getriebenen Rads mit der Zahnfußgummierung des treibenden Rads im *Eingriffspunkt 2* in Berührung. Durch den Doppeleingriff entsteht eine Nebenübersetzung, die eine Änderung der ursprünglichen Übersetzung ins Langsame bewirkt. Dadurch werden die Umfangsgeschwindigkeiten v' des Losrads in der Zahnfußgummierung kleiner als die Umfangsgeschwindigkeiten v im *Eingriffspunkt 1* und das Losrad wird an der Zugflanke des treibenden Rads gehalten. Am Beispiel der Konstante an der Vorgelegewelle des Fünf-Gang-Koaxial-Handschaftgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 sollen die Elastomereinlagen im Zahnfußgrund /84/ untersucht werden. Die Gummierung im Fußbereich der Konstante wurde durch Einvulkanisieren des Gummiwerkstoffes in die Zahnlücken mit anschließendem Schleifverfahren hergestellt. Alle anderen Schalträder entsprechen dem Serienzustand. In Bild 6.37 ist das Ergebnis der Messungen mit der gummierten Konstante dargestellt. Das Grundgeräusch weist im Vergleich zur Serie einen um 3,5 dB(A) höheren Luftschalldruckpegelwert auf, was auf die zusätzlichen Abwälzgeräusche im Zahnfußbereich zurückzuführen ist. Bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden ergeben sich um bis zu 4 dB(A) geringere Luftschalldruckpegelwerte. Durch die Zahnfußgummierung entsteht für das Zahnrad (hier die Konstante) eine Nebenübersetzung, die eine rückstellende Bremswirkung entgegen seiner Drehrichtung bewirkt.

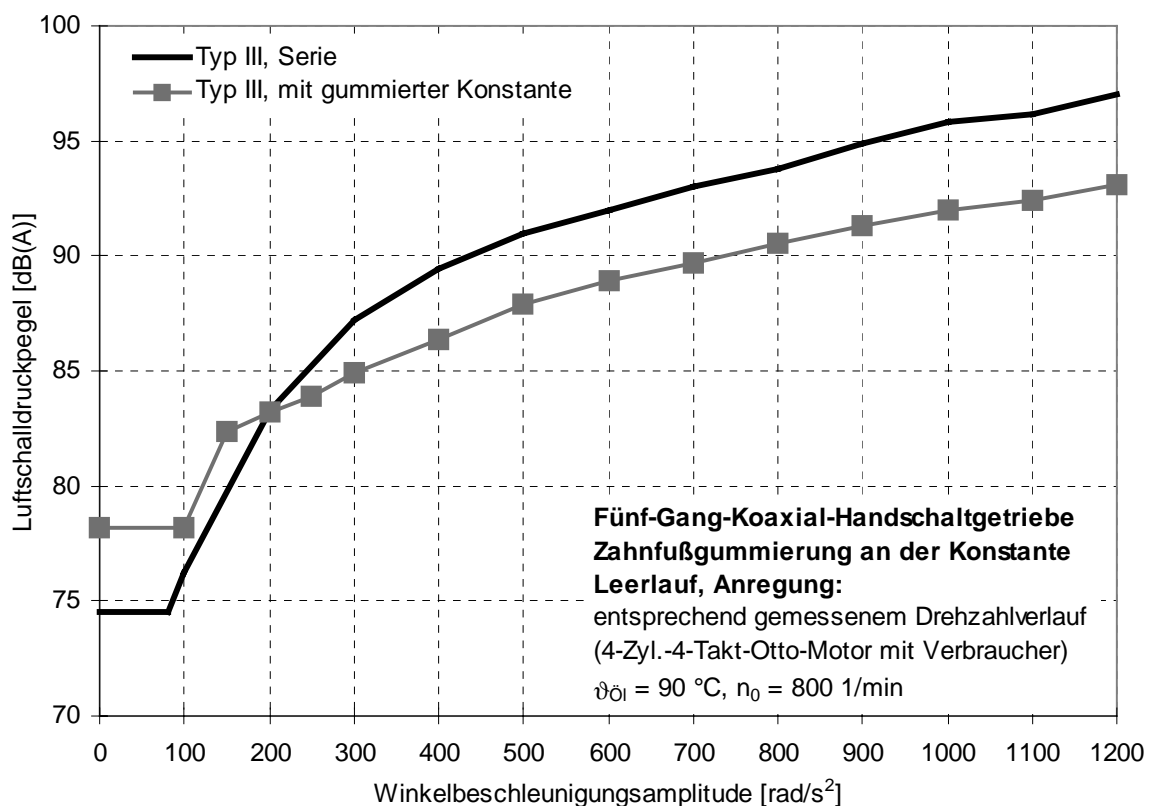


Bild 6.37: Einfluß der Zahnfußgummierung auf die Klapper- und Rasselgeräusche am Beispiel des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1

6.5.5 Axial angeordnete Magnetscheiben

Eine weitere Maßnahme zur Losteilberuhigung wird in der Patentschrift DE 44 28 999 /104/ beschrieben, Bild 6.38. Bei dieser Ausführung weisen die Zahnräder einer Zahnradpaarung eine axiale magnetische Zahnscheibe beziehungsweise einen permanent magnetisierten Werkstoff auf, der durch die Magnetkraft eine Anziehung der Zahnräder bewirkt. Die Flußlinien treten dabei aus dem Nordpol der Scheibe aus. Die magnetische Anziehung wird durch die axial angeordneten Zahnscheiben, die auf der Stirnfläche der Zahnräder fest aufliegen, aufgebracht.

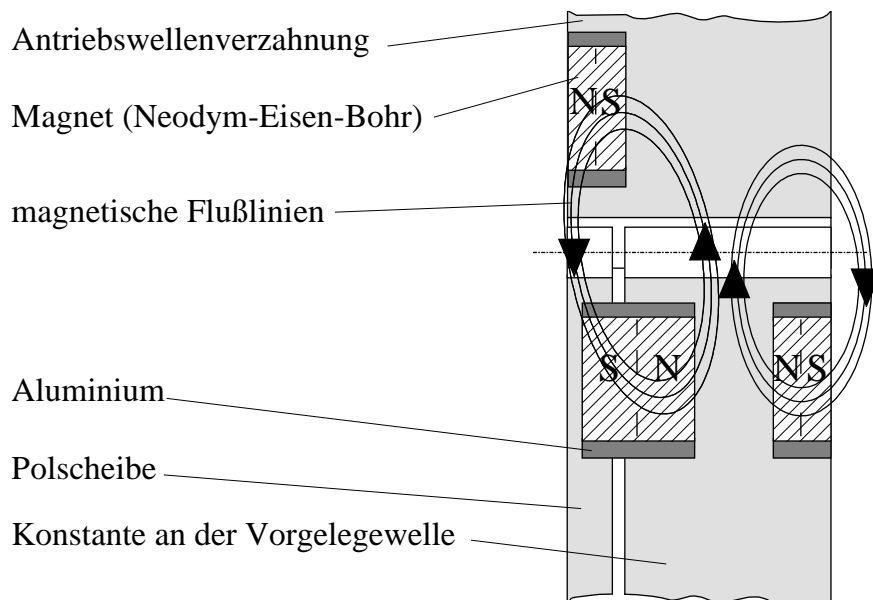


Bild 6.38: Anziehung der Zahnräder durch Magnetkraft zur Vermeidung von Klapper- und Rasselgeräuschen

In Bild 6.39 sind die Meßergebnisse für den Vergleich zwischen dem Serienzustand und magnetischer Zahnflankenanziehung an der Konstantverzahnung des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 dargestellt. Das Getriebe wurde dabei nur mit der Antriebswelle, der Konstante und der Vorgelegewelle ausgestattet. Während der Messungen waren alle anderen Losteile ausgebaut. Die Magnetscheiben wurden an der Antriebswellenverzahnung und an der Konstante axial eingebaut. Durch die axiale Anordnung der Magnetscheiben wird die Ablösung der Konstante infolge der Zahnflankenanziehung verzögert. Das Klappern dieser Zahnradstufe beginnt im Vergleich zur Serie erst bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden (150 rad/s^2) während sich das Grundgeräusch nicht wesentlich ändert. Bei höheren Winkelbeschleunigungen

nigungsamplituden ist der Klapperpegel um bis zu 3 dB(A) niedriger als im Serienzustand.

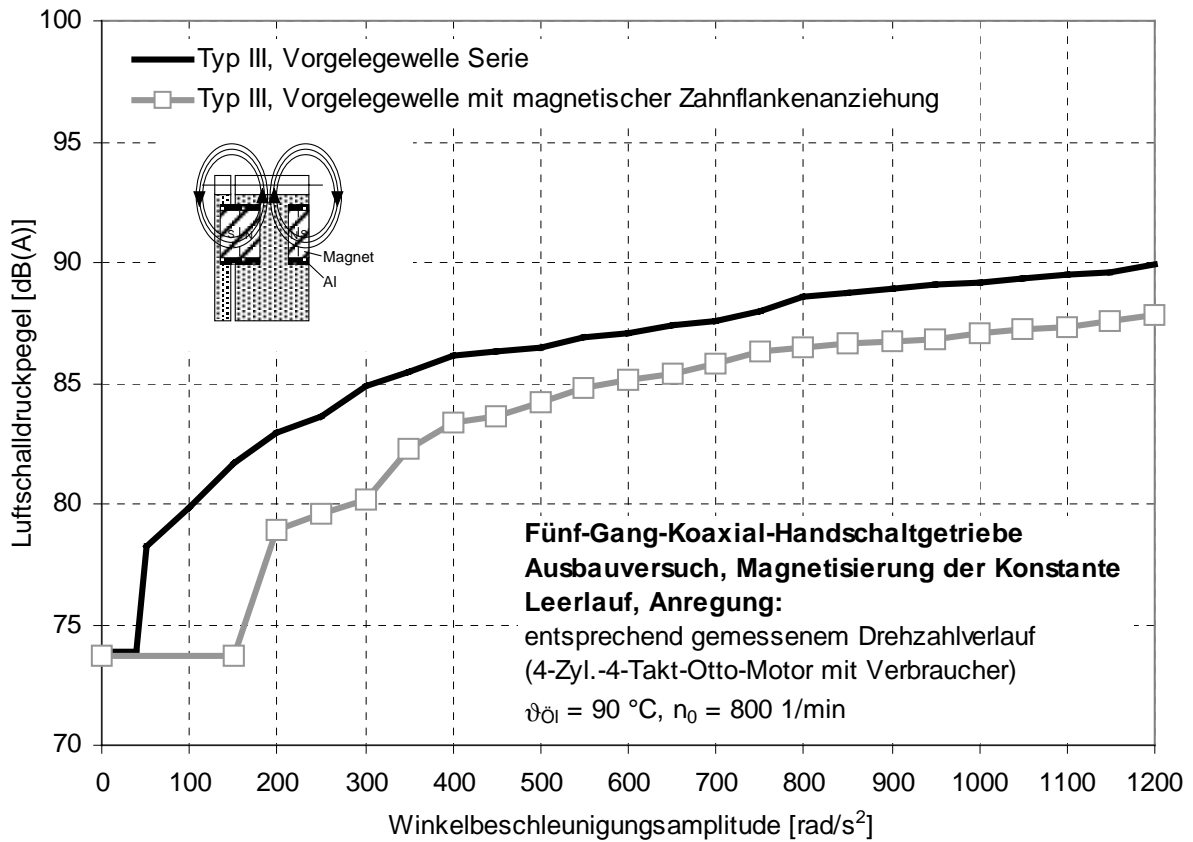


Bild 6.39: Einfluß der magnetischen Zahnflankenanziehung an der Konstantverzahnung auf die Klapper- und Rasselgeräusche am Beispiel des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1

6.5.6 Wirbelstrombremse

Ein weiteres entwickeltes Ausführungsbeispiel zur Vermeidung von Klapper- und Rasselgeräuschen ist die Ausnutzung des Wirbelstromprinzips. Das Wirkprinzip einer Wirbelstrombremse kann folgendermaßen beschrieben werden: Rotiert eine Metallscheibe in einem Magnetfeld, tritt zwischen Achse und Umfang eine Induktionsspannung auf. Wird dabei ein Teil der Scheibe von einem Magnetfeld durchsetzt oder bewegt sie sich in einem inhomogenen Feld, so treten in der Scheibe selbst Induktionsströme auf. Man nennt diese infolge der Induktion auftretende Ströme *Wirbelströme*. Nach der Lenzschen Regel hemmen diese Wirbelströme die sie erzeugende Bewegung. Wird beispielsweise eine Kupferscheibe zwischen den Polen eines Elektro- oder

Permanentmagneten in Rotation versetzt, so wird die Bewegung der Kupferscheibe augenblicklich gehemmt bis sie zum Stillstand kommt. Auf diesem Prinzip beruht die Wirbelstrombremse.

Im Elementarprüfgetriebe wurde an dem Schaltrad des 1. Gangs eine neu entwickelte Wirbelstrombremse eingebaut, die in Bild 6.40 als Explosionszeichnung mit Benennung der Einzelteile veranschaulicht wird. Während der Grundsatzuntersuchungen waren alle Losteile außer der 1. Gangstufe ausgebaut.

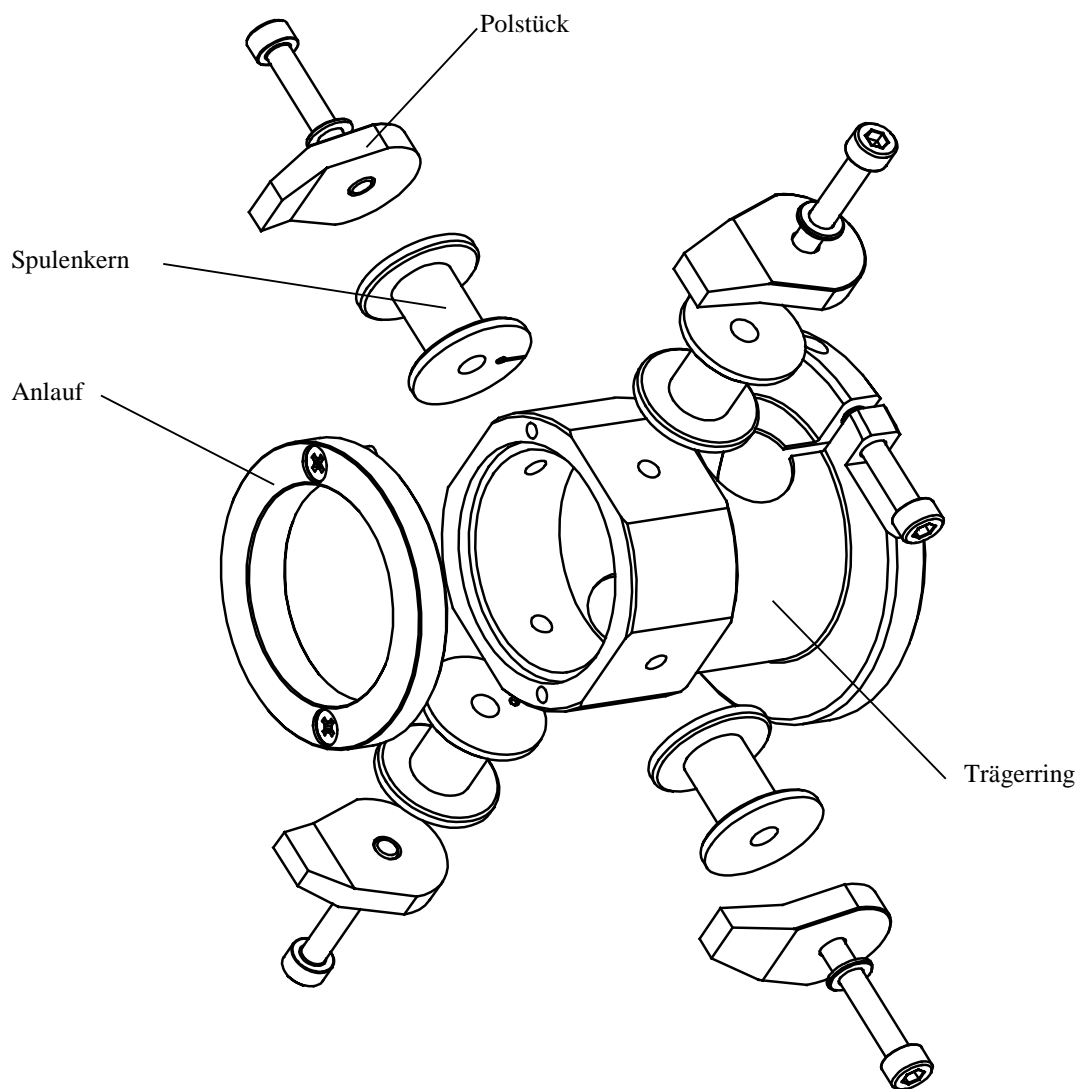


Bild 6.40: Explosionszeichnung der Wirbelstrombremse zur Vermeidung von Klapper- und Rasselgeräuschen an einer Zahnradstufe

Die Befestigung der Wirbelstrombremse beziehungsweise des Trägerrings auf der Abtriebswelle des Elementarprüfgetriebes wird durch Klemmung erzielt, Bild 6.41. Der Trägerring wurde dabei zweifach geschlitzt ausgeführt und mittels Schrauben auf

die Abtriebswelle befestigt. Die Polstücke und Spulenkern wurden mittels einer radial angeordneten Schraube auf dem Trägerring befestigt. Um die magnetische Induktion zu erhöhen und die Feldlinien zu leiten, wurden die Komponenten der Wirbelstrombremse, die sich im magnetischen Kreis befinden, aus weichmagnetischem Werkstoff (niedriglegierter Stahl) hergestellt. Als Werkstoff für die Polstücke und Spulenkern wurde St 37-2 gewählt. Der Anlauf wurde bei den Versuchen als Bronze und als Axialnadelkranz ausgeführt. Die Wicklung der Spulenkern erfolgte mit einem Kupferlackdraht, dessen Nenndurchmesser 0,18 mm war. Dabei konnte eine Windungszahl von 1200 und ein ohmscher Widerstand von 40 Ohm bei 20 °C erzielt werden.

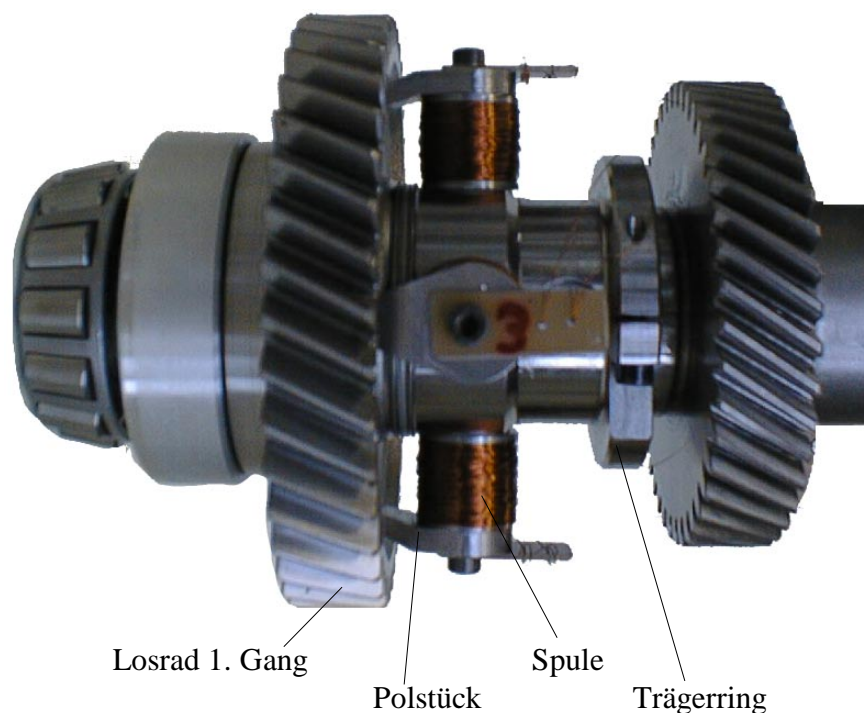


Bild 6.41: Wirbelstrombremse zur Minimierung der Klapper- und Rasselgeräusche am Beispiel der 1. Gangstufe im Elementarprüfgetriebe

In Bild 6.42 sind die Meßergebnisse für unterschiedliche Luftspalte 0,5 mm und 0,1 mm zwischen den Polstücken und den gegenüberliegenden Flächen des Losrads bei einem Magnetisierungsstrom von 1,5 A dem Serienzustand gegenübergestellt.

Die Luftspalte zwischen den Polstücken und dem Losrad des 1. Gangs wurden durch Verschieben der Polstücke erreicht. Alle weiteren Versuchsbedingungen sind den Bildern zu entnehmen. Der Einfluß des Luftspaltes auf die Klappergrenze wird sehr deutlich. Während bei dem Luftspalt von 0,5 mm die Klappergrenze bei 380 rad/s² beginnt, verdoppelt sie sich bei dem minimierten Luftspalt von 0,1 mm. Die Erhöhung des Grundgeräusches um bis zu 5,5 dB(A) ist auf die Anziehung des

Losrads gegen den Anlaufbund durch die Wirbelstrombremse zurückzuführen. Dadurch ergeben sich erhöhte Laufgeräusche des Losrads am festen Anlaufbund. Zur Reduzierung des Grundgeräuschpegels sind Optimierungspotentiale vorhanden. Durch den Einsatz von Axiallagern anstelle eines festen Anlaufs konnte eine Reduzierung des Grundgeräusches um bis zu 2 dB(A) gemessen werden. Bei weiterer Steigerung der Winkelbeschleunigungsamplitude bis 2000 rad/s^2 ergibt sich eine Luftschalldruckpegelminimierung ab der Klappergrenze für den Luftspalt von 0,5 mm um bis zu 3 dB(A) und für den Luftspalt von 0,1 mm um bis zu 5 dB(A).

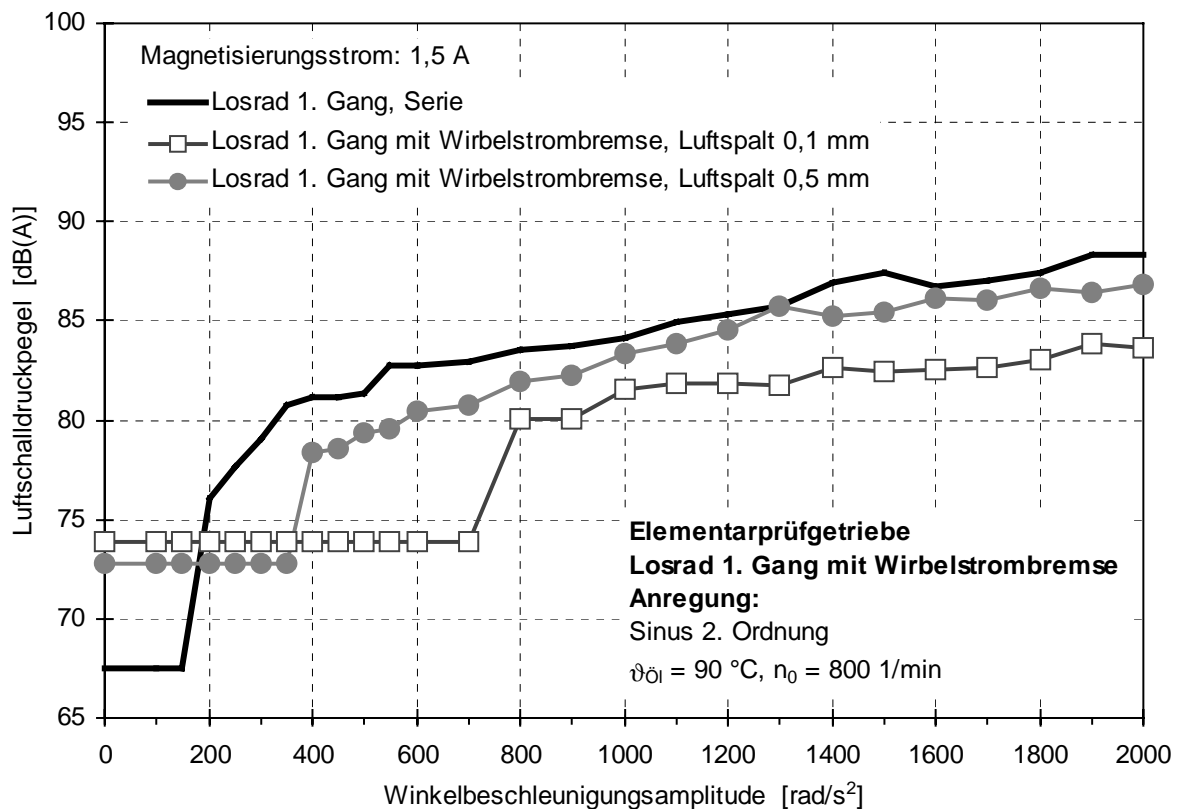


Bild 6.42: Einfluß der Größe des Luftspalts der Wirbelstrombremse auf die Klapper- und Rasselgeräusche am Beispiel der 1. Gangstufe im Elementarprüfgetriebe

Der Einfluß des Magnetisierungsstroms I bei gleichbleibendem Luftspalt von 0,1 mm zwischen den Polstücken und den gegenüberliegenden Flächen des Losrads zeigt Bild 6.43. Der Magnetisierungsstrom wurde schrittweise von 1,5 A auf 2,1 A erhöht. Durch die Erhöhung des Magnetisierungsstroms wurde nur die Klappergrenze zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden hin verschoben. Ab der Klappergrenze ergeben sich keine wesentlichen Unterschiede in den Luftschalldruckpegelwerten. Zur Gewährleistung eines störungsfreien Betriebs der Wirbelstrombremse sollte allerdings die thermische Belastung der Spulen, die mit zunehmendem Magnetisierungsstrom ansteigt, beachtet werden.

6.6 Vergleich Simulation mit Messung

In diesem Abschnitt werden die experimentell ermittelten Schleppmomente und Klappergeräusche an einzelnen Radsätzen und kompletten Getrieben mit den vorgestellten Berechnungsverfahren verglichen. Durch Parametervariation soll die Gültigkeit der Berechnungsverfahren nachgewiesen werden. Bei der näherungsweise Geräuschberechnung wird das Übertragungsverhalten des Körperschalls und die Abstrahlung des Luftschalls am Gehäuse durch einen Kalibrierfaktor berücksichtigt. Das primäre Ziel ist nicht die exakte Übereinstimmung der berechneten mit den experimentellen Werten sondern vielmehr die Wiedergabe der Tendenz bei Variation der Parameter.

6.6.1 Näherungsweise Geräuschberechnung von Kompletgetrieben

Das in Abschnitt 3.8 entwickelte EKM-Programm mit einer grafischen Oberfläche wird für die näherungsweise Geräuschberechnung herangezogen. Dabei werden die Klapper- und Rasselgeräuschneigungen des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 und des Front-/Quergetriebes Typ II aus Abschnitt 6.1.2 für einen vorgegebenen Betriebszustand berechnet. Zur Abschätzung des Geräuschverhaltens sind jeweils konstruktive Parameter der beiden Getriebe erforderlich (Tabelle 6.1 und Tabelle 6.2). Diese Daten werden entweder experimentell bestimmt oder aus Vergleichsangaben abgeschätzt. Die Untersuchungen werden mit einer idealisierten Drehungleichförmigkeit eines Vier-Zylinder-Viertaktmotors durchgeführt, dessen zweite Ordnung für die Anregung maßgebend ist. Hierbei wurde sowohl bei der Messung als auch bei der Simulation der idealisierte Sinusverlauf nachgebildet.

Zunächst wird das Koaxialgetriebe Typ III betrachtet. Im Leerlauf können nur die Schalträder des 1. und 2. Gangs, das Zwischenrad und das Schaltrad des Rückwärtsgangs sowie die Vorgelegewelle zum Klappern angeregt werden. Die Schalträder des 3. und 4. Gangs sind auf der Vorgelegewelle angebracht und können somit im Leerlauf nicht zum Klappern angeregt werden. Die Synchronringe des 3., 4., 5. und des Rückwärtsgangs können bei ausreichend hoher Anregung auch zum Klappern angeregt werden. Mit Hilfe des vorgestellten EKM-Programms kann deren Geräuschverhalten auch bestimmt werden, jedoch sollen sie bei dieser Betrachtung unberücksichtigt bleiben. Im geschalteten Zustand, beispielsweise im geschalteten 5. Direktgang, können alle Schalträder klappern. Bild 6.44 zeigt zunächst die Klapperkurven nach dem berechneten Näherungsverfahren und nach einer Messung an einer Zahnradstufe, d. h. Antriebswelle im Eingriff mit der Vorgelegewelle bei einer Leerlaufdrehzahl von

800 1/min. Bei der Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 wurde der Kalibrierfaktor für die Geräuschabschätzung ermittelt. Der näherungsweise berechnete Klapperpegelverlauf zeigt ab dem Gültigkeitsbereich von 300 rad/s^2 eine gute Annäherung an die gemessene Kurve.

Tabelle 6.1: Daten des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1

Parameter Koaxialgetriebe		Gang						
		1	2	3	4	5	Konst.	R
ω_{an}	[rad/s]	168 (800 1/min für einen 4-Zylinder-Otto-Motor)						
μ	[-]	0,3						
k	[-]	14500000						
β	[°]	22,23	27,77	29,35	29,19	29,19	30,47	19,54
r_{b1}	[mm]	17,2	24,75	38,25	32,85	32,85	27,62	17,8
r_{b2}	[mm]	52,74	45,19	31,69	37,1	37,1	38,1	52,14
J_2	[10^{-4} kgm^2]	17,55	9,68	2,39	4,16	4,16	22,61	8,81
T_2	[Nmm]	45,8						
m_2	[kg]	1,19	0,8	0,34	0,73	0,73	3,65	0,73
s_v	[mm]	0,2	0,2	0,2	0,2	-	0,2	0,4
s_a	[mm]	0,2	0,2	0,2	0,2	-	0,2	0,2
$i_{\text{bezogen, Leerl.}}$	[-]	1,38	1,38	1	1	-	1	1,38
$i_{\text{bezogen, 5 Gg.}}$	[-]	1,38	1,38	1	1	-	1	4,039

Tabelle 6.2: Daten des Front-/Quergetriebes Typ II aus Abschnitt 6.1.2

Parameter Front-/Quergetriebe		Gang						
		1	2	3	4	5	ZW	R
ω_{an}	[rad/s]	230 (1100 1/min für einen 4-Zylinder-Otto-Motor)						
μ	[-]	0,3						
k	[-]	25500000						
β	[°]	26,25	28,25	27	32,5	31	27	26,25
r_{b1}	[mm]	16,16	24,75	42,27	36,75	41,12	31,37	55,94
r_{b2}	[mm]	55,94	48,42	31,37	37,62	33,25	40,91	53,46
J_2	[10^{-4} kgm^2]	21,51	14,50	4,15	5,57	4,51	8,95	17,26
T_2	[Nmm]	24	19,9	13,2	14,7	19,5	21,7	21,5
m_2	[kg]	1,2	1,1	0,56	0,6	0,54	1,53	1,07
s_v	[mm]	0,108	0,116	0,19	0,066	0,132	0,277	0,214
s_a	[mm]	0,29	0,15	0,37	0,21	0,33	0,18	0,36
$i_{\text{bezogen, 5 Gg.}}$	[-]	3,46	1,956	0,742	1,024	0,808	0,6	3,46

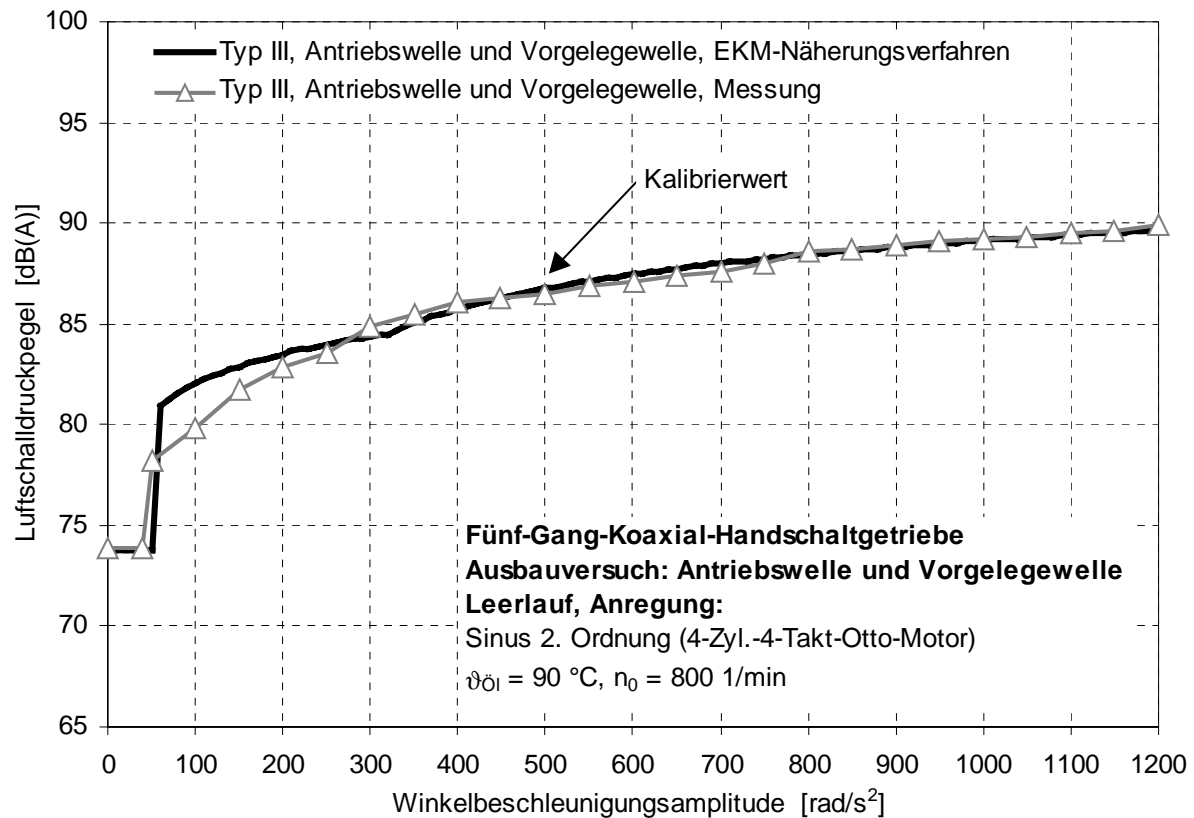


Bild 6.44: Berechnete und gemessene Klapperkurven einer einzelnen Zahnradstufe am Beispiel des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1

Die berechneten Einzelklapperkurven der angeregten einzelnen Schalträder sowie die berechnete als auch die gemessene Klapperkurve des kompletten Koaxialgetriebes Typ III sind für den Leerlauf in Bild 6.45 dargestellt. Die Berechnung der Einzelklapperkurven wurde mit der bezogenen Übersetzung durchgeführt, die je nach Gangstufe die Winkelbeschleunigungsamplitude an den betrachteten Schalträdern berücksichtigt. Aus den berechneten Einzelklapperkurven kann die dominierende Geräuschquelle, d.h. die am Gesamtklappergeräusch mitbestimmende Zahnradstufe, ohne zusätzliche Ausbauversuche ermittelt werden. Der berechnete Luftschalldruckpegelverlauf des Kompletgetriebes für den Leerlaufbetrieb zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Klapperpegel. Aus der näherungsweise Geräuschberechnung der einzelnen Gangstufen ist die starke Dominanz der Vorgelegewelle deutlich zu erkennen. Für die geschaltete 5. Gangstufe im Zugbetrieb, also im Direktgang sind in Bild 6.46 die gemessene und die berechnete Klapperkurve des Kompletgetriebes und die berechneten Einzelklapperkurven der angeregten Schalträder zu sehen. Die Kalibrierung der berechneten mit den gemessenen Werten wurde bei 700 rad/s^2 durchgeführt. Hierbei zeigt sich auch eine gute Übereinstimmung der Simulation mit der Messung. Die Vorgelegewelle ist bei dem geschalteten Direktgang wieder als die dominierende Geräuschquelle zu erkennen.

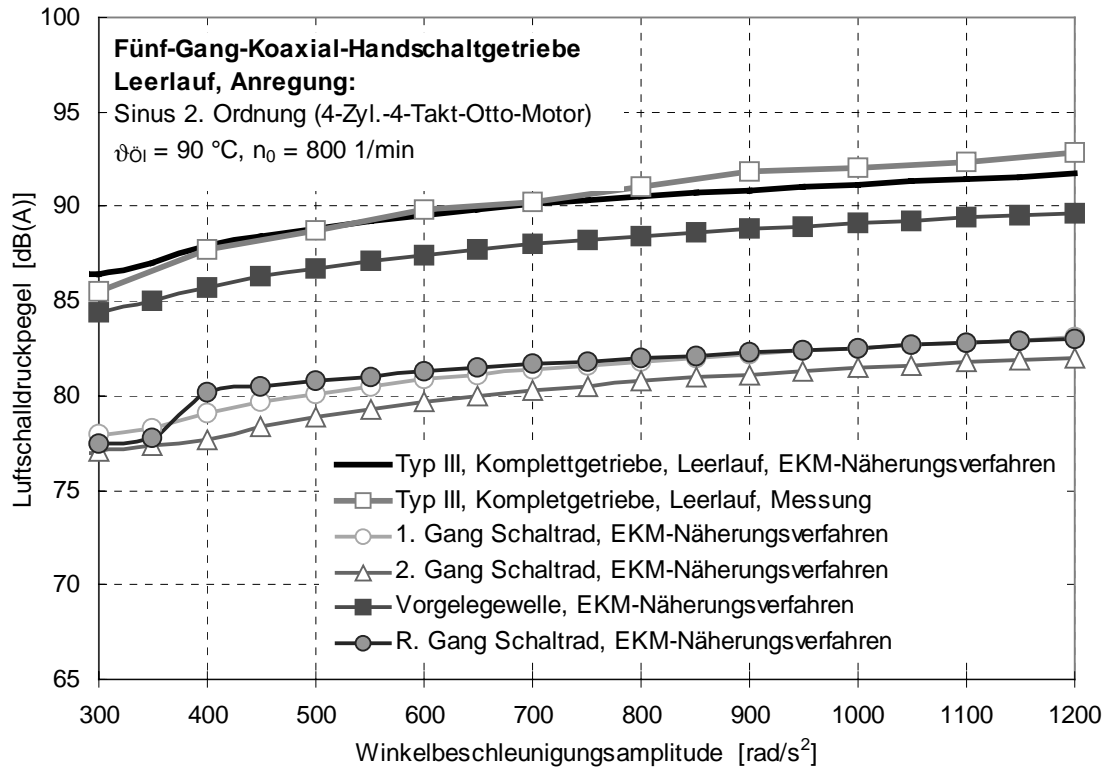


Bild 6.45: Berechnete und gemessene Klapperkurven des kompletten Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 im Leerlauf

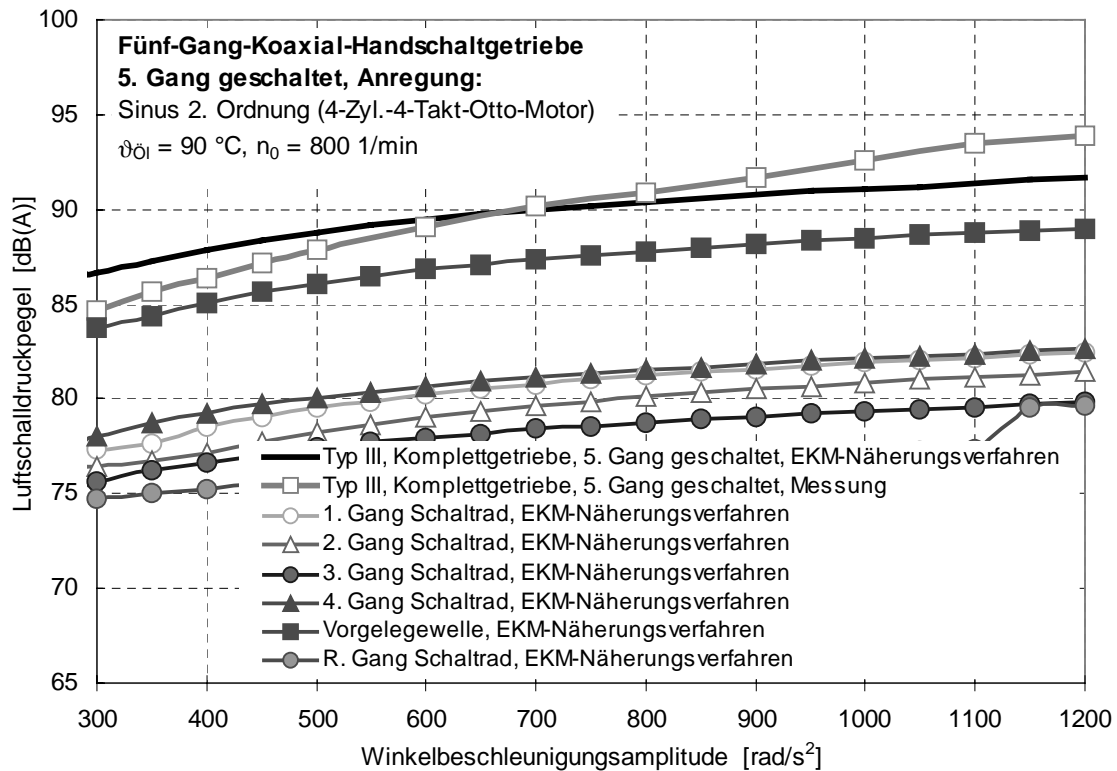


Bild 6.46: Berechnete und gemessene Klapperkurven des kompletten Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 im geschalteten 5. Gang (Direktgang)

6.6.2 Näherungsweise Geräuschberechnung bei Parametervariation

Das vorgestellte EKM-Programm erlaubt nicht nur eine Abschätzung der Klapper- und Rasselgeräusche unterschiedlicher Getriebetypen, sondern auch Parametervariationen, die eine schnelle Aussage über das Geräuschverhalten eines Getriebes bereits in der Entwicklungs- und Konstruktionsphase erlauben. Eine geeignete Parametervariation gestattet die Festlegung optimierter Einflußgrößen bezüglich der Klappergeräuschneigung. Am Beispiel des Front-/Quergetriebes Typ II aus Abschnitt 6.1.2 sollen die berechneten Klapper- und Rasselgeräuschwerte für das Kompletgetriebe durch Variation des Betriebszustandes (Leerlauf und geschaltete 5. Gangstufe) sowie des Verdrehflanken- und Axialspiels an einer einzelnen Gangstufe mit den Prüfstandsversuchen verglichen werden. Bei diesem Getriebe klappern im Leerlauf die Schalträder des 1., 2., 5. und des Rückwärtsgangs und im geschalteten 5. Gang können alle Schalträder außer dem 5. Schaltrad zum Rasseln angeregt werden. Bei dieser Untersuchung sollen nur die Losräder ohne die Synchronringe betrachtet werden.

Aus Bild 6.47 kann für dieses betrachtete Getriebe die Korrelation zwischen der näherungsweisen Geräuschberechnung und der Messung im Leerlaufbetrieb und im geschalteten 5. Gang bei einer Grunddrehzahl von 1100 1/min und einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 entnommen werden. Anhand dieser Ergebnisse ist eine gute Übereinstimmung zwischen der Berechnung und der Messung festzustellen.

Der Einfluß des Verdrehflanken- und Axialspiels am Schaltrad des 3. Gangs auf das Kompletgetriebe des Front-/Quergetriebes Typ II ist für den geschalteten 5. Gang in Bild 6.48 und Bild 6.49 gezeigt. Alle anderen Betriebs- und Simulationsparameter wurden während der Messung und Berechnung konstant gehalten. Aufgetragen sind die Luftschalldruckpegelwerte für eine Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 bei einer Leerlaufdrehzahl von 1100 1/min. Das Verdrehflankenspiel des 3. Gangs wurde zwischen einem Maximalwert von 0,19 mm und einem Minimalwert von 0,08 mm variiert, während das Axialspiel mit 0,37 mm konstant war. Die rechnerische Simulation beider Grenzwerte zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Messung. Dabei konnte durch eine Verdrehflankenspielminimierung dieser Gangstufe eine Luftschalldruckpegelreduzierung um bis zu 1,5 dB(A) am Kompletgetriebe nachgewiesen werden. In Bild 6.49 wurde das Axialspiel bei einem konstanten Verdrehflankenspiel von 0,1 mm variiert. Hierbei wurde das maximale Axialspiel 0,37 mm mit einem Minimalwert von 0,05 mm verglichen. Dabei ergab sich ebenfalls eine gute Korrelation zwischen der Simulation und der Messung. Eine Minimierung des Axialspiels an der 3. Gangstufe bis zu einem Grenzwert von 0,05 mm führt zu einer Geräuschreduzierung des Kompletgetriebes um bis zu 1 dB(A).

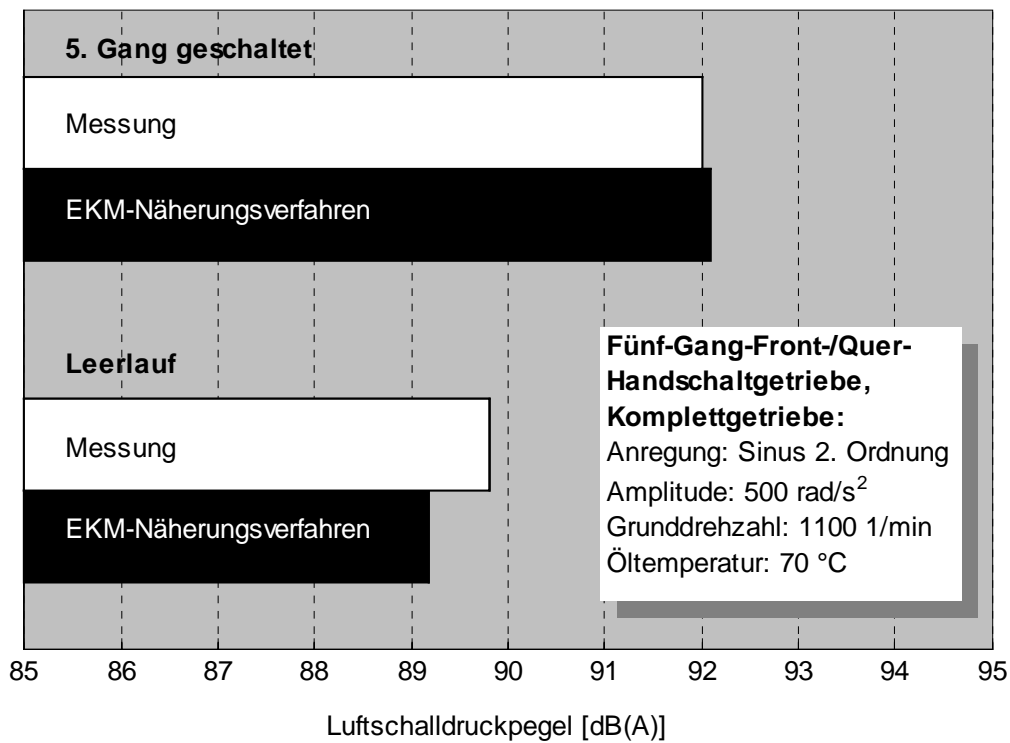


Bild 6.47: Berechnete und gemessene Pegelwerte des kompletten Front-/Quergetriebes Typ II aus Abschnitt 6.1.2 im Leerlauf und im geschalteten 5. Gang

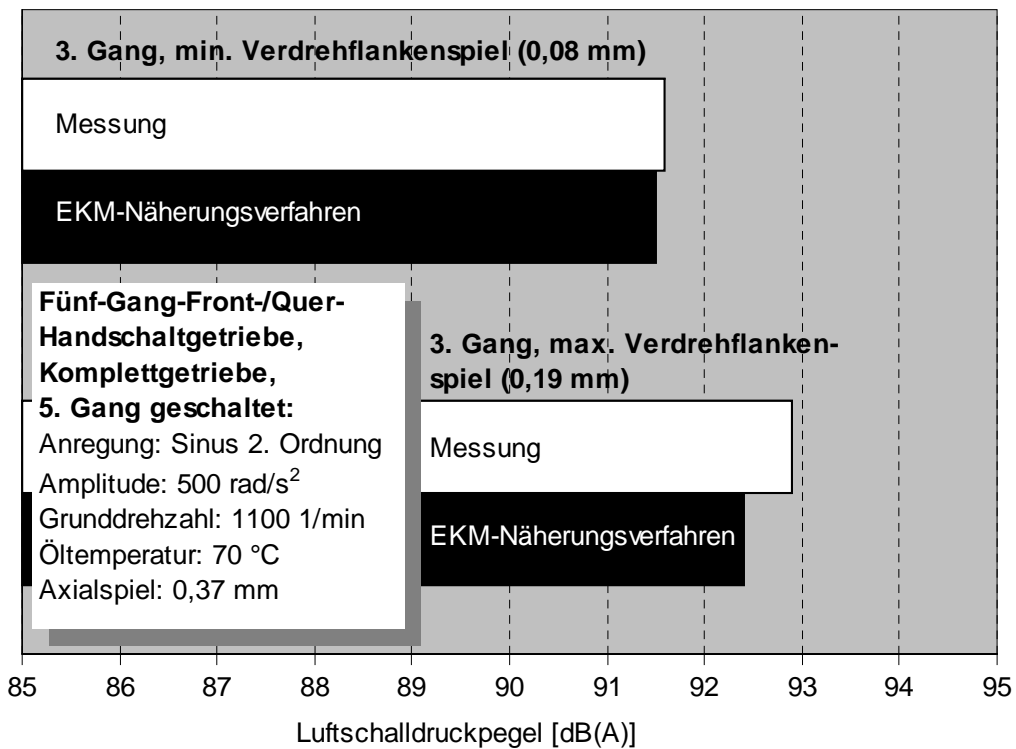


Bild 6.48: Berechnete und gemessene Pegelwerte des kompletten Front-/Quergetriebes Typ II aus Abschnitt 6.1.2 im geschalteten 5. Gang bei Variation des Verdrehflankenspiels des Schaltrads 3. Gang

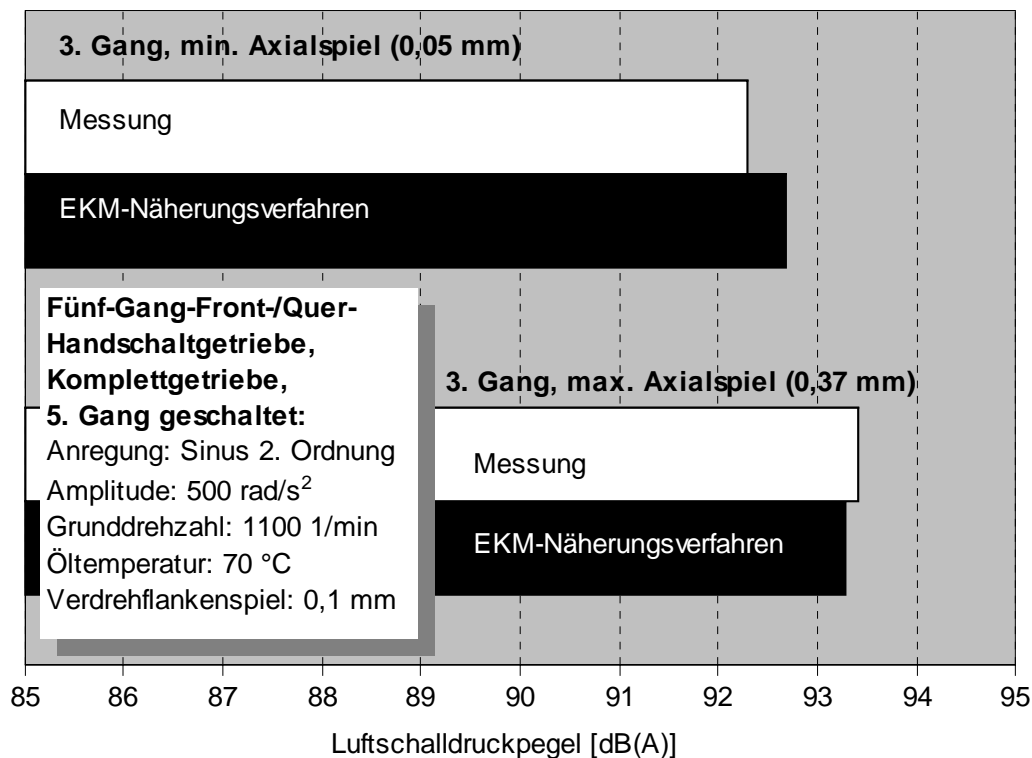


Bild 6.49: Berechnete und gemessene Pegelwerte des kompletten Front-/Quergetriebes Typ II aus Abschnitt 6.1.2 im geschalteten 5. Gang bei Variation des Axialspiels des Schaltrads 3. Gang

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß das im Abschnitt 3.8 vorgestellte EKM-Programm zur näherungsweise Geräuschberechnung eine gute Korrelation mit den experimentellen Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen erzielt. Das Ziel dieses EKM-Näherungsverfahrens mit der benutzerfreundlichen Oberfläche ist die Abschätzung des Klapper- und Rasselgeräuschpegels neuer Fahrzeuggetriebe bereits in der Entwicklungsphase, aber auch die Optimierung des Geräuschverhaltens bestehender Getriebe. Dieses Programm bietet nicht nur eine hinreichend genaue Abschätzung des Klappergeräuschpegels, sondern auch die Untersuchung kompletter Fahrzeuggetriebe beliebiger Bauweise bei unterschiedlichen Schaltzuständen.

6.6.3 Näherungsweise Berechnung des Schleppmoments

Am Beispiel der ersten Gangstufe im Elementarprüfgehäuse und an dem kompletten Koaxialgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 sollen die Meßergebnisse mit der näherungsweise Berechnung des Schleppmoments nach den Gleichungen 3.15 bis 3.30

verglichen werden. Die für die Berechnung des Schleppmoments am ersten Gang im Elementarprüfgehäuse zugrunde gelegten Parameter sind in Tabelle 6.3 dargestellt.

Tabelle 6.3: Daten für die näherungsweise Berechnung des Schleppmoments (1. Gang)

Parameter Elementarprüfgehäuse		1 Gang, kinematische Viskosität $\nu = 134, (37, 18) \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 26, (60, 90)°C
Losraddrehzahl n_2	[1/min]	50 bis 300
Kopfkreisradius r_a	[mm]	59,1
Zahnbreite b	[mm]	18
Mittlerer Lagerdurchmesser des Losrads $d_{m,1Gg.}$	[mm]	30
Lagerfaktor des Losrads $f_{0,1Gg.}$	[-]	9
Mittlerer Lagerdurchmesser der Antriebswelle antriebsseitig $d_{m,AW}$	[mm]	50
Lagerfaktor der Antriebswelle antriebsseitig $f_{0,AW}$	[-]	3,5
Mittlerer Lagerdurchmesser der Antriebswelle abtriebsseitig $d_{m,AW}$	[mm]	42
Lagerfaktor der Antriebswelle abtriebsseitig $f_{0,AW}$	[-]	3,5
Synchronring: Spaltbreite b_{Sy}	[mm]	8
Spalthöhe h_{Sy}		0,05
Mittlerer Reibflächendurchmesser d_{Sy}		68,8
Zahnhöhe h	[mm]	6
Normierte Zahnhöhe h_0	[mm]	9
Öltemperatur $\vartheta_{Öl}$	[°C]	26, (60, 90)
Eintauchtiefe e	[mm]	15 (25)

Die gemessenen und die berechneten Schleppmomente an dem Schaltrad des 1. Gangs bei Variation der Eintauchtiefe und der Betriebstemperatur des Schmiermittels sind im Bild 6.50 gegenübergestellt. Es zeigt sich, daß durch die näherungsweise Berechnung des Schleppmoments die Einflüsse der Drehzahl, der Eintauchtiefe und der Öltemperatur gut beschrieben werden. Die Schleppmomente weichen bei den untersuchten Betriebstemperaturen um bis zu 30 % voneinander ab. Dies ist unter anderem auf die Geometrie des Getriebegehäuses, die nur schwer mathematisch

erfaßbar ist, zurückzuführen. Darüber hinaus ist die komplexe Strömung im Ölsumpf und das Abspritzen von Ölteilchen im Gehäuse ebenfalls mathematisch schwer zu erfassen.

Die berechnete und gemessene Gesamtschleppmomentkurve zeigt Bild 6.51. Zu- grunde gelegt ist das komplette Koaxialgetriebe Typ III aus Abschnitt 6.1.1 im Leer- lauf bei einer Betriebstemperatur von 70 °C. Dabei wird das Gesamtschleppmoment aus den Einzelschleppmomentanteilen der beteiligten Zahnräder und Synchronringe berechnet und dann die Summe gebildet. Die Annäherung der berechneten an die ge- messenen Kurven zeigt bis 2000 1/min eine gute Korrelation. Oberhalb dieser Dreh- zahl ergibt sich jedoch eine Abweichung zu der Messung.

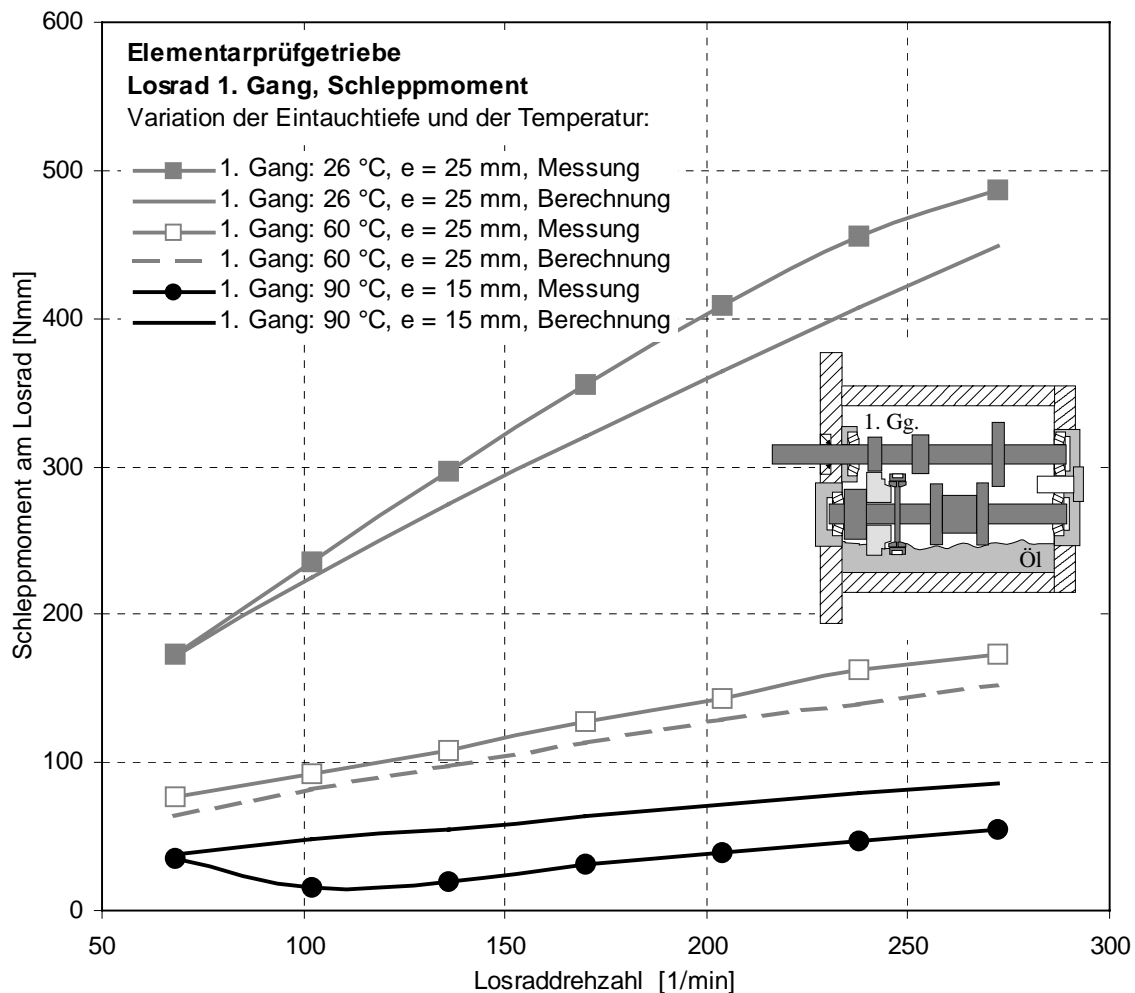


Bild 6.50: Gemessene und berechnete Schleppmomente am Beispiel der ersten Gangstufe im Elementarprüfgehäuse

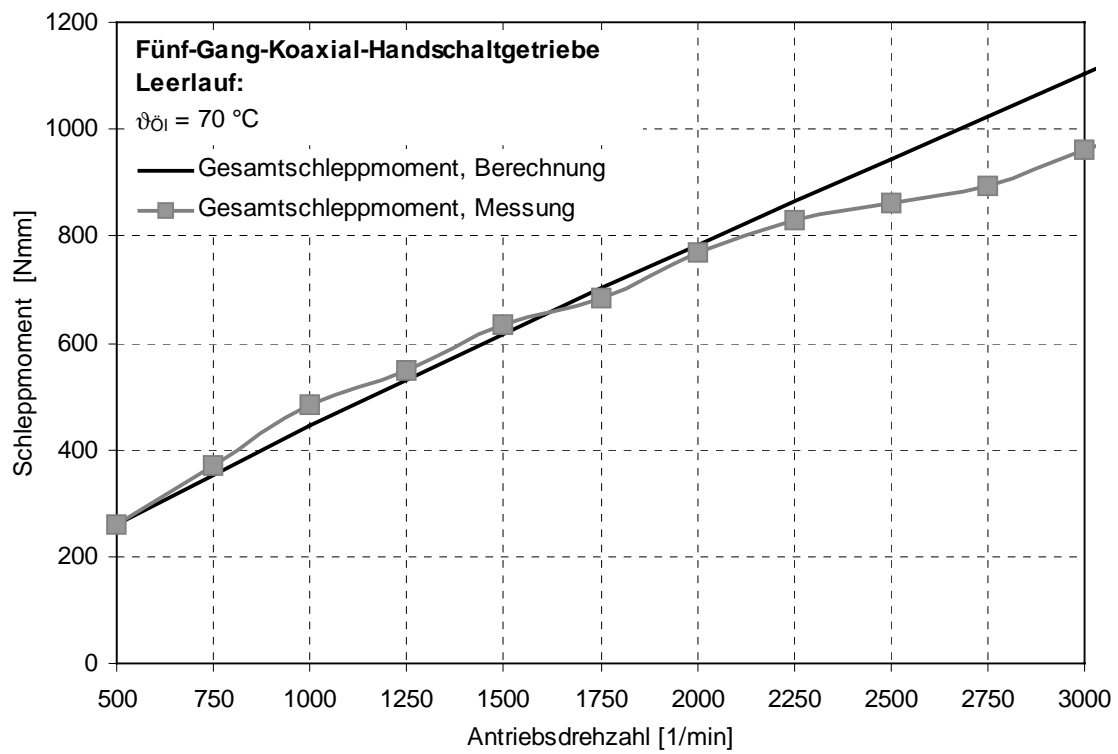


Bild 6.51: Gemessene und berechnete Gesamtschleppmomente am Beispiel des Koaxialgetriebes Typ III aus Abschnitt 6.1.1 im Leerlauf bei 70 °C

7 Physikalische Wirkprinzipien zur Beschreibung der Losteilberuhigung

In diesem Abschnitt werden systematisch physikalische Wirkprinzipien in Form eines Konstruktionskatalogs zur Minimierung der Klapper- und Rasselneigung eines Getriebes dargestellt. Dabei werden mögliche Effekte zur Erzeugung von Bremskräften am Losrad beziehungsweise Losteil aufgezählt und vorhandene (z.T. patentierte) und neue Lösungen in übersichtlicher Darstellung zusammengefaßt. Die physikalischen Wirkprinzipien zielen auf die Verhinderung oder Verringerung von Losteilschwingungen bei entsprechender Anregung ab. Der Konstruktionskatalog kann beim Konstruieren von klapper- und rasselarmer Fahrzeuggetrieben vorteilhaft eingesetzt werden, da er eine Wissensquelle darstellt und zur Rationalisierung des Konstruktionsablaufs beiträgt. Darüber hinaus können neue Anregungen für den Konstrukteur gegeben werden, da durch die übergeordneten Maßnahmen viele vorhandene Teillösungen zusammengestellt werden können, um eine neue Lösung zu finden.

7.1 Systematische Darstellung des Lösungsraums

Um sich einen Überblick über Abhilfemaßnahmen zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen zu verschaffen ist es sehr hilfreich, die möglichen Prinzipien zur Erzeugung von Bremskräften am Losrad beziehungsweise Losteil in einem Lösungsraum zusammenzustellen. Zu den möglichen Prinzipien gehören

- der Stoffschluß,
- der Reibschluß,
- der elastische Kraftfluß,
- der Feld-Kraftfluß sowie,
- der Impulsänderungsschluß, vgl. Tabelle 7.1.

Dabei versteht man nach Roth /120/ unter Schluß beziehungsweise Fluß, die über eine bestimmte Zeit aufrechterhaltene, gegenseitige Kraftwirkung zwischen zwei Teilen, die feste Körper oder Fluide sein können. Im folgenden werden diese möglichen Prinzipien zur Erzeugung von Bremskräften am Losrad beziehungsweise Losteil beschrieben.

Stoffschluß

Unter Stoffschluß versteht man die Verbindung zwischen zwei festen, elastischen, plastischen oder fluidischen Körpern, die das Trennen der Körper verhindert. Dabei wird direkt keine Bremskraft erzeugt, sondern das Abheben der Zahnflanken durch Änderung der Verzahnungsgeometrie (z.B. Zahnflanken mit „Null-Spiel“) verhindert, Tabelle 7.2.

Reibschluß

Reibschluß besteht zwischen zwei sich berührenden Flächen, bei der die Kraft durch Reibung übertragen wird. Die Reibkraft wird über die Normalkraft in die Berührfläche eingeleitet. Die Berührflächen haben eine bestimmte Oberflächenstruktur, die durch den Reibwert μ beschrieben werden.

Das Verhältnis der Reibkraft zur Normalkraft bestimmt den Reibwert μ (auch Reibungskoeffizient genannt) und gibt die Kraftverhältnisse infolge der Oberflächenbeschaffenheit, der Werkstoffpaarung und gegebenenfalls der Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibpartnern wieder. Je nachdem, ob eine Relativbewegung zwischen den Reibpartnern herrscht, unterscheidet man Gleit- und Haftwert. Die Größe der Reibkraft kann durch zusätzliches Anbringen von Federn (Druck, Zug-, Teller-, Drehfeder), Elastomeren und Magneten beeinflusst werden, Tabelle 7.3.

Elastischer Kraftfluß

Der elastische Kraftfluß wird durch elastische Deformation erzeugt. Einige Beispiele hierzu sind in der Tabelle 7.4 enthalten.

Feld-Kraftfluß

Die Kraftwirkung wird über ein Kraftfeld zwischen zwei Wirkflächen übertragen, die sich in der Regel nicht berühren, Tabelle 7.5.

Impulsänderungsschluß

Unter Impulsänderungsschluß versteht man einen Kraftschluß, bei dem die Kraftwirkung dadurch entsteht, daß der Impuls eines Körpers durch Geschwindigkeitsänderung geändert wird. Kombiniert man Reib- mit Impulsänderungsschluß, so kann die Bremskraft am Losrad gezielt ein- und ausgeschaltet werden, Tabelle 7.6.

Um die physikalischen Wirkprinzipien zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen für den Benutzerkreis so einfach wie möglich darzustellen, wurde der „eindimensionale“ Aufbau des Konstruktionskataloges nach Roth /120/ gewählt.

Der Kataloginhalt teilt sich in den **Gliederungs-**, **Haupt-**, **Zugriffsteil** und den **Anhang** auf.

Der **Gliederungsteil** enthält die wesentlichen Schlußarten zur Erzeugung von Bremskräften am Losrad, die in Stoff-, Form- (Reib-), Impulsänderungsschluß, elastischer Kraftfluß und Feld-Kraftfluß unterteilt werden.

Der **Hauptteil** des Konstruktionskataloges enthält die Lösungsvarianten, die als vereinfachte Prinzipskizzen ausgeführt sind. Bei den dargestellten Lösungsvarianten handelt es sich sowohl um patentierte als auch um neue Lösungen.

Der **Zugriffsteil** beschreibt für die jeweilige Lösungsvariante die Begrenzung der übertragbaren Bremskraft beziehungsweise zusätzliche Anwendungsbeispiele.

Der **Anhang** enthält die Bemerkungen beziehungsweise Hinweise zu den einzelnen Lösungen, wie zum Beispiel Herstellungsverfahren und Verweise auf weitere Beispiele und Patente.

Der Nutzen dieses Konstruktionskataloges kann folgendermaßen beschrieben werden:

- Bekannte Geräuschminderungsverfahren für Fahrzeuggetriebe werden in Tabellenform systematisch dargestellt,
- schneller Informationszugriff,
- einfache und bequeme Handhabung für den Benutzerkreis,
- einheitliche und übersichtliche Darstellung der Prinzipskizzen,
- erweiterungsfähiger Konstruktionskatalog und
- neue Lösungsfindung durch Kombination der vorhandenen Möglichkeiten.

Tabelle 7.1: Mögliche Schlußarten zur Erzeugung von Bremskräften

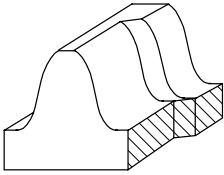
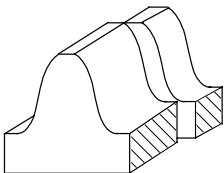
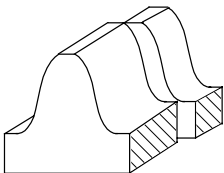
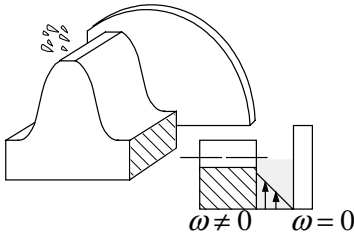
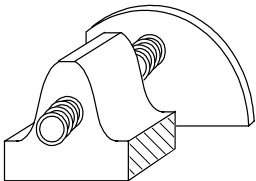
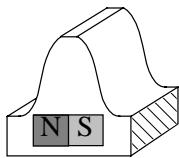
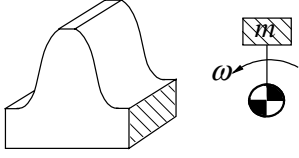
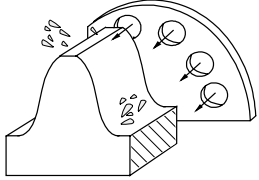
Gliederungsteil		Hauptteil	Zugriffsteil
Schlußarten	Schluß erzeugt durch (Effekt)	Beispiel	Bergrenzung der übertragbaren Bremskraft
1	2	1	1
Stoffschluß	Urformen		○ Festigkeit
	Verzahnungsgeometrie		
Reibschluß	Festkörperflächenpressung		○ Max. Flächenpressung
	hydrodynamische Reibung		
Elastischer Kraftfluß	Elastischer Körper		○ zulässige Federspannung
Feld-Kraftfluß	Magnetfeld		○ Größe der mag. Kraft
Impulsänderungsschluß	Fliehkraftkörper		○ Winkelgeschwindigkeit $\omega = v/r$
	Fluidimpuls		○ Fluiddruck

Tabelle 7.2: Stoffschluß und Kombinationsmöglichkeiten mit anderen Schlußarten

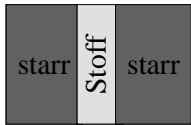
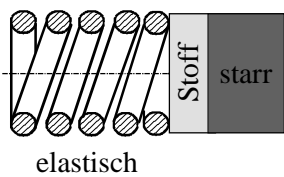
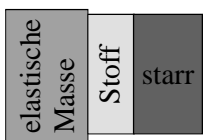
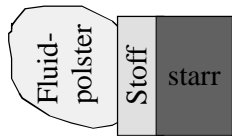

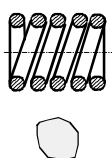
Gliederungsteil		Hauptteil	Zugriffsteil	Anhang
Schlußart		Prinzip	Beispiel	Hinweise
1	2	1	1	1
Stoffschluß und Kombination mit möglichen Schlußarten	starr		Einsatz von Dämpfungslegierungen zur Reduzierung der Schallemission ○ Mehrphasenlegierungen: Zahnrad mit zwei Kunststoffscheiben (dickeres Zahnprofil) an beiden Seiten	○ Wellen-Naben-Verbindung ○ im Gehäuse
	Kopplung mit elastischem Kraftfluß		Einsatz von Dämpfungslegierungen mit Kopplung von Federelementen zur Reduzierung der Schallemission	○ Drehschwingungstilger
	Kopplung mit elastischer Masse		Einsatz von Dämpfungslegierungen mit Elastomer zur Reduzierung der Schallemission ○ Zahnrad mit Zahnkranz (dickeres Zahnprofil) aus einem Elastomerkwerkstoff	○ Drehschwingungstilger: Nabe und Schwungmasse mit Elastomerelemente verbunden
	Kopplung mit fluiden Elementen		Einsatz von Dämpfungslegierungen mit Kopplung von hydraulischer Flüssigkeit zur Reduzierung der Schallemission	—————
	Erklärung		Körperschalldämpfender Werkstoff Elastomer Zahnradwerkstoff	

Tabelle 7.3: Reibschluß

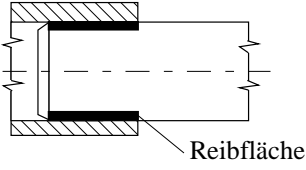
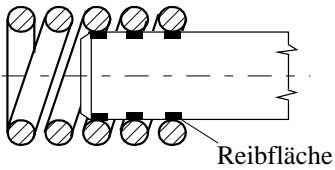
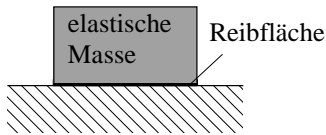
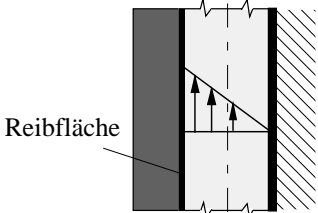
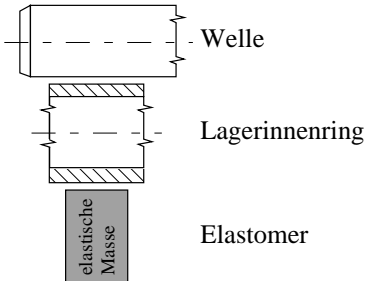
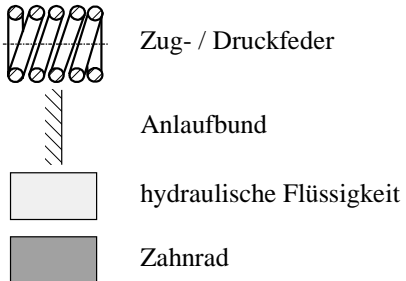
Gliederungsteil		Hauptteil	Zugriffsteil	Anhang
Schlußart		Prinzip	Beispiel	Hinweise
1	2	1	1	1
Reibschluß	starr		<ul style="list-style-type: none"> ○ Lagerreibung: Gleit-, Zylinderrollen-, Kegelrollen-, Rillenkugellager ○ Reibräder zur Verspannung von Zahnrädern 	weitere Beispiele siehe /122/
	elastisch		<ul style="list-style-type: none"> ○ Feder ohne Vorspannung: Kontakt der Windungen an der Reibfläche ○ Feder mit Vorspannung: Durchmessererweiterung, d.h. die Windungen haben keinen Kontakt mit der Reibfläche 	—
			<ul style="list-style-type: none"> ○ Kunststoffzahnscheibe ○ Zahnfußgummierung ○ Elastomer an den Zahnflanken ○ Elastomerring in der Verzahnung 	weitere Beispiele siehe /122/
	fluidisch	<p>Reibung in der Grenzschicht</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ○ Leitblech am Losrad ○ Flügel am Losrad 	—
	Erklärung			

Tabelle 7.4: Elastischer Kraftfluß

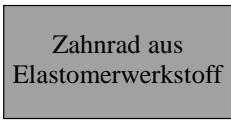
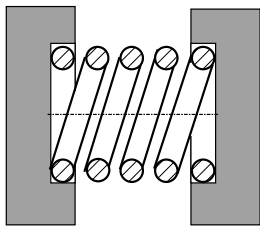
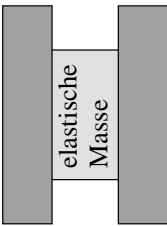
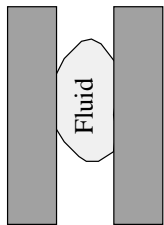

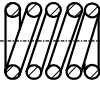
Gliederungsteil		Hauptteil	Zugriffsteil	Anhang
Schlußart		Prinzip	Beispiel	Hinweise
1	2	1	1	1
Elastischer Kraftfluß	elastisch	 <p>Zahnrad aus Elastomerwerkstoff</p>	○ Kunststoffzahnräder gegeneinander verspannt	—
			○ Zahnrad und Zahnscheibe durch Federn gegeneinander verspannt	—
		 <p>elastische Masse</p>	○ Zwei parallele Zahnräder werden über eine Elastomerschicht um einen kleinen Winkelbetrag gegeneinander verspannt (Prinzip: Scherspannung in der Elastomerschicht)	—
	fluidisch	 <p>Fluid</p>	○ Hydraulisches Verstell-element zum Verspannen der Verzahnung	—
	Erklärung	 <p>Zahnrad Elastomer hydraulische Flüssigkeit</p>	 <p>Zug- / Druckfeder</p>	

Tabelle 7.5: Feld-Kraftfluß

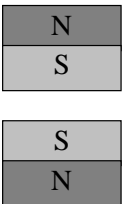
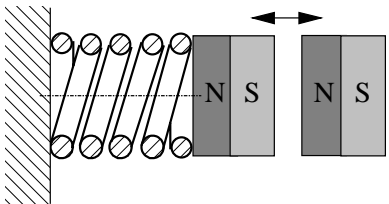
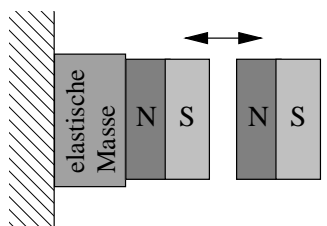
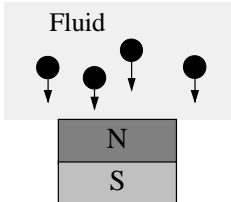
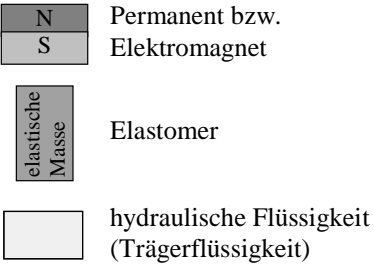
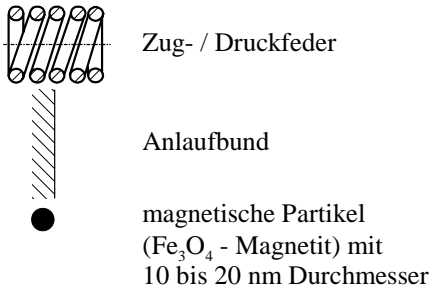
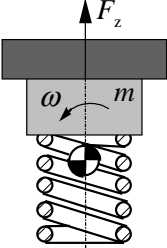
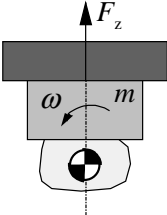
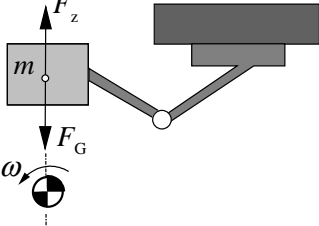
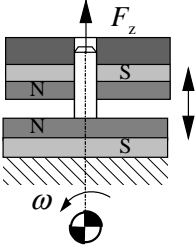
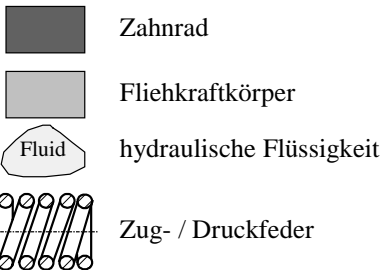
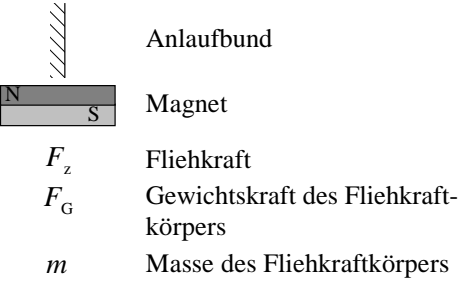
Gliederungsteil		Hauptteil	Zugriffsteil	Anhang
Schlußart		Prinzip	Beispiel	Hinweise
1	2	1	1	1
Feld-Kraftfluß	starr		<ul style="list-style-type: none"> ○ Anziehung bzw. Abstoßung der Zahnflanken durch Magnete ○ Wirbelstromprinzip 	weitere Beispiele siehe /122/
	elastisch		<ul style="list-style-type: none"> ○ Anziehung bzw. Abstoßung der Zahnflanken durch Magnete mit elastischer Kopplung ○ Wirbelstromprinzip mit Federkopplung 	weitere Beispiele siehe /122/
			<ul style="list-style-type: none"> ○ Anziehung bzw. Abstoßung der Zahnflanken durch Magnete mit Elastomerelementen 	—
	fluidisch		<ul style="list-style-type: none"> ○ Magnetflüssigkeit bestehend aus: <ul style="list-style-type: none"> 1/ magnetische Partikel (Fe_3O_4 - Magnetit) 2/ Trägerflüssigkeit 	—
	Erklärung			

Tabelle 7.6: Impulsänderungsschluß

Gliederungsteil		Hauptteil	Zugriffsteil	Anhang
Schlußart		Prinzip	Beispiel	Hinweise
1	2	1	1	1
Impulsänderungsschluß	Feder + Masse		<ul style="list-style-type: none"> ○ Drehzahlabhängiges Abbremsen des Losrads mit Fliehkraftkörper und Federelement 	weitere Beispiele siehe /122/
	Fluid + Masse		<ul style="list-style-type: none"> ○ Drehzahlabhängiges Abbremsen des Losrads mit Fliehkraftkörper und Fluidpolster 	—
	Masse		<ul style="list-style-type: none"> ○ Drehzahlabhängiges Abbremsen des Losrads mit der Gewichtskraft des Fliehkraftkörpers 	—
	Magnet		<ul style="list-style-type: none"> ○ Abbremsen des Losrads durch fliehkraftgesteuerte Magnete (drehzahlabhängige Magnetkraft) 	—
	Erklärung			

7.2 Ausführungsbeispiele zur Losteilberuhigung

In diesem Abschnitt werden die in den Patent-, Offenlegungs- und Druckschriften dokumentierten Maßnahmen zur Losteilberuhigung anhand von Ausführungsbeispielen dargestellt. Diese Maßnahmen basieren auf den im Kapitel 7.1 beschriebenen physikalischen Wirkprinzipien. Wo es zweckmäßig ist, wird eine Bewertung der einzelnen Lösungsvarianten durch die Angabe von Vor- und Nachteilen vorgenommen. Die Lösungsvarianten in Form von Ausführungsbeispielen werden durch Logos erweitert, um eine bessere Übersichtlichkeit der Maßnahmen und deren Wirkungsweise für den Leser zu erzielen. Die symbolische Darstellung der Maßnahmen zur Beruhigung von Losrädern mit Hilfe der Logos hat den Zweck, die Funktionsweise und die Wirkung dieser Maßnahmen sofort zu erkennen. Die Lösungsvarianten weisen auch eine einheitliche Darstellung auf. Wo dies wegen der Komplexität der Lösungsvarianten nicht möglich ist, werden die original in den Patentschriften abgebildeten Zeichnungen dargestellt. Dabei werden, sofern alle Daten vorliegen, die Patentnummer, der Patenthalter, das Erscheinungs- beziehungsweise Anmeldedatum und eine Kurzbeschreibung der Lösungsvarianten angegeben. Die Lösungsvarianten wurden durch Online-Literaturrecherche in der Universitätsbibliothek, sowie durch umfangreiche Patentrecherche in deutschen und amerikanischen Datenbanken gefunden. Im folgenden sollen die verwendeten Logos beschrieben werden, die z. T. auf die physikalischen Wirkprinzipien der Ausführungsbeispiele basieren.



Die Maßnahme wird getriebeintern am Los- beziehungsweise Festrad, an der Welle oder an anderen Losteilen angeordnet.



Es werden Schraubendruck-, Zug-, Dreh-, Drehstab-, Ring-, Teller- und U-förmige beziehungsweise sichelförmige Federn als Energiespeicher verwendet. Die Federelemente können mit oder ohne Vorspannung eingebaut werden. Sie können auch bei einer Relativbewegung von Teilen aktiviert werden.



Ein Elastomerwerkstoff wird zwischen zwei Teilen angeordnet. Er dient zur Einspeicherung und Wiedergabe von Energie. Die Energie kann auch durch einen Elastomerüberstand an den Zug- und Schubflanken gespeichert werden.



Eine zum Losrad koaxial angeordnete Zahnscheibe wird um das Verdrehflankenspiel gegen das Losrad verdreht verspannt. Das Losrad stützt sich dabei an der Zug- und die Zahnscheibe an der Rückflanke des Festtrads ab.



Die Maßnahme verwendet einen Permanentmagneten als Energiespeicher. Die Magnetkompassnadel deutet die Anziehung von Teilen durch die Magnethaftkraft an.



Es werden Permanentmagnete verwendet, die durch Abstoßung von Teilen eine positive Wirkung erzielen.



Die Maßnahme ist durch eine Reibleistung wirksam. Dargestellt sind zwei Elemente, die durch eine Kraft gegeneinander verschoben werden und so eine Reibkraft zum Abbremsen von Losteilen erzeugen.



Die Wirkung der Maßnahme nimmt durch den Abrieb und Verschleiß ab. Symbolisch sind Partikel als Folge von Abrieb und Verschleiß dargestellt.



Die Bremskraft beziehungsweise die Wirkung der Maßnahme nimmt mit zunehmender Winkelgeschwindigkeit zu.



Die Bremskraft beziehungsweise die Wirkung der Maßnahme nimmt mit zunehmender Winkelgeschwindigkeit ab.



Eine coaxial angeordnete Zahnscheibe hat einen Zahn mehr als das Losrad. Die Zahnscheibe dreht sich dadurch langsamer und bewirkt eine Reibung zwischen der Zahnscheibe und dem Losrad.



Die Maßnahme variiert je nach Betriebs- und Belastungszustand den Hauptachsabstand der betrachteten Zahnradstufe.



Das Logo beschreibt die Anzahl der verwendeten Bauteile für eine bestimmte Maßnahme. Dargestellt sind mehrere symbolische Bauteile und eine Zahl.



In den folgenden Bildern sind einige Ausführungsbeispiele zur Losteilberuhigung dargestellt, die auf die beschriebenen physikalischen Wirkprinzipien basieren. Weitere Beispiele können aus /122/ entnommen werden.

Patentnummer: 1303-H0/86
 Patenthalter: Furukawa Electric Co. Ltd.
 Datum: 198680

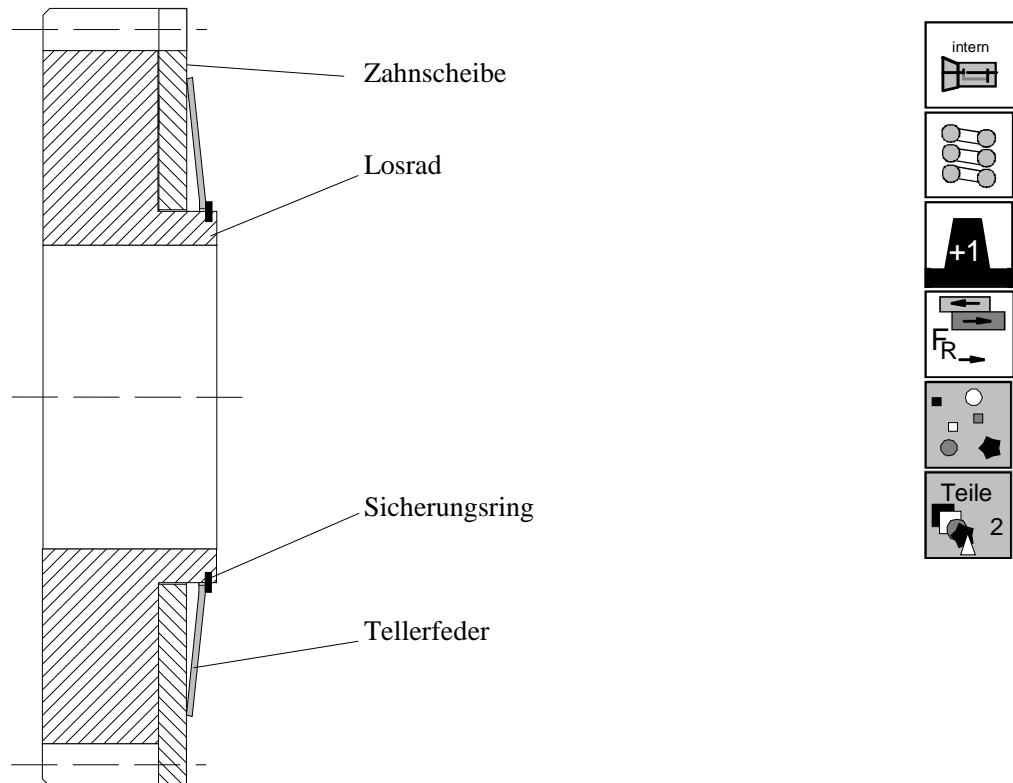


Bild 7.1: Reibverspanntes Losrad

Kurzbeschreibung

Einem Losrad wird eine axiale Zahnscheibe angeordnet, die einen Zahn mehr aufweist. Das Verspannmoment wird durch die Reibung zwischen dem Losrad und der Zahnscheibe erzeugt. Die Zahnscheibe, die einen Zahn mehr hat, bewegt sich etwas langsamer als das Losrad und erzeugt dadurch eine Relativbewegung, die zu einem Reibmoment führt. Damit wird erreicht, daß die Zugflanken der Hauptverzahnung anliegen und somit ein Hin- und Herschwingen des Losrads innerhalb des Verdrehflankenspiels verhindert wird. Durch die Tellerfeder, die an einem Absatz des Losrads selbst abgestützt wird, erreicht man eine höhere Verspannung. Mit der gezielten Auslegung der Tellerfedervorspannung kann die gewünschte Winkelbeschleunigungsamplitude eingestellt werden, ab der die Abhebung der Zahnflanken stattfindet. Der zusätzliche Fertigungs- und Montageaufwand sowie eventuell auftretende Eigengeräusche und erhöhter Verschleiß sprechen gegen eine dauerlauffähige Lösung.

Patentnummer: 2244 016
 Patenhalter: Nissan Motor Co. Ltd.
 Datum: 07.09.1972

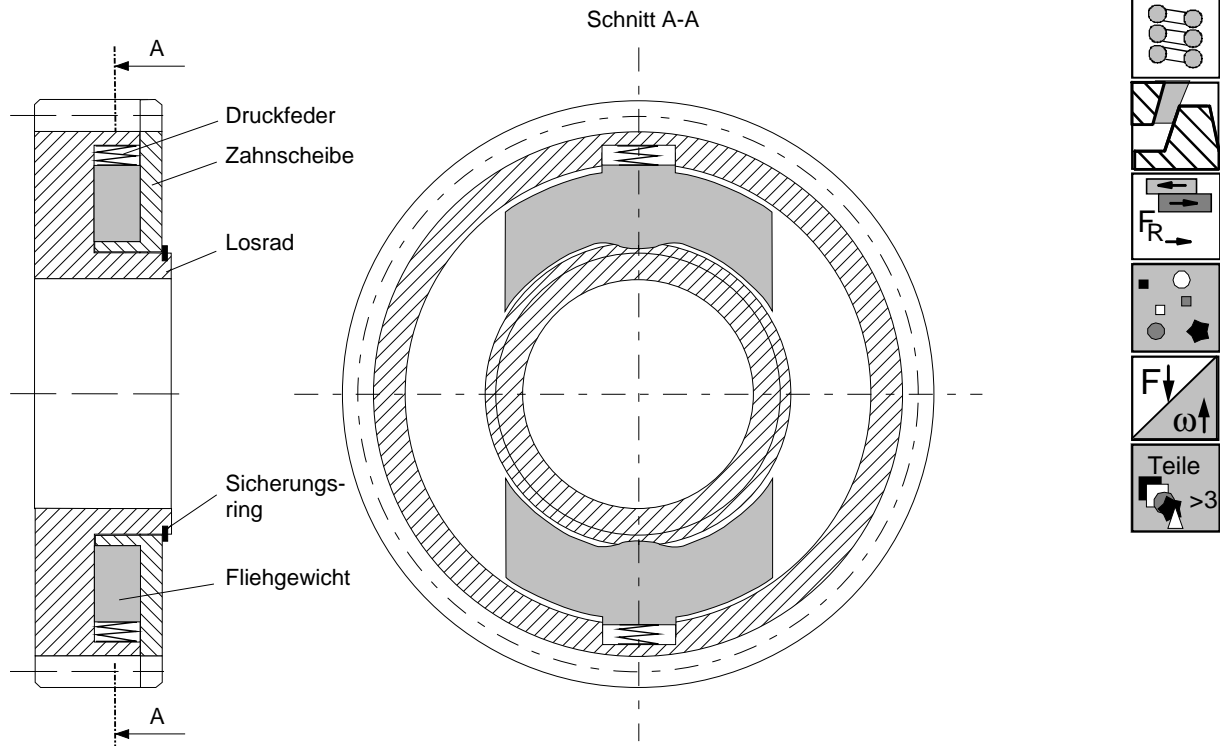


Bild 7.2: Losradverspannung mit drehzahlabhängiger Wirkung I

Kurzbeschreibung

Einem Losrad wird eine dünne axiale Zahnscheibe mit Zahnversatz zum Haupttrad angeordnet. Das Losrad ist auf der einen Seite hohlgedreht. Die dünne Zahnscheibe greift, mit einem ausgearbeiteten Bund, zusammen mit den beiden Fliehkörpern, die sich am äußeren Bund des Losrads über Federn abstützen, in den hohlgedrehten Raum. Die Fliehkörper liegen in bogenförmigen Aussparungen im Bund der Zahnscheibe. Im Einbauzustand sind Losrad und Zahnscheibe relativ zueinander um den Betrag des Verdrehflankenspiels verdreht. Durch diese verdrehte Einbaulage der Zahnscheibe werden die Fliehkörper etwas aus den Aussparungen im Bund der Zahnscheibe gedrückt, so daß über die Federn der Fliehkörper ein kleines Verspannmoment in die Zahnscheibe geleitet wird. Diese Anordnung wirkt nur bei niedrigeren Drehzahlen, während bei höheren Drehzahlbereichen des Losrads die Zahnscheibe lastlos mitläuft und die Verspannung der Verzahnung aufhebt.

Patentnummer: 2320 571
 Patenthalter: S. A. Automobiles Citroen
 Datum: 14.12.1978

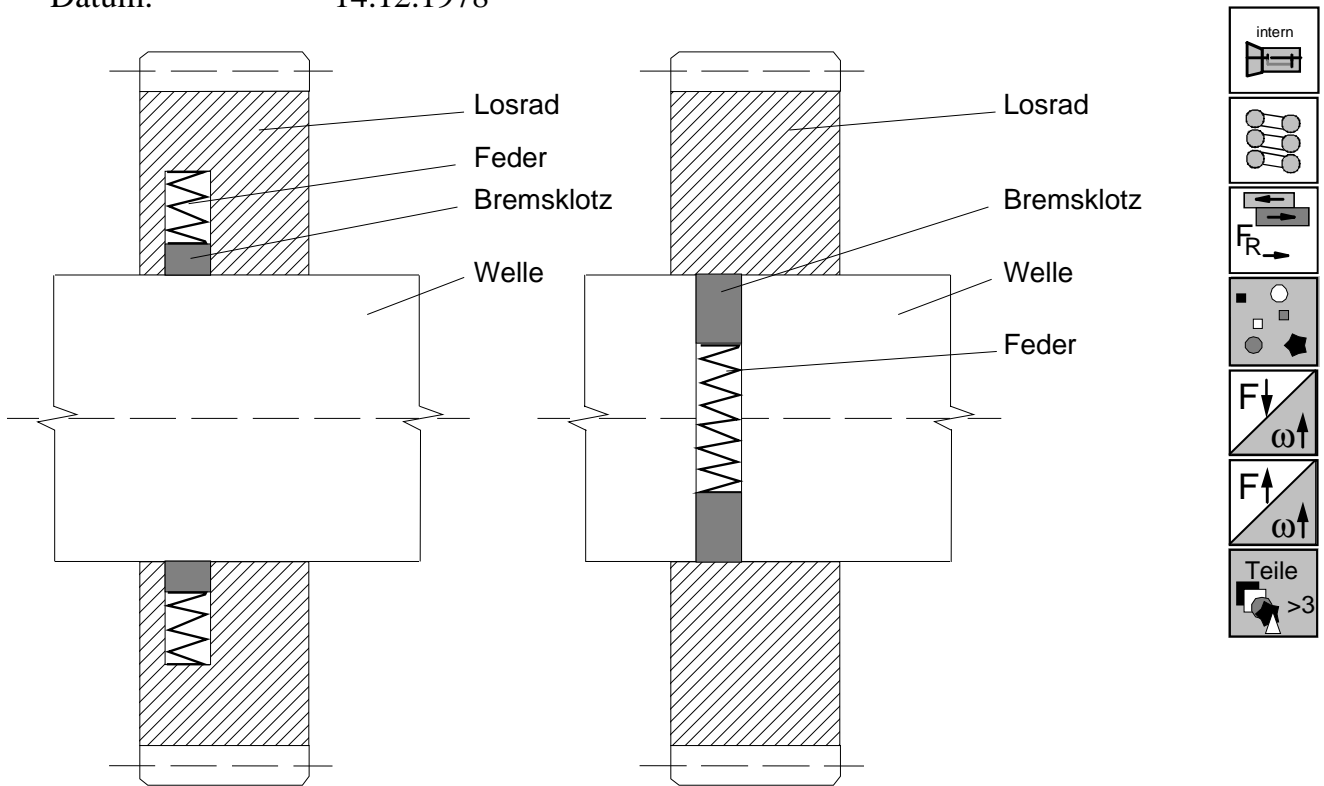


Bild 7.3: Losradverspannung mit drehzahlabhängiger Wirkung II

Kurzbeschreibung

Das Zahnrad besitzt an der Nabe Federn und Bremsklötze, die entweder im Zahnrad oder in der Welle angeordnet werden können. Durch die vorgespannten Federn werden die Bremsklötze radial an die Welle beziehungsweise an die Zahnradnabe gedrückt. Bewegt sich das Zahnrad relativ zur Welle, so wird durch die federvorgespannten Bremsklötze ein Reibmoment erzeugt und das Abheben der Zahnradflanken verhindert. Sind die Federn und die Bremsklötze in der Zahnradnabe angeordnet, so wird mit zunehmender Drehzahl die Reibleistung der Bremsklötze reduziert, da diese infolge der Zentrifugalkraft nach außen bewegt werden. Bei der Anordnung in der Welle, die eine radiale Durchbohrung zur Aufnahme der Federn und Bremsklötze besitzt, nimmt die Reibleistung mit steigender Drehzahl zu. Auf das Zahnrad wirkt dabei immer eine Reibleistung.

Patentnummer: 4793 200 (122 966)
 Patenthalter: Chrysler Motors Co.
 Datum: 19.11.1987

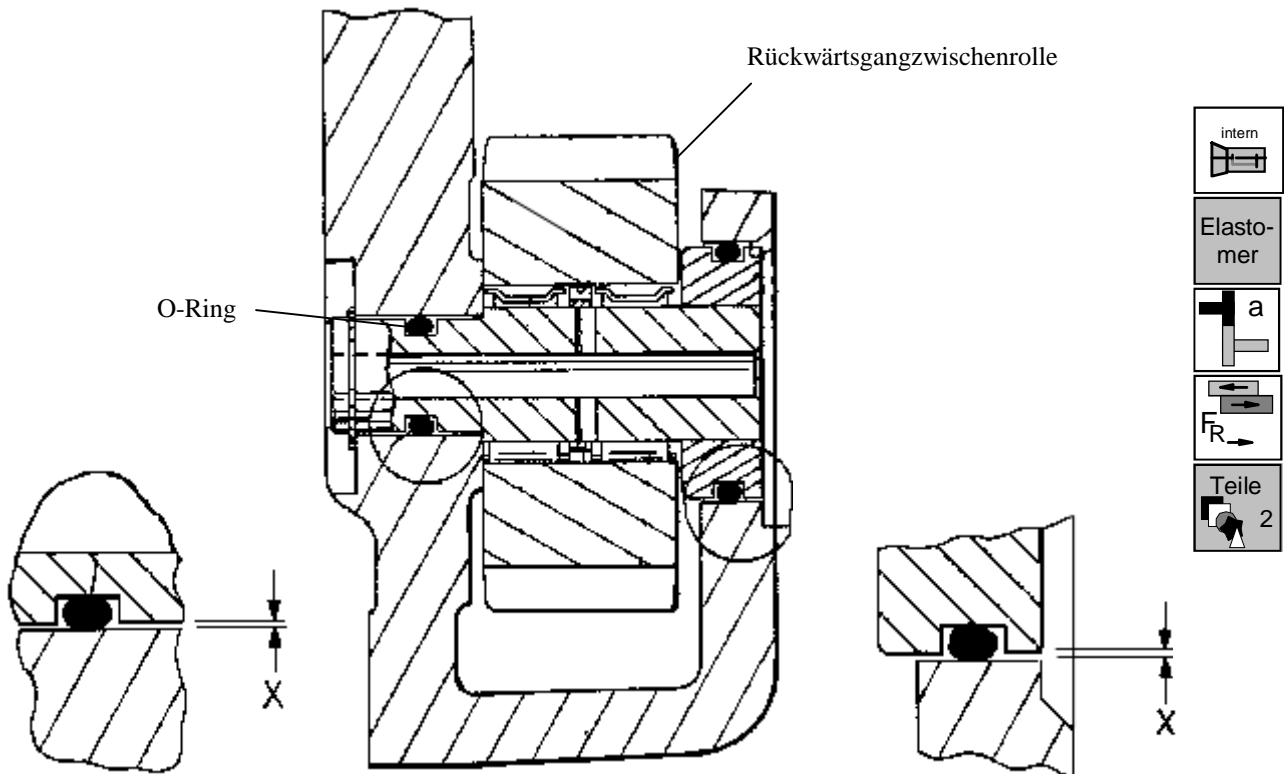


Bild 7.4: Rückwärtsgangzwischenrolle-Achse mit O-Ringen

Kurzbeschreibung

Die Zwischenrolle des Rückwärtsgangs ändert ihren Hauptachsabstand durch die elastische Lagerung der Welle je nach Betriebszustand. Dabei wird die stillstehende Achse der Rückwärtsgangzwischenrolle an ihren freien Enden mit O-Ringen versehen, die sich in einer dafür vorgesehenen Nut befinden. Die Hauptachse der Zwischenrolle die sich im Eingriff mit den Zahnrädern, Rückwärtsganglosrad und Festrad befindet, wird im Leerlauf durch die elastische Wirkung der O-Ringe verringert. Diese Hauptachsabstandsverringern bewirkt eine Minimierung des Verdrehflankenspiels der Zwischenrolle. Im eingelegten Rückwärtsgang wird, je nach Belastungsfall, das Verdrehflankenspiel durch die elastische Nachgiebigkeit der O-Ringe dem Serienspiel angepaßt.

Patentnummer: DE 44 00 874 C2
 Patenthalter: Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
 Datum: 14.01.94

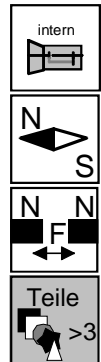
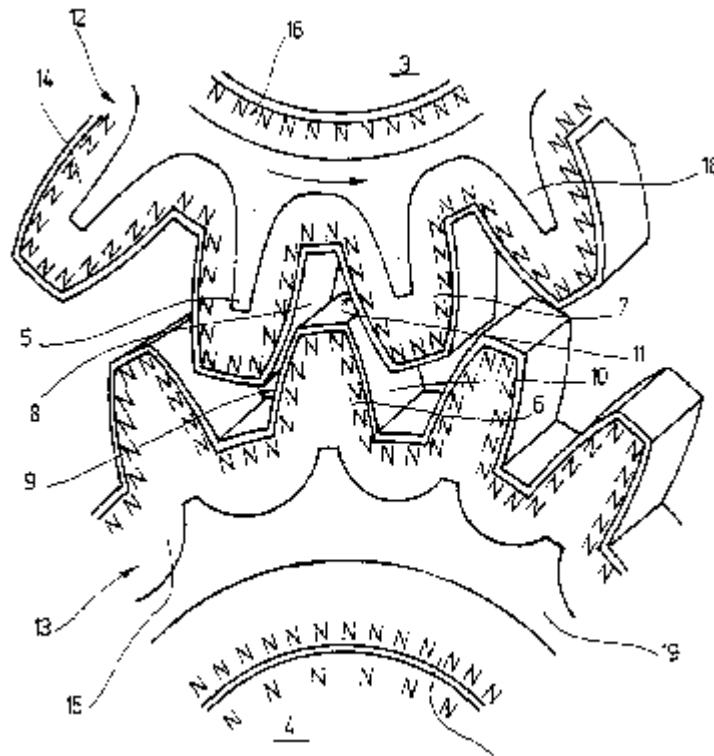


Bild 7.5: Abstoßung der Zahnräder durch Magnetkraft

Kurzbeschreibung

Die Zahnräder einer Zahnradpaarung weisen eine Magnetisierung auf und bewirken durch die Magnetkraft eine Abstoßung der Zahnräder voneinander. Die magnetische Abstoßung wird durch die koaxial angeordneten Zahnscheiben an den Zahnrädern, die aus magnetischem oder magnetisierten Werkstoff bestehen, bewirkt. Die Zahnscheiben sind auf der Stirnfläche der Zahnräder fest aufliegend und weisen über den Umfang gleichbleibend ausgerichtete axiale Polarisierung auf, so daß an den Zahnrädern der eine Pol zugewandt und der andere Pol abgewandt wird. Die Polarisierung an den gegenüberliegenden Flanken der Zahnräder ist gleich.

7.3 Aufbau eines Datenbanksystems zur Losteilberuhigung

Die in den vorherigen Kapiteln dargestellten Ausführungsbeispiele zur Verringerung von Klapper- und Rasselgeräuschen können in einer Datenbank zusammengefaßt werden, die als Wissensspeicher für den Konstrukteur dienen kann. Darüber hinaus können die vorgestellten Berechnungsverfahren zur Geräuschabschätzung und Schleppmomentbestimmung von einzelnen Radsätzen und kompletten Getrieben sowie ein Informationsteil über die Ursachen von Losteilschwingungen und dem resultierenden Klapper- und Rasselgeräusch dem Datenbanksystem angefügt werden. Der Aufbau sowie die Benutzeroberfläche eines entwickelten Datenbanksystems, die diese Eigenschaften aufweist, zeigt Bild 7.6. Der Maßnahmenkatalog des Datenbanksystems wird dabei eingeteilt in interne und externe Maßnahmen und in allgemeine Hinweise über Getriebe. Zu den internen Maßnahmen gehören die Rubriken Axial-, Radial- und Verdrehflankenspiel. In diesen Rubriken befinden sich Ausführungsbeispiele zur Minimierung der Klapper- und Rasselgeräusche durch Überbrückung, Verspannung und Optimierung dieser Spiele. In den externen Maßnahmen werden glättende Maßnahmen zur Minimierung der Torsionsschwingungen und Maßnahmen zur Hinderung der Schallausbreitung dargestellt. Die allgemeinen Hinweisen über Getriebe umfassen verschiedene Getriebetypen.

Die Datenbank ist auf allen Ebenen erweiterbar gestaltet und kann durch Eingabe weiterer Maßnahmen zur Losteilberuhigung sowie von ergänzenden Berechnungsprogrammen auf dem neuesten Stand gehalten werden.

Die Benutzeroberfläche ist so eingeteilt, daß durch Betätigen der jeweiligen Befehlsfelder die zugehörigen Anwendungsbeispiele mit erklärenden Konstruktionszeichnungen betrachtet und gegebenenfalls ausgedruckt werden können. Die Anwendungsbeispiele erhalten neben den Vor- und Nachteilen auch eine Kurzbeschreibung der Funktionsweise.

Zu beachten ist jedoch, daß der Konstrukteur sich nicht auf die Vollständigkeit dieses Datenbanksystems zur Losteilberuhigung verlassen kann, sondern diese Ansammlung von Maßnahmen zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen mehr zur Anregung eigener Denkprozesse nutzt.

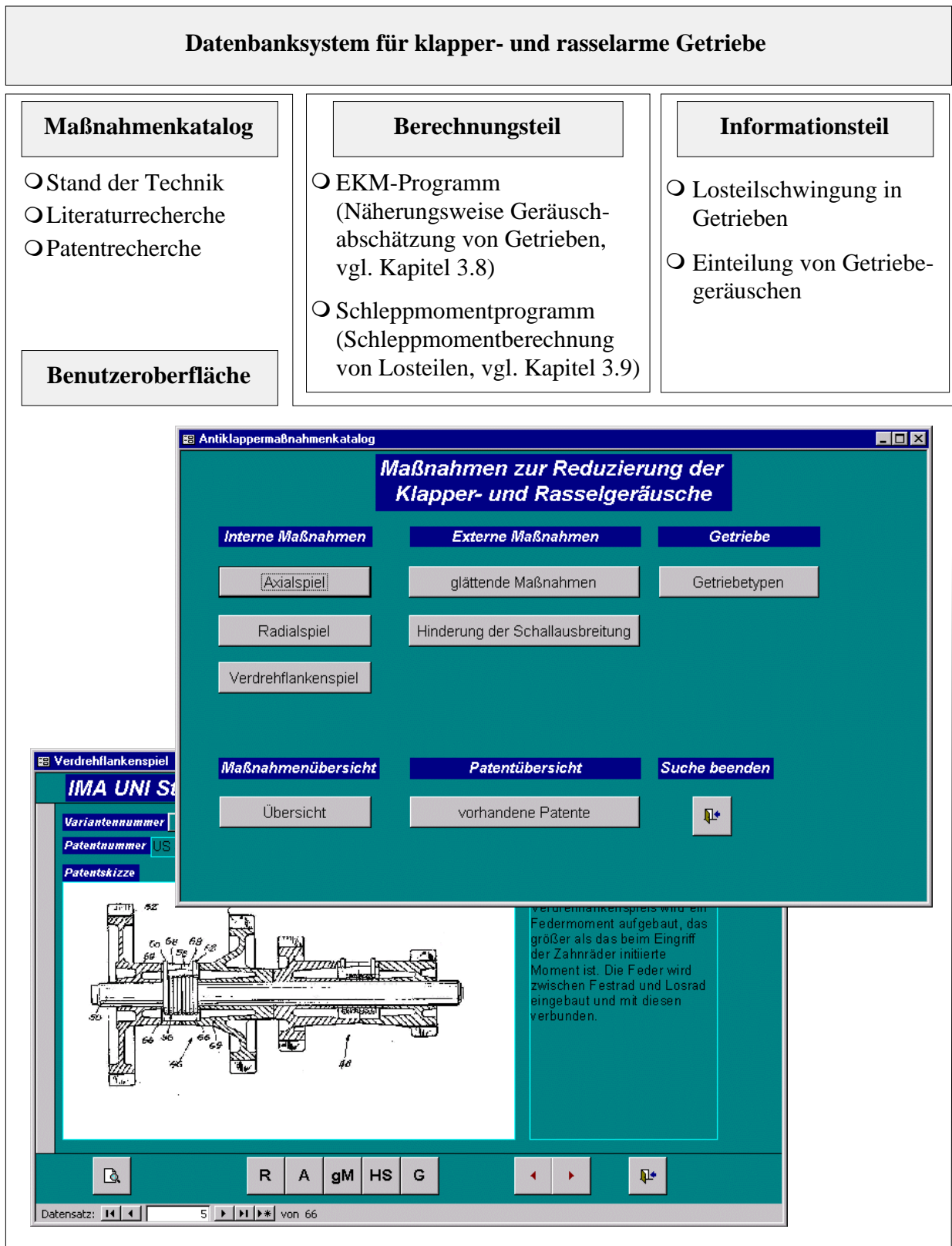


Bild 7.6: Aufbau des Datenbanksystem zur Losteilberuhigung mit integrierter Benutzeroberfläche

8 Zusammenfassung

Verbrauchs- und emissionsoptimierte Verbrennungsmotoren führen zu Drehzahlungleichförmigkeiten und folglich zu Torsionsschwingungen des gesamten Antriebsstrangs. Die Ursache der Klapper- und Rasselgeräusche in Fahrzeuggetrieben sind Torsionsschwingungen von nicht unter Last stehenden Getriebekomponenten, die sich innerhalb ihrer funktionsbedingten Spiele hin- und herbewegen. Diese Geräusche heben sich von den übrigen Lärmquellen ab und fallen infolge ihres lästigen Charakters auf.

In der vorliegenden Arbeit wurden die Einflüsse von Betriebs- und Konstruktionsparametern auf das Klapper- und Rasselverhalten von Getrieben an einem bestehenden und weiterentwickelten Klapper- und Rasselprüfstand untersucht. Der Prüfstand wurde so erweitert, daß die Einbaulage des Getriebes im Fahrzeug nachgebildet werden kann. Es wurden rechnerische Berechnungsansätze eingesetzt und mit den experimentellen Untersuchungen verglichen. Zur Reduzierung dieser Geräusche wurden getriebeinterne Maßnahmen entwickelt. Aus den gewonnenen Erkenntnissen konnten Konstruktionshinweise für die Auslegung von klapper- und rasselarmen Getrieben abgeleitet und in Form eines Datenbanksystems mit einer grafischen Benutzeroberfläche visualisiert werden.

Das vorhandene EKM-Näherungsverfahren (Einfachst-Klapper-Modell) zur Ermittlung des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens einstufiger Zahnräder mit zwei Freiheitsgraden in Umfangs- und Axialrichtung wurde auf komplette Getriebe beliebiger Bauweise und Schaltzustände erweitert. Die näherungsweise Geräuschberechnung an einem kompletten Koaxialgetriebe und an einem kompletten Front-/Quergetriebe im Leerlauf und geschaltetem Gang wurden mittels zahlreicher Messungen überprüft. Die Einflüsse des Klapper- und Rasselpegels von den Betriebs- und Konstruktionsparametern am Prüfstand zeigten eine gute Korrelation zu den berechneten Geräuschpegeln.

In weiteren Versuchen wurde das rechnerisch ermittelte Schleppmoment mit Prüfmessungen verglichen. Eine gute Übereinstimmung der berechneten mit dem gemessenen Schleppmoment wurde gezeigt. Das Schleppmoment setzt sich aus Plansch-, Lagerreib-, Synchronisierungs- und Quetschmoment zusammen und beeinflusst im wesentlichen den Beginn des Klapperns und Rasseln.

Anhand der zahlreichen Untersuchungen können folgende qualitative Aussagen zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche von Fahrzeuggetrieben getroffen werden:

- Das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten hängt, wie bekannt, direkt von dem Freiheitsgrad Verdrehflankenspiel ab. Das Verdrehflankenspiel sollte möglichst klein gewählt werden. Die Untergrenze mit 0,06 mm stellt dabei die technische Realisierbarkeit dar. Kleinere Verdrehflankenspiele verklemmen die Radsätze und ein Abwälzen beziehungsweise Schalten der Gangstufen wäre dadurch ausgeschlossen.
- Weiterführende Untersuchungen zeigen, daß das Axialspiel ebenfalls einen Einfluß auf die Klapper- und Rasselgeräusche hat. Eine Vergrößerung des Axialspiels bis zu einem bestimmten Grenzbereich, an dem das Losteil nicht mehr an seine axialen Anlaufbunde stoßen kann, bewirkt eine Reduzierung des Luftschalldruckpegels. Eine Verkleinerung des Axialspiels führt auch zu einer Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche jedoch besteht bei weiterer Verkleinerung des Axialspiels die Gefahr, daß die notwendige Schmierung sowie die Schaltbarkeit der betrachteten Gangstufe inakzeptabel erschwert werden.
- Neueste Erkenntnisse zeigen, daß das Radialspiel von Losrädern einen Einfluß auf den Geräuschpegel hat. Eine Verdoppelung des Serienradialspiels ergibt bei hohen Winkelbeschleunigungsamplituden bis 3000 rad/s^2 eine Erhöhung des Geräuschpegels um bis zu 5 dB(A).
- Die Gestaltung der Verzahnungsoberfläche hat einen Einfluß auf die Klappergeräuschneigung. Eine strukturierte Verzahnungsoberfläche, an dem sich Schmierstoff haften kann, bewirkt eine Dämpfung der Verdrehflankenstöße.
- Das Losteilträgheitsmoment sollte möglichst klein gewählt werden, um die Intensität der Verdrehflanken- und Axialstöße zu minimieren. Die Intensitäten dieser Stöße stehen im direkten Zusammenhang zu dem abgestrahlten Luftschalldruckpegel.
- Die Einbaulage des Getriebes im Fahrzeug hat einen Einfluß auf die Klappergeräuschcharakteristik. Durch Verdrehen um die Fahrzeuglängsachse tauchen mehrere Losteilkomponenten in den Ölsumpf ein und bewirken so eine Senkung des Geräuschpegel.
- Die Schleppmomente an den Losteilen sollten optimiert werden. Sie wirken entgegen der Drehrichtung der Losteile und verhindern das frühzeitige Abheben der Zahnflanken voneinander.
- Die Wahl des Schmierstoffes mit den Additivzusätzen und die kinematische Viskosität beeinflussen die Klappergeräuschcharakteristik maßgeblich.
- Durch die entwickelten getriebeinternen Maßnahmen mit den physikalischen Wirkprinzipien, wie Reibelemente an der Zahnradnabe, -stirnfläche und Zahnfußgrund sowie Zahnflankenanziehung und Wirbelstromprinzip konnte das Klappergeräuschverhalten erheblich minimiert werden, Tabelle 8.1.

Das entwickelte Datenbanksystem zeigt die systematische Darstellung von Möglichkeiten zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Aufgrund der Ausführungsbeispiele ermöglicht dieses Datenbanksystem einen Einblick in den Lösungsraum und eignet sich als Ausgangspunkt für neue Konstruktionen. Die ausgeführten Lösungsvarianten beinhalten verschiedene Prinzipien, die bei einer Neukonstruktion eventuell in abgewandelter Form verwendet werden können. Die untersuchten getriebeinternen Maßnahmen, die bezüglich der Klapper- und Rasselgeräusche als günstig erkannt wurden, müssen noch auf Lebensdauer und eventuelle Nebeneffekte (Eigengeräusche, Wirkungsgradverschlechterung) bei allen auftretenden Betriebszuständen eines Fahrzeuggetriebes hin untersucht werden. Weiterhin kann durch Betrachtung der Psychoakustik die Beurteilung von internen Maßnahmen auf die Lästigkeit des Geräuschpegels erweitert werden.

Tabelle 8.1: Minimierung der Klapper- und Rasselgeräusche durch einzelne Einflußfaktoren

Einfluß	Reduzierung bei 600 rad/s ²
Verdrehflankenspiel	bis 6 dB(A)
Axialspiel	bis 4 dB(A)
Radialspiel der Lager	bis 2 dB(A)
Topographie der Verzahnungs- oberfläche	bis 3 dB(A)
Schmierstoff, Viskosität	bis 4 dB(A)
Betriebsparameter:	
Motorordnung	bis 3 dB(A)
Grunddrehzahl	bis 5 dB(A)
Einbaulage des Getriebes im Fahrzeug	bis 5 dB(A)
Maßnahmen:	
Reibelemente	
Zahnradnabe	bis 2 dB(A)
Zahnradstirnfläche	bis 10 dB(A)
Zahnfußgrund	bis 4 dB(A)
Magnet	bis 6 dB(A)
Wirbelstrombremse	bis 8 dB(A)

Literaturverzeichnis

- /1/ Peeken, H.; Troeder, C.; Diekhans, G.: Parametererregte Getriebschwingungen. Teil 1: Das Schwingungsverhalten von Getrieben und Modell eines einstufigen Getriebes. VDI-Z Bd. 122 (1980) Nr. 20, S. 869-877
- /2/ Witte, L.: Schwingungen im Antriebsstrang von Personenkraftwagen. VDI Berichte Nr. 444, 1982, S. 77-91
- /3/ Doyle Jr., G. R.; Faulkner, L. L.: Torsional Vibrations in a Mechanical Drive. SAE Technical Paper Series Nr. 821029 (1982)
- /4/ Pinnekamp, W.: Dynamische Analyse eines Antriebs mit Zahnspiel. Konstruktion 34 (1982) H. 11, S. 421-427
- /5/ Küçükay, F.: Zur Formulierung und Programmierung der Bewegungsgleichungen von Antriebssträngen. VDI-Z Bd. 126 (1984) Nr. 20, S. 769-774
- /6/ Pfeiffer, F.: Mechanische Systeme mit un stetigen Übergängen. Ingenieur-Archiv 54 (1984), S. 232-240
- /7/ Weck, M.; Lachenmaier, S.; Salje, H.: Numerische Simulation des dynamischen Leerlaufverhaltens von Pkw-Getrieben. VDI-Z Bd. 126 (1984) Nr. 18, S. 663-666
- /8/ Pfeiffer, F.; Küçükay, F.: Eine erweiterte mechanische Stoßtheorie und ihre Anwendungen in der Getriebedynamik. VDI-Z Bd. 127 (1985) Nr. 9, S. 341-349
- /9/ Nitescu, G.: Einfluß der Steifigkeit und Dämpfung auf die Torsionsschwingungen der Wellen eines Kraftfahrzeuggetriebes. Konstruktion 37 (1985) H. 3, S. 105-108
- /10/ Küçükay, F.; Pfeiffer, F.: Über Rasselschwingungen in Kfz-Schaltgetrieben. Ingenieur-Archiv 56 (1986), S. 25-37
- /11/ Truong-Chan, H.: Strukturiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von geometrisch linearen Mehrkörpersystemen, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation, 1986
- /12/ Kaufhold, G.; Goldstein, H.: Rechenmodelle für Dreh- und Biegeschwingungen. 1. Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik 1987, S. 597-61

- /13/ Lee, C. H.; Byrne, K. P.: Impact Statistics for a Simple Random Rattling System. *Journal of Sound and Vibration* (1987) 119 (3), S. 529-543
- /14/ Heiman, M.S; Sherman, P. J.: On the Dynamic and Stability of an Inclined Impact Pair. *Journal of Sound and Vibration* (1987) 114 (3), S. 535-547
- /15/ Bapat, C. N.; Bapat, C.: Impact-Pair under Periodic Excitation. *Journal of Sound and Vibration* (1988) 120(1), S. 53-61
- /16/ Laschet, A.: *Simulation von Antriebssystemen*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 1988
- /17/ Pfeiffer, F.: Über un stetige, insbesondere stoßerregte Schwingungen. *Z. Flugwiss. Weltraumforsch.* 12 (1988), S. 358-367
- /18/ Pfeiffer, F.: Theorie des Getrieberasselns. *VDI Berichte Nr. 697*, 1988, S. 45-65
- /19/ Singh, R.; Xie, H.; Comparin, R. J.: Analysis of Automobile Neutral Gear Rattle. *Journal of Sound and Vibration* (1989) 131(2), S. 177-196
- /20/ Pfeiffer, F.; Prestl, W.: Decoupling Measures for Rattling Noise in Gearboxes. *IMechE* 1990, S. 129-133
- /21/ Rust, A.; Brandl, F. K.; Thien, G. E.: Investigations into Gear Rattle Phenomina - Key Parameters and their Influence on Gearbox Noise. *IMechE* 1990, S. 113-120
- /22/ Comparin, R. J.; Singh, R.: An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle. *Journal of Mechanical Design* 1990, S. 237-245
- /23/ Croker, M. D.; March, J. P.; Greer, R. J.: Transmission Rattle Analysis. *IMechE* 1990, S. 121-127
- /24/ Pfeiffer, F.: Stoßprozesse. Rasseln spielbehafteter Schaltgetriebe: Einflußgrößen und Abhilfemaßnahmen. *Maschinenmarkt, Würzburg* 97 (1991), S. 80-84
- /25/ Pfeiffer, F.: Rasseln in Theorie und Praxis. *Antriebstechnisches Kolloquium, Aachen*, 1991, *IME Leitfaden* 4, Band 4, T+V Rheinland, S. 69-87
- /26/ Kataoka, M.; Ohno, S.; Sugimoto, T.: Forced Torsional Vibrations of a Two-Degree-of-Freedom System Including a Clearance and a Two-Step-Hardening Spring. *JSME International Journal Series III*, Vol. 34, No. 3, 1991, S. 345-354
- /27/ Szadkowski, A.: Mathematical Model and Computer Simulation of Idler Gear Rattle. *Automotive Transmission Advancements SP-854*. Published by Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096-0001 (1991)

- /28/ Lim, T. C.; Steyer, G. C.: Hybrid Experimental-Analytical Simulation of Structure-Borne Noise and Vibration Problems in Automotive Systems. 220 SAE-Paper 920408 1992, S. 1-7
- /29/ Tantot, G.; Chapon, S.: The Optimization of the Vibrational Dynamic Behaviour of Industrial Vehicle Power Trains. IMechE 1992, S. 231-238
- /30/ Donley, M. G.; Lim, T. C.; Steyer, G. C.: Dynamic Analysis of Automotive Gearing Systems. Transmission and Driveline Symposium: Components, Gears and CAE SP-905, 1992, S. 77-87
- /31/ Otake, T.; Yoshikawa, K.; Wakahara, K.; Narita, M.; Ikeda, Y.: Prediction of Torsional Vibration Caused by Hook's Joint in Drive Train. 24. FISITA Congress, London, Total Vehicle Dynamics Vol. 1 1992, S. 225-230
- /32/ Sinn, W.: Drehschwingungssimulation. Forschungsberichte VDI, Reihe 11: Schwingungstechnik Nr. 179, 1993
- /33/ Shimizu, T.: Mechanism of the Idle Gear Rattle Synchronized with Engine Rotation. Reducing Vehicle Noise and Vibration SAE SP-991, 1993, S. 7-13
- /34/ Schmitz, T.: Modellbildung und Simulation der Antriebstechnik von Personenwagen. Forschungsbericht VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 224, 1994
- /35/ Laschet, A.: Computer Simulation of Torsional Vibration in Vehicle Powertrains. 20 ImechE C487/039 (1994), S. 41-52
- /36/ Padmanabhan, C.; Rook, T. E.; Sigh, R.: Modelling of Automotive Gear Rattle Phenomenon: State of the Art. SAE Technical Paper Series Nr. 951316 (1995)
- /37/ Pfeiffer, F.: Rattling in Gears - A Review. VDI Berichte Nr. 1230, 1996
- /38/ Kamo, M.; Yamamoto, H.; Koga, H.; Umezawa, K.: Analysis Method for the Contribution Rate of Each Pair of Gears on the Driveline Gear Rattle. SAE Technical Paper Series Nr. 960726 (1996)
- /39/ Mariu, N.; Okada, A.: A Methode of Predicting and Improving NVH and Stress in Operating Crankshaft Using Nonlinear Vibration Analysis. SAE Technical Paper Series Nr. 970502 (1997)
- /40/ Wang, Y.: Modeling and Analysis of Automotive Transmission Rattle. Noise and Vibration Conference. SAE Technical Paper Series Nr. 972054 (1997)
- /41/ Lim, T. C.; Houser, D. R.: Dynamic Analysis of Layshaft Gears in Automotive Transmissions. Noise and Vibration Conference. SAE Technical Paper Series Nr. 971964 (1997)

- /42/ Toyama, S.; Takagaki, M.: A Simulator for Automotive Gear Rattle Phenomenon, A1 Motion. Proc.: Simulation, Virtual Reality and Supercomputing Automotive Applications, ISATA-Proc. 98VR035 (1998), S. 221-227
- /43/ Weidner, G.: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation 1991
- /44/ Weidner, G.; Lechner, G.: Klapper- und Rasselgeräusche in Fahrzeuggetrieben. Automobiltechnische Zeitschrift 92 (1990) 6, S. 320-326
- /45/ Weidner, G.; Lechner, G.: Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben. Dynamische Probleme - Modellierung und Wirklichkeit, Mitteilungen des Curt-Risch-Instituts der Universität Hannover 1990, S. 197-211
- /46/ Weidner, G.; Lechner, G.: Rattling Vibrations in Automotive Transmissions. Proceedings of the Interational Conference on Motion and Power Transmissions (Hiroshima), 23.-26. November 1991
- /47/ Lang, C.-H.: Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation 1997
- /48/ Lang, C.-H., Lechner, G.: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben - Simulation der Losteilschwingungen und Möglichkeiten zur Geräuschminimierung. VDI-Tagung: Getriebe in Fahrzeugen, 26.-27.4.1995, Friedrichshafen, VDI Berichte Nr. 1175, S. 99-122
- /49/ Lang, C.-H.: Klapper- und Rasselgeräusche in Fahrzeuggetrieben: Modellbildung und Simulation, Seminar: Optimierung von Fahrzeuggetrieben durch Rechnersimulation im Entwicklungsablauf, Haus d. Technik, Essen, 7.-8.11.1994
- /50/ Lang, C.-H.: Klapper- und Rasselgeräusche in Fahrzeuggetrieben - Nachbildung auf dem Prüfstand und Maßnahmen zur Verringerung. Seminar: Optimierung von Fahrzeuggetrieben durch Rechnersimulation im Entwicklungsablauf. Haus der Technik, Essen, 7.-8.11.1994
- /51/ Schösser, Th. F.: Körperschallreduktion durch experimentelle Strukturoptimierung. Konstruktion 48 (1996), S. 236-242
- /52/ Hirsch, V.; Kollmann, F. G.: ATHENA - Ein Expertensystem zur Geräuschminderung an Getriebegehäusen. Antriebstechnik 36 (1997) Nr. 10
- /53/ Rach, J.: Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation 1998

- /54/ Nill, R.: Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation 1986
- /55/ Sakai, T.; Doi, Y.; Yamamoto, K.; Ogasawara, T.; Narita, M.: Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox. SAE Technical Paper Series Nr. 810773, 1981, S. 85-91
- /56/ Tomm, D.; Tebbe, G.: Einfluß der Kupplung auf die durch Schwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen verursachten Geräusche in Handschaltgetrieben. VDI Berichte Nr. 56, 1982, S. 85-91
- /57/ Ohnuma, S.; Yahata, S.; Inagawa, M. und Fujimoto, T.: Research on Idling Rattle of Manual Transmission. SAE Technical Paper Series Nr. 850979 (1985)
- /58/ Fudala, G. J.; Todd C. E.; Karvelis, A. V.: A Systems Approach to Reducing Gear Rattle. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, February 23-27, SAE Technical Paper Series 870396 (1987)
- /59/ Drexler, H. J.: Torsional Dampers and Alternative Systems to Reduce Driveline Vibrations. SAE Technical Paper Series Nr. 870394, 1987, S. 1-11
- /60/ Sebulke, A.: The Two-Mass Flywheel - A Torsional Vibration Damper for the Power Train of Passenger Cars - State of the Art and Further Technical Development. SAE Technical Paper Series Nr. 870394, 1987, S. 1-10
- /61/ Fujimoto, T.; Chikatani, Y.; Kojima, J.: Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission. SAE Technical Paper Series Nr. 870395, 1987, S. 1-11
- /62/ Reik, W.: Torsionsschwingungen und Getriebegeräusche. Automobil-Industrie 32 (1987) 1, S. 37-43
- /63/ Schulte, L.-F.: Funktion und Konstruktion eines Zweimassenschwungrads. Automobil-Industrie 32, 1987, 2, S. 119-126
- /64/ Lutz, D.: Kupplungsmanagement - ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. VDI Berichte 697 (1988), S. 219-231
- /65/ Reik, W.: Schwingungsverhalten eines Pkw-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad. VDI Berichte Nr. 697, 1988, S. 173-194
- /66/ Jörg, B.: Abbau von Resonanzschwingungen im Antriebsstrang durch Drehschwingungstilger. VDI Berichte Nr. 697, 1988, S. 159-172
- /67/ Schnurr, M.: Entwicklungen zum Superweitwinkel-ZMS. 4. Internationales LuK-Kolloquium am 20. April 1990 in Baden-Baden. S. 53-76

- /68/ Reik, W.: Torsionsschwingungsisolierung im Antriebsstrang - Ein Wertungsversuch. 4. Internationales LuK-Kolloquium am 20. April 1990 in Baden-Baden, S. 119-138
- /69/ Keck, K.: Torsionsschwingungen in Traktortriebwerken - Möglichkeiten zur Dämpfung. 4. Internationales LuK-Kolloquium am 20. April 1990 in Baden-Baden. S. 29-52
- /70/ Szadkowski, A.; Prange, E.; Naganathan, N. G.: Hysteresis Effects on Driveline Torsional Vibration. SAE Technical Paper Series Nr. 951293, 1995
- /71/ Fitzpatrick-Ellis, J. F.; Goodwin, C.: Unique Solutions for Driveline Noise Attenuation and Extended Clutch Life. Automotive Transmissions and Driveline SAE SP-965, 1993, S. 157-172
- /72/ Wakabayashi, K.; Honda, Y.; Kodama, T.; Shimoyamada, K.: The effect of typical torsional viscous-friction damper on the reduction of vibrations in the three dimensional space of diesel engine shaftings. Reducing Vehicle Noise and Vibration SAE SP-991, 1993, S. 53-73
- /73/ Sundermann, Chr.: Untersuchungen zur Auslegung und zum Betriebsverhalten eines neuartigen hydraulischen Schwingungsdämpfers. Universität Stuttgart, Dissertation 1994
- /74/ Rohs, U.; von Dahlen, R.; Heidingsfeld, D.: Isolation der Drehschwingungen in einem Kfz-Antriebsstrang durch einen Hydraulischen Torsionsdämpfer (HTD). Tagungsband Antriebstechnisches Kolloquium, 1995, Aachen, S. 223-242
- /75/ Albers, A.: Selbsteinstellende Kupplung (SAC) und Zweimassenschwungrad (ZMS) zur Verbesserung des Antriebsstrangkomforts. VDI Berichte Nr. 1175, 1995, S. 153-168
- /76/ Doğan, N.; Wagner, S.; Siegert, K.: Dreidimensionale Erfassung der Oberflächenstruktur von Feinblechen und FEM-Simulation des Einglättungsverhaltens, EFB-Kolloquium, Stuttgart-Fellbach, 1999
- /77/ Wagner, S.; Doğan, N.; Siegert, K.: Development of a Portable Sensor for the Three-Dimensional Measurement of Sheet and Tool Surfaces, SAE International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, 1999
- /78/ Patentschrift: Losradverspannung, 2244016, 1972
- /79/ Patentschrift: Ausgesetzte Kunststoffzahnscheibe, DE 2439317 A1, 1976
- /80/ Patentschrift: Self-Energizing Anti-Rattle Device, 4063466 (761935), 1977
- /81/ Patentschrift: Losradbremse, 2320571, 1978

- /82/ Patentschrift: Losrad mit eingelegtem Elastomerring als Nebenübersetzung, 2816183, 1979
- /83/ Patentschrift: Losrad mit beidseitig axial aufgesetzter Elastomerzahnscheibe, 3328145, 1983
- /84/ Patentschrift: Zahnradgetriebe mit Vorrichtung gegen Klappergeräusche, Fa. GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie, Ludwigsburg, 0668454 A1, 1995
- /85/ Patentschrift: Schaltstellungsabhängige Losradbackenbremse, DE 3506819 C2, 1984
- /86/ Patentschrift: Losrad mit elastomerkoppelter Zahnradnabe, DE 3345571 A1, 1985
- /87/ Patentschrift: Losrad mit Reibverspannung durch Tellerfeder, 1303-H0/86, 1986
- /88/ Patentschrift: Losradverspannung mit Zahnscheibe, 0205344 A2, 1986
- /89/ Patentschrift: Behinderung der Körperschallausbreitung, 3523941, 1986
- /90/ Patentschrift: Reverse Idler Gear Noise-Reduction Arrangement, 4793200 (122966), 1987
- /91/ Patentschrift: Mechanism for Eliminating Gear Rattle in a Shiftable Transmission, 4811615 (132504), 1987
- /92/ Patentschrift: Losrad mit sichelförmiger Feder und axial aufgesetzter Zahnscheibe, 0166301 B1, 0199059 A1, 1988
- /93/ Patentschrift: Manual Transmission and Gear Rattle Damper therefor, 4873882 50208), 1988
- /94/ Patentschrift: Losrad mit elastomergekoppelter Zahnscheibe, 3336669, 1988
- /95/ Patentschrift: Schwingungstilger am Losrad, 0134073 B1, 1988
- /96/ Patentschrift: Losrad mit elastomerscheibenverspannter Zahnscheibe, DE 3803700 A1, 1989
- /97/ Patentschrift: Losradbremse durch Festkörperreibung, DE 3736597 A1, 1989
- /98/ Patentschrift: Gear Rattle Damper for Countershaft Transmission, 5033323 (315008), 1989
- /99/ Patentschrift: Losradbremse an der Zahnradnabe, DE 3734898 A1, 1989

- /100/ Patentschrift: Losradverspannung durch hydraulisch verstellbare Zahnscheibe, DE 3901076, 1989
- /101/ Patentschrift: Fest- und Losrad mit Reibzylinder, DE 3801461 C2, 1990
- /102/ Patentschrift: Zahnrad durch eine U-Feder verspannt, 0370420 A1, 1990
- /103/ Patentschrift: Zahnflankenabstoßung, DE 4400874 C2, 1994
- /104/ Patentschrift: Zahnflankenanziehung durch Magnete, DE 4428999 C2, 1994
- /105/ Patentschrift: Zahnrad in Axialrichtung durch Magnetkraft verspannt, DE 4438500 C2, 1994
- /106/ Patentschrift: Codierte Magnete, DE 19500935 C2, 1995
- /107/ Lechner, G.; Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1994
- /108/ Therekhov, A. S.: Hydraulic Losses in Gearbox with Oil Immersion. Russian Engineering Journal, 55 (1975) 5, S. 7-11
- /109/ Walter, P.; Langenbeck, K.: Anwendungsgrenzen für die Tauchschmierung von Zahnradgetrieben, Plansch- und Quetschverluste bei Tauchschmierung. Abschlußbericht 118/1982 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt/M
- /110/ Brändlein, J.: Reibung in Wälzlagern. Antriebstechnik 25 (1979) 4, S. 185-193
- /111/ Lauster, E.: Untersuchung und Berechnung zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe. Universität Stuttgart, Dissertation 1980
- /112/ Walter, P.: Untersuchung zur Tauchschmierung von Stirnrädern bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s. Universität Stuttgart, Dissertation 1982
- /113/ Mauz, W.: Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s. Universität Stuttgart, Dissertation 1988
- /114/ Jaufmann, C.: Zur Tauchschmierung schnelllaufender Fahrzeuggetriebe. Berichte des Instituts für Maschinenkonstruktion, Universität Stuttgart, 1994
- /115/ Küçükay, F.: Dynamik der Zahnradgetriebe - Modelle, Verfahren, Verhalten. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1987
- /116/ Witt, K.: Was sind die Aussagen unserer Wirkungsgradgleichungen wert? Ölhydraulik und Pneumatik 27 (1983) Nr. 4, S. 237-247
- /117/ Steinkirchner, P.: Konstruktion einer Vorrichtung zur Untersuchung der Klapperneigung von Fahrzeuggetrieben. Unveröffentlichte Diplomarbeit, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 1994

- /118/ Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Kopatsch, F.; Eidenschink, R.: Reinigungszahlmessungen an mesogenen Flüssigkeiten aus Praxis und Forschung. Tribologie + Schmierungstechnik, 44. Jahrgang 3/1997
- /119/ Eidenschink, R.; Häger, A.-M.: Reduction Offriction through Presmetic Lubricants. Mol. Cryst. Liq. Cryst., 1997 Vol. 304, pp. 513-517
- /120/ Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Band II, 2. Auflage, 1994
- /121/ Doğan, S. N.; Lechner, G.: Dynamische Bestimmung des Drehflankenspiels, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Auftragsprojekt, unveröffentlicht, 1997
- /122/ Doğan, S. N.; Lechner, G.: Maßnahmen zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Auftragsprojekt, unveröffentlicht, 1998
- /123/ Günther, B. C.; Hansen, K.-H.; Veit, I.: Technische Akustik - Ausgewählte Kapitel. Grundlagen, aktuelle Probleme und Meßtechnik, Expert Verlag, 5. Auflage, 1994
- /124/ N., N.: Lastenheft Fremdgetriebebefundung: ATZ-Bewertungssystem. Abstimmung mit Arbeitskreismitgliedern, 1997
- /125/ Doğan, S. N.: Untersuchung der Körperschallausbreitung im Rahmen der Schadesfrüherkennung. Unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 1993
- /126/ Doğan, S. N.: Schwingungstilger für pulsationsoptimierte Zahnradpumpen. Unveröffentlichte Diplomarbeit, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 1994
- /127/ Doğan, S. N.; Ryborz, J.; Lechner, G.: Simulation von Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben - Vergleich Messung mit Simulation. Antriebstechnik 37 (1998) Nr. 7, S. 59-64
- /128/ Doğan, S. N.; Lechner, G.: Maßnahmen zur Verringerung von Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 10, S. 710-716
- /129/ Doğan, S. N.: Loose Part Vibration in Vehicle Transmission - Gear Rattle. Turkish Journal of Engineering and Enviromental Sciences, 23 (1999)
- /130/ Bertsche, B.; Doğan, S. N.; Lechner, G.; Ryborz, J.: Investigation of Rattling and Clattering Noise Behaviour of Automotive Transmissions. ATA 2001 Conference, 23.-25. May 2001, Florence/Italy

Lebenslauf

Persönliches:

Name	Doğan
Vorname	Süreyya Nejat
Geburtsdatum	14.07.68
Geburtsort	Ankara/Türkei
Familienstand	ledig
Eltern	Dursun Doğan Sevim Doğan, geb. Yerli

Schulbildung:

1974 - 1983	Schiller-Grund- und Hauptschule, Aalen
1983 - 1985	Gewerblich-Technische Berufsfachschule, Aalen
1985 - 1988	Technisches Gymnasium, Aalen Allgemeine Hochschulreife am 11.05.1988

Studium:

10/1988 - 6/1994	Allgemeiner Maschinenbau, Universität Stuttgart <i>Hauptfächer:</i> Konstruktionstechnik, Prof. Dr.-Ing. G. Lechner Kraftfahrzeuge, Prof. Dr.-Ing. U. Essers
11/1991	<i>Pflichtfachstudienarbeit</i> am Institut für Umformtechnik, Prof. Dr.-Ing. K. Siegert
5/1992	<i>Hauptfachstudienarbeit</i> am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart, Prof. Dr.-Ing. G. Lechner
6/1993	<i>Hauptfachstudienarbeit</i> am Institut für Verbrennungs- motoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Prof. Dr.-Ing. U. Essers
12/1993	<i>Diplomarbeit</i> am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart, Prof. Dr.-Ing. G. Lechner Diplomhauptprüfung im Juni 1994
1991 bis 1994	Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

Berufstätigkeit:

10/1994 - 6/99	Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
seit 7/99	Entwicklungsingenieur im Bereich Getriebe, Achsen und Gelenkwellen bei der DaimlerChrysler AG, Stuttgart

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnelllaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: 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-Verzahn mittels Schneidrad
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 Leakage- 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 Maschinenbauprodukten
29	G. Lechner; K.H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau

Nr.	Verfasser	Titel
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwölzabweichung 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. Borenus	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
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 Außenzahnrادpumpen 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

Nr.	Verfasser	Titel
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 Fanglabyrinth
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 Kontaktbeanspruchungen
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
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben