

Wolfgang Novak

**Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung
bei Fahrzeuggetrieben
durch Festradentkopplung**

D 93
ISBN 3-936100-32-2

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

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

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

Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung

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

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Wolfgang Novak
geboren in Heidenheim/Brenz

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche

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

Tag der Einreichung: 09.07.2009

Tag der mündlichen Prüfung: 01.03.2010

Institut für Maschinenelemente

2010

Meinen Eltern

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Sie war nicht Teil eines von Dritten geförderten Forschungsprojekts, sondern wurde hauptsächlich aus dem Etat des Instituts finanziert.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Durch seine stetige Unterstützung und Finanzierung dieses Vorhabens sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen hatte ich die Freiheit und Möglichkeit, diese Forschungsarbeit anfertigen zu können.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers, Direktor des Instituts für Produktentwicklung (IPEK) der Universität Karlsruhe (TH) danke ich für die Prüfung meiner Arbeit und die Übernahme des Mitberichts. Ebenso gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz, Direktor des Instituts für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) der Universität Stuttgart für die Durchsicht meiner Arbeit und den Prüfungsvorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Weiterhin möchte ich allen Firmen danken, die mit ihren Sachspenden sowie technischen Informationen zur Realisierung des Prototyps beigetragen haben. Mein besonderer Dank gilt hierbei der BMW AG, Daimler AG, Getrag GmbH & Cie KG, LuK GmbH & Co. OHG, Schäffler KG, ZF Getriebe GmbH sowie der ZF Sachs AG.

Bei meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen bedanke ich mich für das freundliche Arbeitsklima und die Unterstützung meiner Arbeit. Besonders hervorheben möchte ich die Mitglieder des „Klapperteams“ sowie des Bereichs Antriebstechnik, namentlich die Herren Dr.-Ing. Moritz Stockmeier, Dr.-Ing. Alexander Weidler, Dipl.-Ing. Michael Wacker sowie Frau Dipl.-Ing. Simone Kiefer. Zudem danke ich meinen Studien- und Diplomarbeitern und Hiwis, die mit ihren Abschlussarbeiten sowie zahllosen Arbeitsstunden zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ferner bedanke ich mich bei meinen Mentoren Herrn Dr.-Ing. Joachim Ryborz und Herrn Dr.-Ing. Carsten Gitt für die Ermutigung zu dieser Forschungsarbeit wie auch für die stetige Unterstützung hierbei.

Ganz besonders herzlich möchte ich mich bei meinen Eltern Dieter und Theresia Novak und meinen Brüdern Dr. jur. Joachim Novak und Dipl.-Ing. Michael Novak für die langjährige Unterstützung bei meinem beruflichen Werdegang bedanken.

Stuttgart, im März 2010

Wolfgang Novak

Inhalt

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen	IX
Abstract	XIII
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung und Ziele der Arbeit	2
1.2 Aufbau der Arbeit	3
2 Grundlagen und Stand der Technik	5
2.1 Getriebeakustik – Klapper- und Rasselgeräusche	5
2.1.1 Grundlagen der Klapper- und Rasselgeräusche	6
2.1.2 Berechnung und Simulation von Klapper- und Rasselgeräuschen	13
2.1.3 Maßnahmen zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen	13
2.2 Drehschwingungsverhalten moderner Verbrennungsmotoren	15
2.3 Wirkungsgradbetrachtung und Schleppmomente	18
2.3.1 Messverfahren zur Wirkungsgradbestimmung bei Fahrzeuggetrieben	18
2.3.2 Wirkungsgradverluste und Schleppmomente bei Fahrzeuggetrieben	19
3 Klapper- und rasselgeräuschfreie (KURF-) Fahrzeuggetriebe	22
3.1 Grundlagen des KURF-Prinzips	22
3.2 Machbarkeitsstudie	25
3.2.1 Ausgangszustand: Gebräuchliche Serienradsätze	27
3.2.2 Optimierungsstufe I: Konstantenritzelentkopplung	29
3.2.3 Optimierungsstufe II: Festradentkopplung des 3. und 4. Gangs	30
3.2.4 Optimierungsstufe III: Zweiteilige Vorgelegewelle	31
3.2.5 Ergebnis: KURF-Getriebe mit vollständiger Festradentkopplung	35
3.2.6 Fazit	36
4 Realisierter KURF-Getriebeprototyp	38
4.1 Konstruktive Ausführung	38
4.1.1 Radsatz	40
4.1.2 Schaltmechanismus	44
4.1.3 Gehäuse	45
4.1.4 Getriebeöl	48

4.1.5 Bauraumvergleich des Getriebeprototyps mit einem Seriengetriebe	48
4.2 Nachbildung von Serienradsätzen.....	49
5 Prüfumgebung.....	54
5.1 Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand.....	54
5.2 Leistungspotential	58
6 Geräuschuntersuchungen	61
6.1 Versuchsdurchführung	61
6.2 Klappergeräuschverhalten.....	65
6.2.1 Reduzierung der Klappergeräusche durch vollständige Festradentkopplung	66
6.2.2 Konstantenritzelentkopplung zur Reduzierung der Klappergeräusche bei Seriengetrieben	70
6.3 Rasselgeräuschverhalten	72
6.3.1 Rasselgeräusche bei mehrstufigem Leistungsfluss über die Vorgelegewelle	73
6.3.2 Rasselgeräusche im Direktgang	79
6.4 Variation der Motorhauptordnung	81
7 Wirkungsgraduntersuchungen.....	86
7.1 Versuchsdurchführung.....	86
7.2 Vergleichende Untersuchung im Leerlaufbetrieb	89
7.2.1 Schleppmomentanalyse der KURF-Radsätze	91
7.2.2 Optimierungspotential durch vollständige Festradentkopplung.....	92
7.2.3 Optimierungspotential durch Konstantenritzelentkopplung	94
7.3 Wirkungsgrad im geschalteten Gang.....	95
7.3.1 Wirkungsgradanalyse der KURF-Radsätze.....	97
7.3.2 Einfluss der Synchronisierungen auf dem Gesamtwirkungsgrad.....	100
7.3.3 Optimierungspotential durch vollständige Festradentkopplung.....	102
7.3.4 Vergleich der vollständigen Festradentkopplung mit der Konstantenritzelentkopplung im Direktgang	104
8 Zusammenfassung und Ausblick.....	107
9 Literatur.....	111

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen

L_p	dB(A)	A-bewerteter Luftschalldruckpegel
P	kW	Leistung
P_v	kW	Verlustleistung
i	-	Übersetzungen, Motorordnung
t	s	Zeit
β	°	Verkippwinkel des Prüfstands um y-Achse
η	%	Wirkungsgrad
ν	mm ² /s	Kinematische Viskosität
ϑ	°C	Temperatur
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\hat{\omega}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeitsamplitude
ω_{Grund}	rad/s	Grunddrehzahl
$\dot{\omega}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung
$\hat{\dot{\omega}}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigungsamplitude

Indizes

1, 2, ...	Gangstufe
Ab	Abtrieb
An	Antrieb
Kl	Klauenschaltung
Öl	Getriebeöl
Sy	Konus-Synchronisierung
V	Verlust
VD	Dichtungsverlust
VL	Lagerverlust unter Last

VL0	Lagerverlust, lastlos
VX	sonstige Verluste
VZ	Verzahnungsverlust unter Last
VZ0	Verzahnungsverlust, lastlos

Abkürzungen

Abb.	Abbildung
Abschn.	Abschnitt
ACEA	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles (Europäischer Automobilherstellerverband)
CARF	Englische Bezeichnung des Begriffs „KURF“ – <i>clatter and rattle noise free</i>
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DI	Direkteinspritzung
EKM	Einfachst-Klapper-Modell
EU	Europäische Union
FFT	Fast Fourier Transformation (Frequenzanalyse)
FL	Festlager
FR	Festrad
Gg.	Gang
HTD	Hydraulic Torsional Damper – Hydraulischer Torsionsdämpfer
ICD	Internal Crankshaft Damper – Interner Kurbelwellendämpfer
IMA	Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
Inline	Inline-Anordnung, Radsatz mit vollständiger Losradanordnung auf der Hauptwelle
ISAD	Internal Starter Alternator Damper – Integrierter Starter-Alternator-Dämpfer
K	Konstante, Konstantraststufe
KURF	<i>klapper- und rasselgeräuschfrei</i>
KW	Kurbelwelle
LL	Leerlauf, Loslager
LR	Losrad
LR3/4	Radsatz mit Losradanordnung des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle
MTD	Mechanical Torsional Damper – Mechanischer Torsionsdämpfer

Nkw	Nutzkraftwagen
Ord.	Motorordnung
OS	Optimierungsstufe
Pkw	Personenkraftwagen
PL	Pilotlager
R	Rückwärtsgang
rpm	Englische Einheit der Drehzahl (Umdrehungen pro Minute) – revolutions per minute
SRK	Synchronringklapperstelle
VGW	Vorgelegewelle
WAV	Dateiformat einer Schallaufnahmezeichnung
ZMS	Zwei-Massen-Schwungrad
ZRK	Verzahnungsklapperstelle
Zyl.	Zylinder
entk.	entkoppelt (ursprüngliches Festrad von Welle entkoppelt)
gek.	gekoppelt (Zahnrad mit Welle gekoppelt = Festradnachbildung)

Abstract

The development of modern automobiles requires comfort orientated and efficient drive trains in an increasing degree. One major goal is the reduction or elimination of the noise emitted by idling parts like idler gears, synchronizer rings and sleeves within the gearbox. This noise is excited by the cyclic irregularities of internal combustion engines and can be classified as rattle noise if the gearbox is in neutral gear and as clatter noise if a gear is engaged. An increase of the efficiency can mainly be achieved by reducing the load-independent losses as churning and squeezing losses as well as bearing, seal and synchronizer losses.

These requirements lead to the target of this thesis – a development of a clatter and rattle noise free transmission that in addition has potential to minimize load-independent losses.

At the beginning of the project a literature and patent research was performed to ascertain the state-of-the-art in the fields of gearbox acoustics as well as transmission losses. Regarding the gearbox acoustics the research was focused on comfort-critical rattle and clatter noise. Apart from measures to reduce rattling and clattering also the causative rotational vibrations of modern internal combustion engines have been researched by means of a market analysis. The completion of the theoretical research was an analysis of measuring methods used for efficiency testing as well as occurring efficiency and drag torque losses of automotive transmissions.

The fundamentals of a rattle and clatter noise free (CARF-)transmission were developed in a next step. The result of this multi-stage development is the complete decoupling of all (fixed) gears from their shafts that are not taking part in the power transmission. This decoupling prevents the transmission of the engine induced torsional vibrations to the idling parts.

Following a five-speed manual gearbox with complete fixed gear decoupling was developed and designed on the basis of the feasibility study. The design of the gear set, shifting mechanism and gearbox housing was presented in detail as well as the relevant viscosity data of the lubrication. Also the required axial space was compared with a modern manual gearbox. As a result the five-speed CARF-transmission has a comparable length like a six-speed manual transmission.

The optimization potential of the decoupling of all fixed gear as used for CARF-transmissions has to be verified by comparisons with production gearboxes. Therefore the prototype gearbox was designed to simulate fixed/idle gear-arrangements by mounting special parts to the gear set to gain production gear arrangements. In this case all gear arrangements have identical ratios, geometries, inertias and the noise radiation of the housing is also identical during all tests.

To allow realistic testing of the prototype the IMA-rattle and clatter noise test rig was completely re-designed and upgraded. The new power data allow realistic simulations of the torsional vibrations of modern internal combustion engines with direct injection and turbo or supercharging.

After the design and development phase of the thesis the rig test results are presented and discussed. The results can be classified into noise and efficiency testing.

A differentiation of the noise results is made between rattle noise at neutral position of the gearbox, clatter noise at engaged gear and the variation of the engine type (four-, six- and eight-cylinder internal combustion engine).

As a first result of the rattle noise emission tests it can be stated that the CARF-arrangement with synchronizers emits rattle noise at cold condition due to drag torque in the synchronizer gaps as well as oil-induced friction moments within the needle bearings. This emitted noise declines strongly at rising temperatures. Compared to production gearbox arrangements a noticeable reduction of the unwanted noise level can be achieved. By removing the synchronizer rings the shifting mechanism is transformed to a dog clutch. As a result of the absent synchronizer gaps the rattle noise could be minimized as the drag torque induced drive of the idling gears within the gaps was eliminated as well as the synchronizer rattle noise. Besides the noise emission at a complete fixed gear decoupling the noise emission at a single constant pinion decoupling was tested. It was detected that the decoupling of the constant pinion states an additional measure to minimize rattle noise noticeably.

The results of the clatter noise testing show a noticeable potential to minimize or eliminate clattering at the synchronized CARF-transmission with 2nd gear engaged. At a basic speed of 2000 rpm the synchronized CARF-transmission can be described as clatter noise free. At a basic speed of 1400 rpm the gearbox still emits clatter noise but the rattle limit is moved to high angular acceleration amplitudes and by application of a dual mass flywheel the CARF-transmission also can be described as clatter noise free. The dog shifted variant of the

CARF-transmission has a complete clatter noise freedom at all excitation amplitudes and speed ranges. In direct gear (5th gear) the synchronized CARF-transmission emits clatter noise at high excitation amplitude but if a dual mass flywheel is adapted to the drive train the gearbox can be defined as clatter noise free.

The efficiency testing can be classified into comparable tests in neutral and engaged shifting position.

At the beginning of the efficiency testing the drag torque behavior was analyzed at various operating temperatures and input speeds. The influence of the synchronizer gaps was investigated. The potential of the fixed gear decoupling can be detected by comparing the results to production gear sets. At cold operating temperature the losses can be reduced by 40 % using the fixed gear decoupling – at hot temperatures the potential is 80 %. Besides the fixed gear decoupling also the constant pinion decoupling was analyzed using modified production gear sets. This decoupling also shows noticeable potentials to reduce losses but the values measured are still above the measurement results of the CARF-transmission.

For the efficiency testing the 2nd and 5th gear were considered. First the low load efficiency of the synchronized CARF-transmission was tested and afterwards the influence of the synchronizer rings was analyzed by removing these parts. The potential of the fixed gear decoupling in 2nd gear leads to an efficiency improvement of up to 0.2 percentage points compared to the inline gear set. Without synchronizers the potential rises up to 0.5 percentage points. Besides the complete decoupling of all fixed gears the single decoupling of the constant pinion can be considered in direct gear as a further solution. Regarding the synchronized gear sets the Inline^{Sy}-arrangement with constant pinion decoupling has a comparable high efficiency as the KURF^{Sy}-arrangement. By dismounting the synchronizer rings the KURF-arrangement has an efficiency potential of up to 0.5 percentage points.

As a résumé it can be stated that CARF-transmission that use the principle of a complete fixed gear decoupling is an effective measure to minimize or even eliminate unwanted rattle and clatter noise in a wide range of speed and excitation as well as engine arrangements. Furthermore the decoupling of all gears that are not taking part in the power transmission features a potential to reduce load-independent losses.

1 Einleitung

Bei der Entwicklung neuer Kraftfahrzeuge stellen steigende Kundenanforderungen wie auch verschärfte Gesetzgebungen auf den Gebieten der Akustik und der Emissionsreduzierung eine stetige Herausforderung in der Produktentwicklung dar.

Auf dem Gebiet der Geräuschemission stellen die beiden EG-Richtlinien 92/97/EGW für Personenkraftwagen (Pkw) und 99/101/EGW für Nutzkraftwagen (Nkw) die Grenzwerte der emittierten Schalldruckpegel dar, die auf Basis der beschleunigten Vorbeifahrt nach ISO 362 ermittelt werden. So darf derzeit ein Pkw mit Ottomotor einen maximalen Schalldruckpegel von 74 dB(A) nicht überschreiten, bei Pkw mit Dieseldirekteinspritzung liegt der Grenzwert bei 75 dB(A). Nkw haben einen Grenzwert von 80 dB(A). Die stetige Senkung dieser Grenzwerte hat zur Folge, dass heute sechs Pkw bzw. zwölf Nkw benötigt werden, um die gültigen Grenzwerte aus dem Jahr 1980 zu überschreiten. Hauptgeräuschquellen der Kraftfahrzeuge sind der Verbrennungsmotor mit Abgasanlage, das Fahrzeuggetriebe, Abrollgeräusche der Reifen auf unterschiedlichen Fahrbahnbelägen und die Fahrzeugumströmung.

Neben den reinen Betriebsgeräuschen von Fahrzeuggetrieben, wie Abwälzgeräusche, Eingriffsstöße und parametererregte Schwingungen infolge veränderlicher Zahnsteifigkeiten, treten im Besonderen bei stirnradverzahnten Getrieben, wie Handschalt- und Doppelkupplungsgetriebe, Klapper- und Rasselgeräusche auf, die durch die zyklische Verbrennung der Motoren verursacht werden. Hierbei werden Losteile, die nicht unter Last stehen, infolge der ungleichförmigen Drehbewegung des Motors zu Schwingungen angeregt und stoßen an den jeweiligen Spielgrenzen an, wodurch diese Geräusche entstehen. Das Problem dieser Geräuschart liegt nicht primär in der Intensität des abgestrahlten Luftschalls sondern vielmehr in der Charakteristik, wodurch es zu Kundenbeanstandungen kommen kann.

Betrachtet man die Entwicklung der gesetzlichen Vorgaben zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs wie auch des Schadstoffausstoßes, so stellt man fest, dass es in Europa derzeit noch keine gesetzlichen Vorgaben über den Flottenverbrauch gibt, wie er beispielsweise in den USA existiert. Jedoch existiert eine freiwillige Vereinbarung des europäischen Automobilherstellerverbands ACEA mit der EU über den durchschnittlichen CO₂-Ausstoß, der

auch über den Getriebewirkungsgrad beeinflusst werden kann. Neben der Hauptanforderung der Leistungsübertragung ergibt sich bei der Entwicklung neuer Fahrzeuggetriebe somit die Forderung nach geräuscharmen und effizienten Aggregaten.

1.1 Problemstellung und Ziele der Arbeit

Fahrzeuggetriebe werden als Kennungswandler bei Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor eingesetzt. Sie werden vom Verbrennungsmotor zu Drehschwingungen angeregt, wodurch bei Pkw komfortmindernde Klapper- und Rasselgeräusche hervorgerufen werden. Zudem gilt es, die für Pkw und Nkw geltenden gesetzlichen Grenzwerte der Geräuschemission einzuhalten. Daneben beeinflussen Fahrzeuggetriebe infolge der seriellen Anordnung zwischen dem Verbrennungsmotor und den Antriebsrädern den Wirkungsgrad innerhalb des Antriebsstrangs, wodurch der Kraftstoffverbrauch und folglich die CO₂-Emissionen durch das Getriebe beeinflusst werden. Die lastunabhängigen Verluste stellen bei Handschaltgetrieben die höchsten Verluste dar, so dass bei Neuentwicklungen vor allem versucht wird, diese Verlustart zu reduzieren.

Am Institut für Maschinenelemente IMA der Universität Stuttgart existieren bereits langjährige Erfahrungen auf dem Gebiet der Klapper- und Rasselgeräusche von Fahrzeuggetrieben. So wurde beispielsweise ein Ersatzmodell zur Berechnung der Klapper- und Rasselgeräusche etabliert. Zudem wurden vielfältige Parameterstudien angestellt, um den Einfluss unterschiedlicher Geometrieparameter auf die Entstehung der Klapper- und Rasselgeräusche bestimmen zu können. Jedoch zielen alle bisherigen Untersuchungen auf die Reduzierung bereits vorhandener Klapper- und Rasselgeräusche ab.

Ein erster Versuch, bei dem die Entstehung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Beginn an konstruktiv vermieden wird, wurde an einer singulären Zahnradstufe erfolgreich erprobt und zudem eine Konstantenritzelentkopplung entwickelt, wodurch die Geräusche im Leerlaufbetrieb wie auch im Direktgang nachhaltig gesenkt werden konnten.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die erstmalige Konstruktion eines Kompletgetriebes, bei dem prinzipbedingt keine komfortmindernden Klapper- und Rasselgeräusche entstehen können bzw. in bestimmten Betriebszuständen die Klapper- und Rasselgeräusche stark abgesenkt werden. Zudem steht die Reduzierung der Schleppmomente mit dem Ziel der Wirkungsgradsteigerung im Fokus dieser Arbeit.

1.2 Aufbau der Arbeit

Das Promotionsvorhaben der vorliegenden Arbeit kann in die drei großen Gruppen der theoretischen, konstruktiven und experimentellen Umfänge gegliedert werden, s. Abb. 1.1.

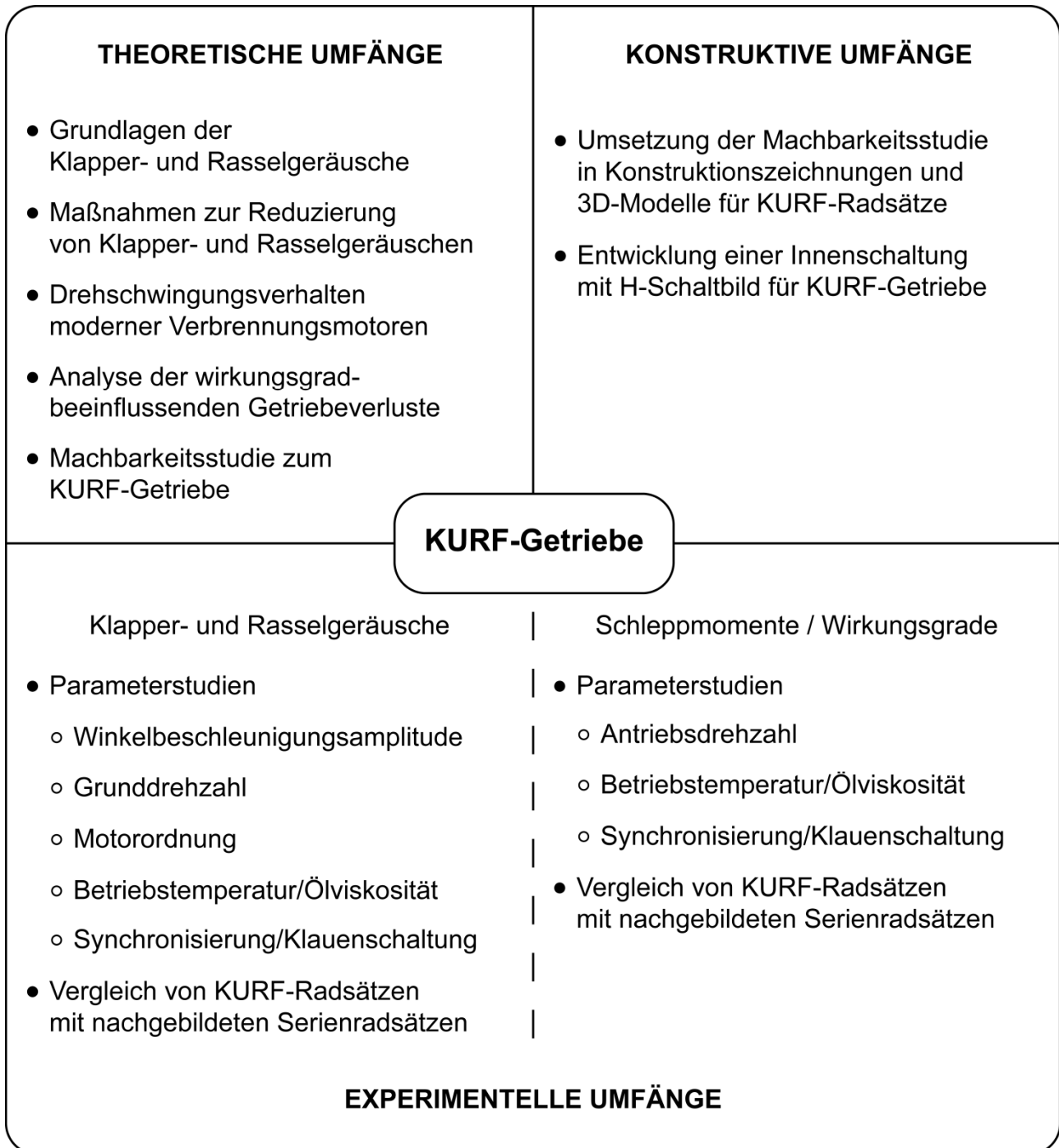


Abb. 1.1. Umfang der Arbeit

Auf dem Bereich der theoretischen Umfänge werden zunächst die Grundlagen der Klapper- und Rasselgeräusche erarbeitet und der Stand der Technik bei Maßnahmen zur Reduzierung

dieser Geräusche untersucht. Basierend auf einer Marktanalyse wird das Drehschwingungsverhalten moderner Verbrennungsmotoren analysiert, welches die Ursache der Klapper- und Rasselgeräusche darstellt. Zudem wird die Zusammensetzung der Getriebeverluste analysiert und die Reduzierung der Planschverluste als wirksame Maßnahme zur Wirkungsgradsteigerung definiert. Damit Drehschwingungen die nicht unter Last stehenden Loskomponenten von Fahrzeuggetrieben nicht zu Schwingungen anregen, wird in einer Machbarkeitsstudie die Realisierbarkeit eines klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebes mit Stirnradverzahnung untersucht, welches zeitgleich die Reduzierung der Planschverluste zum Inhalt hat.

Auf Basis der Machbarkeitsstudie wird ein Handschaltgetriebe mit vollständiger Festradentkopplung unter der Vorgabe der Verwendung von Serienverzahnungen und -synchronisierungen konzipiert und konstruiert. Um das Getriebe trotz partieller Konstantenritzelentkopplung mit einem Handschalthebel mit H-Schaltpild bedienen zu können wird zusätzlich eine neuartige Innenschaltung vorgestellt.

Der experimentelle Umfang der Arbeit gliedert sich in die Gruppen der Klapper- und Rasselgeräuschuntersuchungen sowie die Schleppmomentreduzierung und Wirkungsgradanalyse. Für beide Gruppen werden beeinflussende Parameter variiert und die Wirksamkeit des vorgestellten KURF-Prinzips mit nachgebildeten Serienradsätzen verglichen.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Zu Beginn der Arbeit wurde der Stand der Technik auf den Gebieten der Getriebeakustik und der Wirkungsgradverbesserungen bei Schaltgetrieben analysiert. Auf dem Gebiet der Getriebeakustik wurde das Augenmerk auf die Klapper- und Rasselgeräusche und das hierfür ursächliche Drehbewegungsverhalten von Verbrennungsmotoren gelegt, bei den Wirkungsgradverbesserungen steht die Reduzierung der Leistungsverluste im Vordergrund. Die im Folgenden dargestellten Grundlagen basieren auf umfangreichen Literatur- und Patentrecherchen sowie auf Marktanalysen.

2.1 Getriebeakustik – Klapper- und Rasselgeräusche

Der Bereich der Getriebeakustik gliedert sich in verschiedene Ursachengebiete. Hier sind beispielsweise selbsterregte Schwingungen infolge des Zahneingriffs oder fremderregte Schwingungen infolge des ungleichmäßigen Verbrennungsverlaufs des Hubkolbenmotors zu nennen. Des Weiteren treten bei den verschiedenen Bauarten von Schaltgetrieben aufgrund der unterschiedlichen Konstruktionen und Wirkungsweisen akustische und schwingungstechnische Phänomene auf, die für eine bestimmte Bauart charakteristisch sind. In Abb. 2.1 sind die Getriebegeräusche und ihre Ursachen dargestellt.



Abb. 2.1. Getriebegeräusche und deren Ursachen

Dieser Abschnitt befasst sich mit den Klapper- und Rasselgeräuschen als Bestandteil der Fahrzeugtriebegeräusche. Zu Beginn werden die Grundlagen der Klapper- und Rasselgeräusche präsentiert und im Folgenden die Berechnung und Simulation sowie Abhilfemaßnahmen zur Reduzierung der störenden Geräusche vorgestellt.

2.1.1 Grundlagen der Klapper- und Rasselgeräusche

Klapper- und Rasselgeräusche beschreiben im Bereich der Fahrzeugtriebe Losteilschwingungen, die entweder direkt als Luftschall oder durch Körperschallübertragung an einem Resonator – beispielsweise der Gehäuseoberfläche – als Luftschall abgestrahlt werden. Zur Unterscheidung der auftretenden Geräuschemissionen anhand der Schaltzustände des Fahrzeugtriebes werden die durch schwingende Losteile emittierten Geräusche im Leerlaufbetrieb als Klapper- und im geschalteten Zustand als Rasselgeräusche bezeichnet. Ferner werden Rasselgeräusche je nach Richtung der Anregung in das Zug- und Schubrasseln unterteilt. Neben den hier verwendeten Bezeichnungen wird in der Literatur für die Klappergeräusche auch die Bezeichnung Leerlaufrasseln bzw. Leerlaufklappen verwendet [1].

Hauptursache der Klapper- und Rasselgeräusche eines Fahrzeugtriebes sind Drehzahlschwankungen, die vom Verbrennungsmotor auf die Getriebeeingangswelle übertragen werden. Zeitlich diskontinuierliche Verbrennungsvorgänge verursachen an der Kurbelwelle ein periodisch schwankendes Antriebsdrehmoment. Zudem beeinflussen unausgeglichene Motormassen das Drehbewegungsverhalten der Motorkurbelwelle nachhaltig. Diese Dreh-schwingungen sind der Drehbewegung der Kurbelwelle überlagert und entsprechen idealisiert betrachtet einem Sinusverlauf. Dieser Anregungsmechanismus wird in Abschn. 2.2 genauer behandelt.

Aus der Winkelgeschwindigkeit der Grunddrehzahl ω_{Grund} und der Motorhauptordnung i berechnet sich der Verlauf der Drehbewegung unter der Annahme einer sinusförmigen Schwingung zu

$$\omega(t) = \omega_{\text{Grund}} + \hat{\omega} \cdot \sin(i \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot t). \quad (2.1)$$

Die Amplitude der Drehschwingung $\hat{\omega}$ entspricht der Größe der Drehzahlungleichförmigkeit. Bei einem Viertakt-Verbrennungsmotor stellt die Zylinderzahlhalbierende den maßgebende Anteil der Drehschwingung dar, d.h.

$$i = \frac{\text{Anzahl Zylinder}}{2}. \quad (2.2)$$

Die zeitliche Ableitung der Drehbewegung aus Gleichung 2.1 ergibt den Verlauf der Winkelbeschleunigung

$$\begin{aligned} \dot{\omega}(t) &= i \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot \hat{\omega} \cdot \cos(i \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot t) \\ &= \hat{\dot{\omega}} \cdot \cos(i \cdot \omega_{\text{Grund}} \cdot t), \end{aligned} \quad (2.3)$$

wobei $\hat{\dot{\omega}}$ die Winkelbeschleunigungsamplitude darstellt.

Durch den Betrieb zusätzlicher Verbraucher, wie beispielsweise einer Klimaanlage, aber auch durch Direkteinspritzung, erhöhte Zylinderinnendrucke infolge Aufladung und Zündstörungen wird der Ungleichförmigkeitsgrad der Drehbewegung weiter erhöht. Zudem wirken sich Maßnahmen zur Verbrauchsoptimierung und Abgasemissionsreduzierung negativ auf das Drehbewegungsverhalten aus.

Die vom Verbrennungsmotor in das Getriebe eingeleiteten Drehschwingungen regen unbelastete Komponenten wie Losräder, Synchronringe und Schiebemuffen zu Schwingungen innerhalb ihrer funktionsbedingten Spiele Axial-, Verdrehflanken- und Radialspiel an. Das Aufeinandertreffen der festen auf die unbelasteten Komponenten an den Spielgrenzen führt zu Stößen, die als Klapper- oder Rasselgeräusche wahrgenommen werden.

Die für das Klappern und Rasseln verantwortlichen Parameter lassen sich in Betriebs- und Geometrieparameter einteilen. Zu den Betriebsparametern gehören die Anregungsfrequenz als Produkt aus Drehzahl und Motorhauptordnung, die für die Anzahl der Stöße pro Wellenumdrehung verantwortlich ist, und die bereits vorgestellte Winkelbeschleunigungsamplitude, die für das Abheben der Zahnflanken des Fest- und Losrads maßgebend ist. Der Durchmesser des Festrads sowie die Geometrieparameter des Losrads wie Durchmesser, Massenträgheitsmoment, Masse, Schrägungswinkel und das zugehörige Übersetzungsverhältnis sind die wesentlichen Parameter, die bei der Getriebeentwicklung hinsichtlich geringer Klapper- und Rasselgeräuschkämpfung beeinflusst werden können.

Bei der Auslegung der Verzahnungen kann es zum Zielkonflikt zwischen der Auslegung zugunsten der Leistungsübertragung und Lebensdauer sowie einer geringen Klapper- bzw. Rasselneigung kommen. Neben den Geometrieparametern bietet das Verdrehflanken- und das Axialspiel ein Optimierungspotential zur Reduzierung dieser Geräusche. Eine Verkleinerung des Verdrehflankenspiels und eine definierte Vergrößerung bzw. Verkleinerung des Axialspiels bewirken eine Reduzierung des abgestrahlten Luftschalldruckpegels [2].

In Abb. 2.2 ist beispielhaft das Bewegungsverhalten eines Losrads in Umfangs- und Axialrichtung infolge der Drehungleichförmigkeit sowie dessen Stoßverhalten dargestellt.

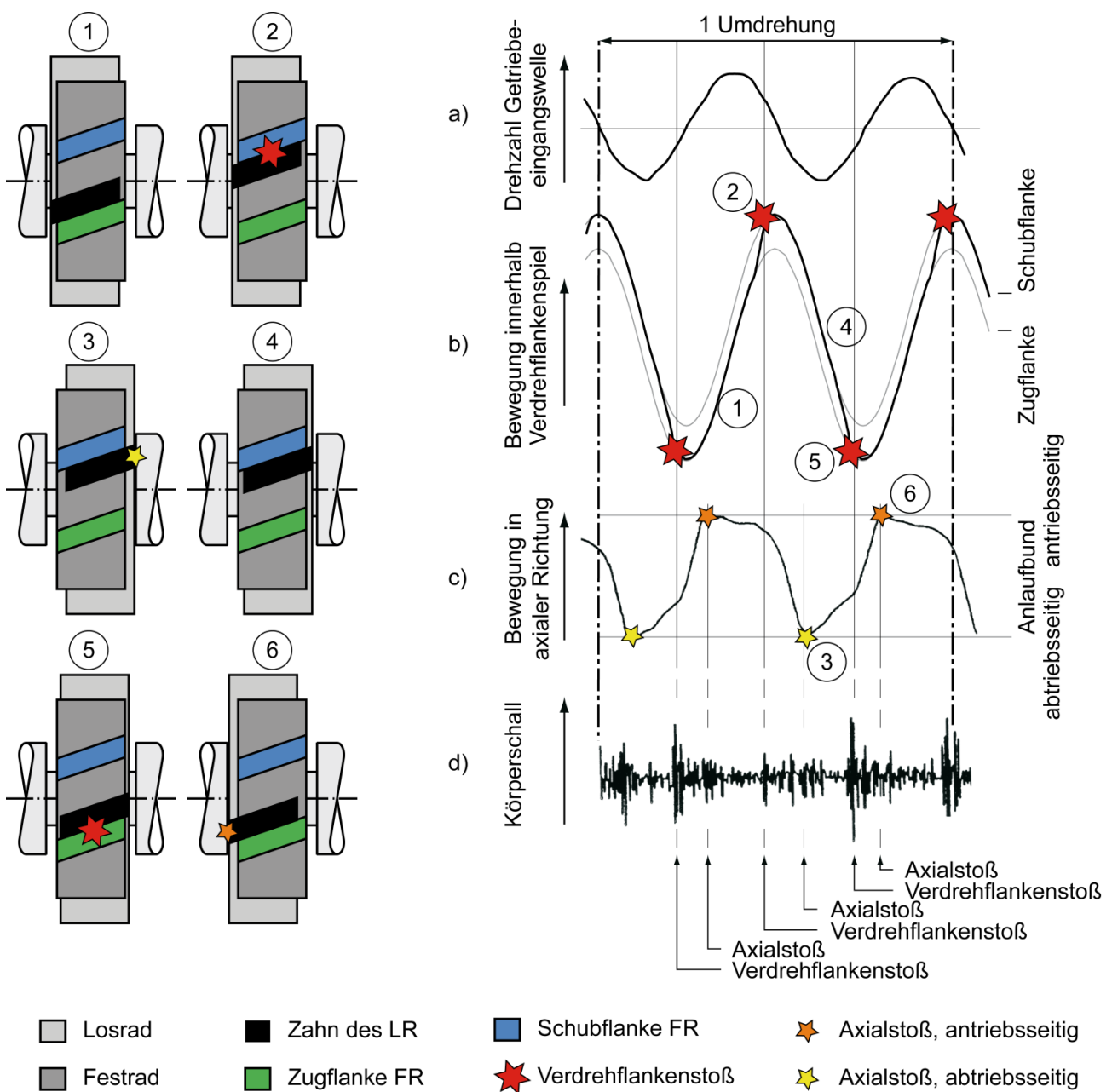


Abb. 2.2. Bewegungsverhalten eines Losrads infolge eines ungleichförmigen Drehzahlverlaufs bei einer Festrad-/Losrad-Paarung. FR...Festrad; LR...Losrad [3]

Als Anregungsquelle ist im vorliegenden Beispiel der Drehzahlverlauf eines Vierzylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors dargestellt, der angenähert an eine Sinusform durch je zwei Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen gekennzeichnet ist, Abb. 2.2a. Bei der Verzögerung des Drehzahlverlaufs (abfallender Kurventeil) haftet das Losrad an der Schubflanke des Festrads, Abb. 2.2b. Sobald sich ein Beschleunigungsvorgang (steigender Drehzahlverlauf) einstellt, kommt es zur Ablösung des Losrads von der Schubflanke des Festrads mit darauf folgender Flugphase und anschließendem Verdrehflankenstoß an der Zugflanke des Festrads, der als energiereicher Stoß im aufgezeichneten Körperschallsignal ersichtlich ist, Abb. 2.2d. Nach dem Verdrehflankenstoß kommt es beim schrägverzahnten Losrad zum Anschlagen am antriebsseitigen axialen Anlaufbund, Abb. 2.2c, der im Körperschallverlauf mit geringerer Intensität eindeutig zu erkennen ist, Abb. 2.2d.

Als Darstellungsform für die Klapper- bzw. Rasselgeräuschneigung eines Fahrzeuggetriebes wird die sogenannte Klapperkurve verwendet, bei der der emittierte Luftschalldruckpegel über der Winkelbeschleunigungsamplitude aufgetragen wird [2, 4–6]. Die Grunddrehzahl wird hierbei konstant gehalten. In Abb. 2.3 ist eine exemplarische Klapperkurve dargestellt.

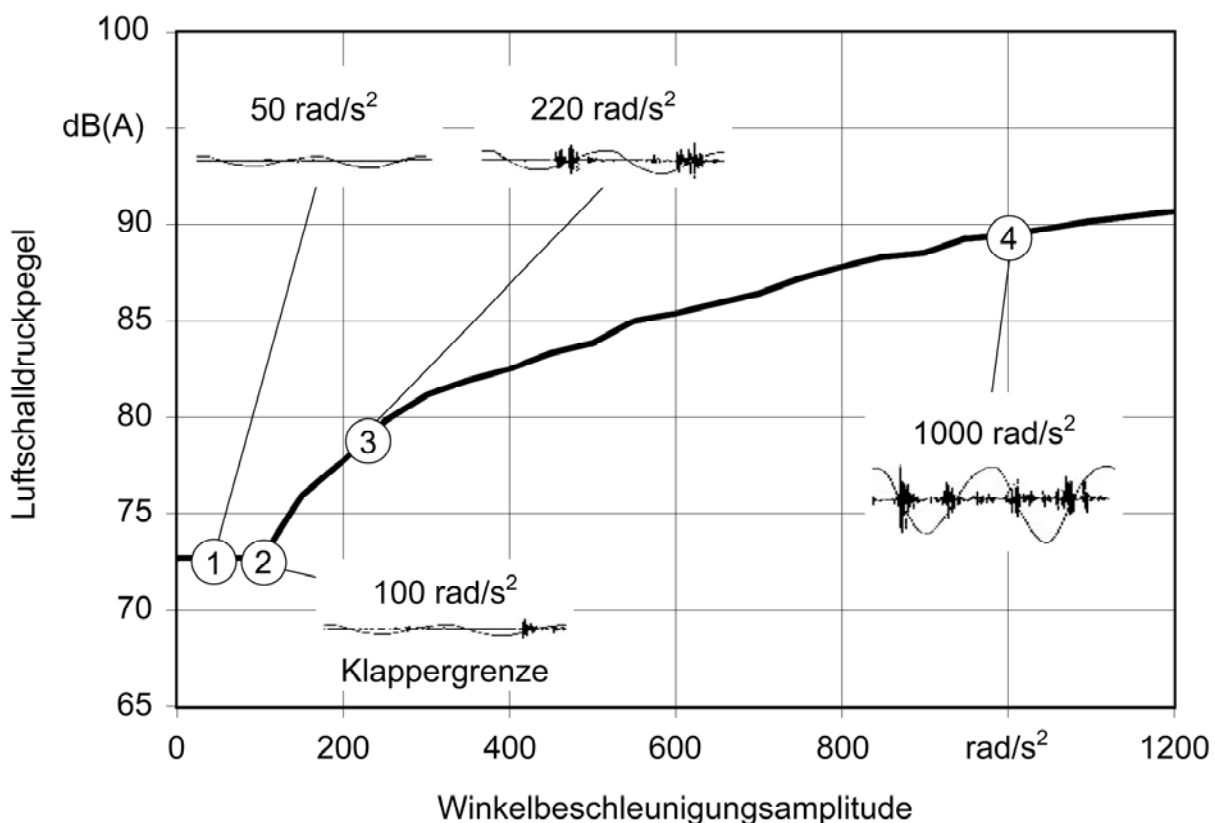


Abb. 2.3. Verlauf einer typischen Klapperkurve eines Handschaltgetriebes und Einteilung in charakteristische Bereiche [2, 4]

Die Klapperkurve nach Abb. 2.3 lässt sich in charakteristische Phasen einteilen. Phase ① beschreibt das Grundgeräusch, in dessen Verlauf infolge der zugerungen Winkelbeschleunigungsamplituden noch kein Klappern bzw. Rasseln auftritt und deshalb in erster Näherung als konstant angesehen werden kann. Dieses Grundgeräusch setzt sich aus den Laufgeräuschen der Verzahnungen wie auch den Wälzlager- und Planschgeräuschen sowie Prüfstandsgeräuschen zusammen. In Phase ② kommt es zu einem ersten Abheben der Loseile von ihren treibenden Zugflanken und Wiederanschlagen, in dessen Folge erste Stöße auftreten und hierdurch der Schallpegel ansteigt. Dieser Zustand wird als Klappergrenze bezeichnet. Möglich wird dieses Abheben, da das treibende Moment, welches auf das Loseile wirkt, größer als die bremsenden Schleppmomente wird. Mit zunehmender Anregungsamplitude steigt die Intensität der Stöße, da einzelne Loseile ihre individuelle Klappergrenze erreichen und ebenfalls Klapper- und Rasselgeräusche emittieren, Phase ③. Im weiteren Verlauf kommt es in Phase ④ zu Stößen an den Axialflanken und bei ausreichend hoher Anregung zu einem Aufschlagen der Loskomponenten an den Schubflanken.

In der Literatur gibt es zahlreiche Angaben über die für das Klappern und Rasseln relevanten Drehzahl- und Frequenzbereiche. Bei älteren Schriften wird als Obergrenze eine Antriebsdrehzahl von 2000 1/min angegeben, die bei aktuelleren Arbeiten bis in den Bereich von 2500 1/min ansteigt [7–11]. Oberhalb dieser Grenzdrehzahl verhindert das gestiegene Schleppmoment ein Abheben der klapper- und rasselgeräuschverursachenden Loseile. Zudem steigen die Abroll- und aerodynamischen Geräusche des Fahrzeugs, wodurch die Klapper- und Rasselgeräusche zunehmend überdeckt werden. Alle Schriften haben jedoch gemeinsam, dass als Untergrenze bereits die Leerlaufdrehzahl gilt.

Das Klapper- bzw. Rasselgeräusch stellt ein breitbandiges Geräusch dar, bei dem keine Frequenzen markant herausstechen. Deshalb ist eine Analyse des Geräuschs mittels Fast Fourier Transformation (FFT) an dieser Stelle ungeeignet [1, 12–13]. Der Frequenzbereich der Klapper- und Rasselgeräusche liegt je nach Getriebe zwischen 500–8000 Hz, obwohl die vom Verbrennungsmotor verursachte Anregungsfrequenz um mehr als eine Zehnerpotenz geringer ist [7, 14–19]. Infolge unterschiedlicher Verdrehflanken-, Axial- und Radialsplelle sowie unterschiedlicher Massen und Trägheitsmomente der einzelnen Loseile wird die periodische Anregungsfrequenz des Verbrennungsmotors in ein unperiodisches Klappern bzw. Rasseln ohne charakteristische Hauptfrequenzen gewandelt [20]. Dieses Geräusch kann bis zu 10 dB(A) niedriger sein als das Gesamtgeräusch des Kraftfahrzeugs, trotz allem

wird es in der Fahrgastzelle aufgrund der Charakteristik des Geräuschs als störend empfunden [21].

Klapperstellen von Bauteilen mit Evolventenverzahnung können je nach Lage im Schwingungssystem „Fahrzeuggetriebe“ in primäre und sekundäre Verzahnungsklapperstellen unterschieden werden. Bei einer primären Verzahnungsklapperstelle wird das Losrad von einem Festrad angetrieben, das eine direkte Anbindung an die Schwingungsquelle aufweist. Diese Festräder befinden sich bei einer Anregung durch den Verbrennungsmotor auf der Eingangswelle des Getriebes, s. Abb. 2.4.

Von einer sekundären Verzahnungsklapperstelle ist die Rede, wenn infolge einer LOSTEILKette ein Losrad von einem anderen Losrad angeregt wird. Dies ist beispielsweise bei Rückwärtsgangstufen der Fall. Ferner zählt die Vorgelegewelle eines koaxialen Handschaltgetriebes im Leerlaufbetrieb zur Gruppe der LOSTEILE, wodurch auf der Vorgelegewelle angeordnete Festräder ebenfalls sekundäre Verzahnungsklapperstellen hervorrufen.

STOCKMEIER führt in [5] zusätzlich den Begriff der tertiären Verzahnungsklapperstelle ein, bei der die Drehschwingungsanregung des Losrads über die schwingende Getriebewelle und eine Losradlagerung geschieht. Aufgrund der geringen Übertragungsfähigkeit von Drehschwingungen über den tribologischen Kontakt der Losradlagerungen können diese aufgrund der geringen Schallintensität und der logarithmischen Pegeladdition meist vernachlässigt werden.

Da für das Synchronringklappern keine zum Verzahnungsklappern vergleichbare Unterscheidung existiert, werden im Folgenden die Begriffe der primären und sekundären Synchronringklapperstelle eingeführt. Bei der primären Synchronringklapperstelle handelt es sich analog zur primären Verzahnungsklapperstelle um eine Anregung eines LOSTEILS durch ein Festteil. In diesem Fall schwingt der Synchronring innerhalb eines definierten Verdrehspiels in den Aussparungen des Synchronkörpers, der auf der schwingenden Getriebewelle verdrehfest montiert ist.

Eine sekundäre Synchronringklapperstelle tritt auf, wenn ein Synchronring durch den tribologischen Kontakt im Bereich des Synchronkegels vom dazugehörigen oszillierenden Losrad angeregt wird. In diesem Fall wird die Drehschwingung auf das Losrad übertragen – primäres oder sekundäres Verzahnungsklappern – und ein Oszillieren der Getriebewelle, auf der sich der Synchronring befindet, ist nicht zwingend nötig.

Abbildung 2.4 klassiert die unterschiedlichen Fälle der Verzahnungs- und Synchronringklapperstellen am Beispiel eines koaxialen Fünfgang-Handschaltgetriebes im Leerlaufbetrieb bei stehendem Fahrzeug. So besitzt das vorliegende Getriebe im Leerlauf eine primäre, vier sekundäre und zwei tertiäre Verzahnungsklapperstellen sowie zwei primäre und vier sekundäre Synchronringklapperstellen.

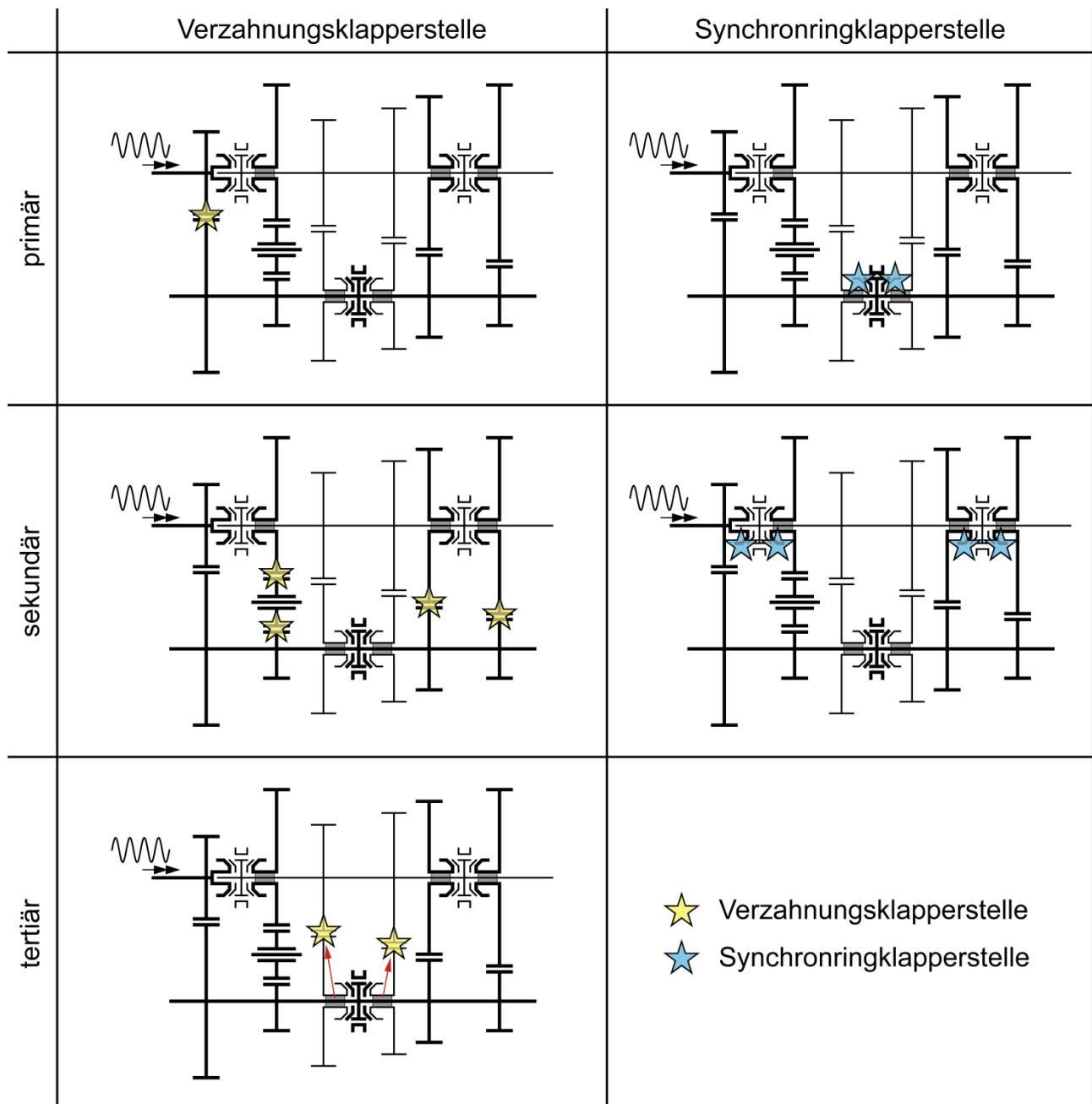


Abb. 2.4. Klassierung der auftretenden Verzahnungs- und Synchronringklapperstellen im Schwingungssystem „Fahrzeuggetriebe“ am Beispiel eines koaxialen Fünfgang-Handschaltgetriebes im Leerlaufbetrieb

2.1.2 Berechnung und Simulation von Klapper- und Rasselgeräuschen

Die mathematische Beschreibung von Torsionsschwingungen und Klapper- und Rasselgeräuschen ist Inhalt zahlreicher Veröffentlichungen. Die Druckschriften [7, 22–24] beschreiben Simulationsmodelle zur Berechnung der Torsionsschwingungen in Triebsträngen von Kraftfahrzeugen.

Für das Klappern und Rasseln existieren Ersatzmodelle auf Basis einer singulären Zahnradstufe. So beschreiben die Druckschriften [12, 25–29] ein Ersatzmodell für hochgradig nicht-lineare Schwingungen unter der Verwendung der drei Freiheitsgrade Verdrehflankenspiel s_v , Axialspiel s_a und Radialspiel s_r . Grundlage hierzu bildet das stochastische Auftreten teilelastischer Stöße. Am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart wurde ein Ersatzmodell, das sog. EKM – Einfachst-Klapper-Modell – entwickelt, welches die rotatorischen und translatorischen Freiheitsgrade Verdrehflanken- und Axialspiel berücksichtigt [2, 4, 30–36]. Das Radialspiel wird aufgrund der untergeordneten Rolle in diesem Modell nicht in Betracht gezogen. Die Zahnräder werden bei diesem Modell vereinfacht als starre Körper modelliert, wobei die elastischen Verformungen vernachlässigbar sind. In [37] werden die beiden Ersatzmodelle von KÜCÜKAY und WEIDNER kombiniert und in einem zweiten Schritt für mehrstufige Losradanordnungen erweitert.

Des Weiteren behandeln die Druckschriften [38–42] die numerische Analyse der Klapper- und Rasselgeräusche. In [43] wird zudem ein Simulationsmodell zur Berücksichtigung der Öldämpfungseffekte auf das Klappern und Rasseln vorgestellt. Außerdem behandelt [44] die Modellierung der Schallabstrahlung infolge des Rasselphänomens anhand eines koaxialen Fünfgang-Handschaftgetriebes.

2.1.3 Maßnahmen zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen

Zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche ist eine Vielzahl von Maßnahmen bekannt. Diese Maßnahmen können in externe und interne Maßnahmen unterschieden werden, wobei die externen Maßnahmen die Abstimmung sowie die Optimierung des Antriebsstrangs und Maßnahmen außerhalb des eigentlichen Getriebes, beispielsweise Karosseriedämmung oder die Getriebekapselung, behandeln. Interne Maßnahmen spiegeln Parameteroptimierungen und konstruktive Maßnahmen innerhalb des Fahrzeuggetriebes wider. In Abb. 2.5 sind Beispiele für diese Maßnahmen dargestellt.

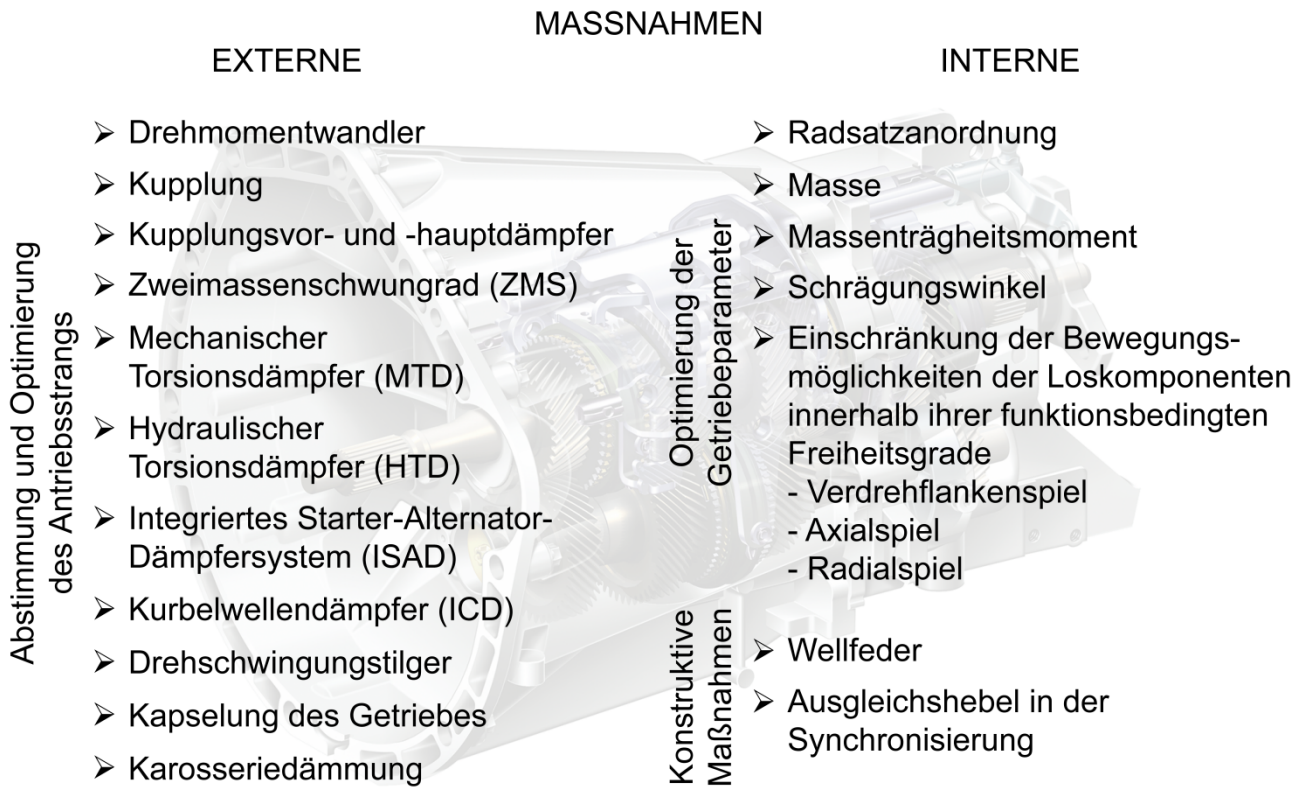


Abb. 2.5. Beispiele für interne und externe Maßnahmen zur Geräuschreduzierung bei Fahrzeuggetrieben

In der Literatur findet man zahlreiche Druckschriften, die sich mit Maßnahmen zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche wie auch der Drehschwingungsabkopplung im Antriebsstrang befassen [9, 45–54].

Die heute am häufigsten angewendete externe Maßnahme zur Abkopplung der Drehschwingungen stellt das Zweimassenschwungrad (ZMS) dar, bei dem das konventionelle Schwungrad in zwei separate Schwungmassen aufgeteilt ist, die mittels Feder/Dämpferelementen oder Zahnrädern gekoppelt sind. In [10, 50, 55–67] sind der Aufbau und die Funktionsweise dieser Maßnahme beschrieben.

Weitere externe Maßnahmen stellen das Integrierte Starter-Alternator-Dämpfersystem (ISAD), der Hydraulische Torsionsdämpfer (HTD) und der Interne Kurbelwellendämpfer (ICD) dar. Das ISAD-System basiert auf dem Prinzip der elektromagnetischen Dämpfung. Hier werden die Drehungleichförmigkeiten durch gezielte Momentenpulse auf die Kurbelwelle geglättet [68]. Beim HTD beruht die Reduzierung der Drehschwingungen auf dem Prinzip der hydraulischen Dämpfung. Die Primärmasse des Systems beinhaltet ein zentrales Pumpenrad, das im Eingriff mit den Planetenrädern der Sekundärmasse steht und in Verbindung mit Öl Dämpfung erzeugt [11, 52]. Beim ICD wird in die Kurbelwelle ein

zusätzliches Dämpfungssystem eingebaut, um die Torsionsschwingungen, die aufgrund der zyklischen Verbrennung entstehen, zu reduzieren [69].

Vergleiche der externen Maßnahmen werden in vielen Druckschriften vorgenommen. Stellvertretend hierfür sollen die Schriften [18–19, 70–73] genannt sein.

Interne Maßnahmen und hier im Speziellen die Optimierung der Getriebeparameter sind in zahlreichen Veröffentlichungen beschrieben. Hier sind die Quellen [2, 4–5, 31–33, 74] zu nennen. Im Speziellen stellt DOĞAN in [4, 34] einen Konstruktionskatalog vor, der sich mit internen Maßnahmen beschäftigt.

Beispielhaft für die Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche durch die konstruktive Einbringung zusätzlicher Elemente stellen die Wellfeder wie auch die Beruhigung der Synchronringe mittels Ausgleichshebel dar. Die Einbringung von Wellfedern in Synchronpakete wird in [15] theoretisch beschrieben und die Wirkungsweise durch Messungen verifiziert. Hierbei wird durch die axiale Vorspannung der Wellfeder der Synchronring gebremst. Die Ausgleichshebel zur Beruhigung der Synchronringe sind in der Patentschrift [75] beschrieben und werden in einem Handschaltgetriebe der Daimler AG erfolgreich eingesetzt. Bei dieser Maßnahme greifen Hebel in gegenüber angeordnete Synchronringe ein und hindern den gepaarten Synchronring, eine oszillierende Drehbewegung auszuführen.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Entkopplung des Konstantenritzels dar [5, 35–36, 76–77]. Hierbei wird das Konstantenritzel im Direktgang und im Leerlauf schaltbar von der Eingangswelle entkoppelt, um keine Anregung auf die zwangsweise angetriebene und lastlose Vorgelegewelle zu übertragen. Hierfür wurde ein koaxiales Handschaltgetriebe modifiziert und die Wirkungsweise am IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand verifiziert.

2.2 Drehschwingungsverhalten moderner Verbrennungsmotoren

Zur realitätsnahen Erprobung des KURF-Getriebes auf dem institutseigenen Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand wurde eine Marktanalyse der auftretenden Drehschwingungen aktueller Vier- und Sechszylinder-Otto- und -Dieselmotoren in unterschiedlichen Ausführungen durchgeführt. Je nach Ausführung sind diese Motoren mit Saugrohr- bzw. Direkteinspritzung ausgestattet und besitzen in einigen Fällen eine Aufladung. Alle Motoren besitzen einen spezifischen Hubraum von ca. 500 ccm/Zylinder.

In Abb. 2.6a ist der grundsätzliche Verlauf der Drehungleichförmigkeit über der Kurbelwellendrehzahl dargestellt, der aus der ungleichmäßigen Verbrennung der Hubkolbenmaschine und der überlagerten ungleichmäßigen Beschleunigung der Massen des Kurbeltriebs resultiert.

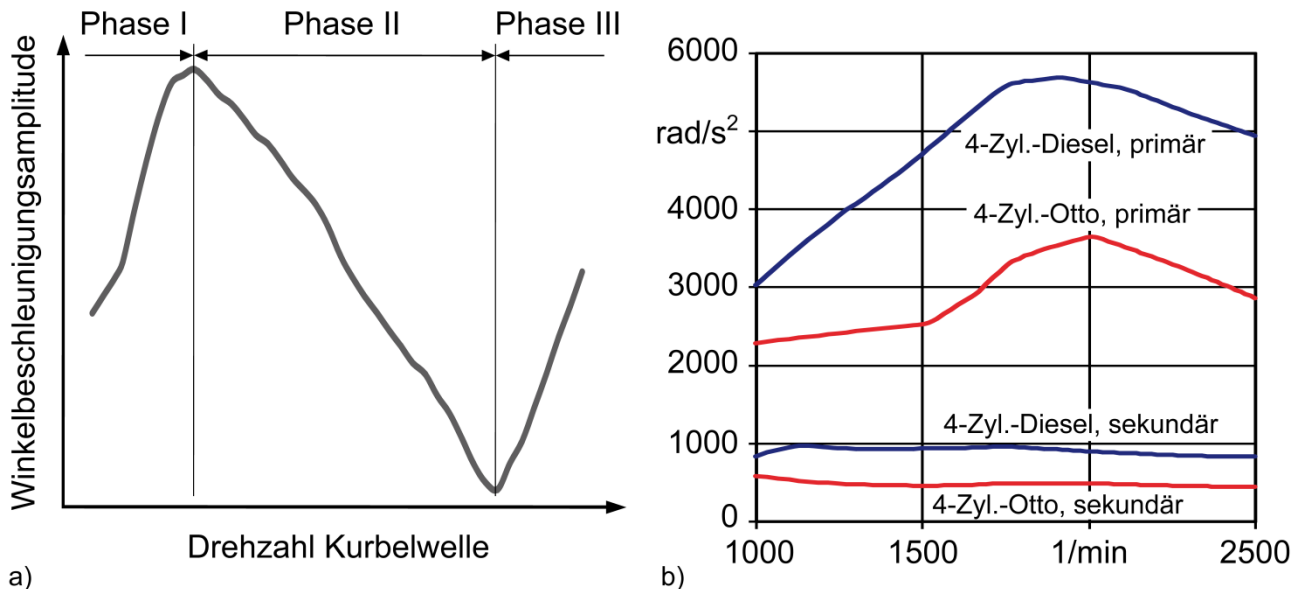


Abb. 2.6. *a* Grundsätzlicher Verlauf der Winkelbeschleunigung der Motorhauptordnung eines Verbrennungsmotors in Abhängigkeit der Kurbelwellendrehzahl; *b* Vergleich realer Drehungleichförmigkeitsverläufe der Motorhauptordnung an der Kurbelwelle (primär) und am Getriebeeingang (sekundär) bei Volllast

Dieser Verlauf kann in drei Phasen eingeteilt werden [8, 11,78]:

- *Phase I:* Zu Beginn des Drehzahlbandes einer Hubkolbenmaschine überwiegt der Anteil der ungleichmäßigen Verbrennung, mit steigender Drehzahl steigt die Drehungleichförmigkeit an.
- *Phase II:* Infolge der Phasenverschiebung zwischen der ungleichförmigen Verbrennung und der Massenbeschleunigungen gleichen sich die verschiedenen Anregungen mit zunehmender Drehzahl aus und erreichen ein Minimum, welches sich in Abhängigkeit der Motorlast verschiebt.
- *Phase III:* Die quadratisch mit der Drehzahl ansteigenden Massenkräfte bestimmen hauptsächlich den Verlauf der Drehungleichförmigkeit.

Stellvertretend für die Vielzahl von Verbrennungs- und Gemischbildungsverfahren sowie Zylinderzahlen und -anordnungen wird in Abb. 2.6b der Drehungleichförmigkeitsverlauf eines Vierzylinder-Dieselmotors mit Direkteinspritzung und Turboaufladung einem Vier-

zylinder-Ottomotor mit Saugrohreinspritzung und Turboaufladung im für das Klappern und Rasseln relevanten Drehzahlbereich bis 2500 1/min gegenübergestellt. Der Übergang von Phase I nach Phase II in Form von lokalen Maxima ist bei beiden Motoren gut erkennbar.

Die Begriffe primär und sekundär betrachten hierbei die Messstellen im Antriebsstrang, wobei die primäre Stelle den Kurbelwellenflansch, und somit die Schwungscheibe repräsentiert. Die sekundäre Seite stellt die gedämpfte Seite des Einmassen- oder Zweimassenschwungrads dar und repräsentiert somit den Getriebeeingang. Da die beiden hier vorgestellten Vierzylinder-Motoren zeitgleich den worst case der erreichbaren Drehungleichförmigkeitsamplituden darstellen, kann festgehalten werden, dass das KURF-Getriebe im Fall der hier verwendeten Zweimassenschwungräder auf der Sekundärseite im Bereich bis 500 rad/s^2 bei Otto- und bis 1000 rad/s^2 bei Dieselmotoren klapper- und rasselgeräuschfrei sein müssen.

In Abb. 2.7 ist eine Zusammenstellung der im relevanten Drehzahlbereich maximal erreichbaren Winkelbeschleunigungsamplituden verschiedener Motorkonfigurationen abgebildet. Hierbei stellen alle Maximalwerte das lokale Maximum im Übergang von Phase I nach Phase II dar, das je nach Konfiguration bei einer anderen Kurbelwelldrehzahl auftritt.

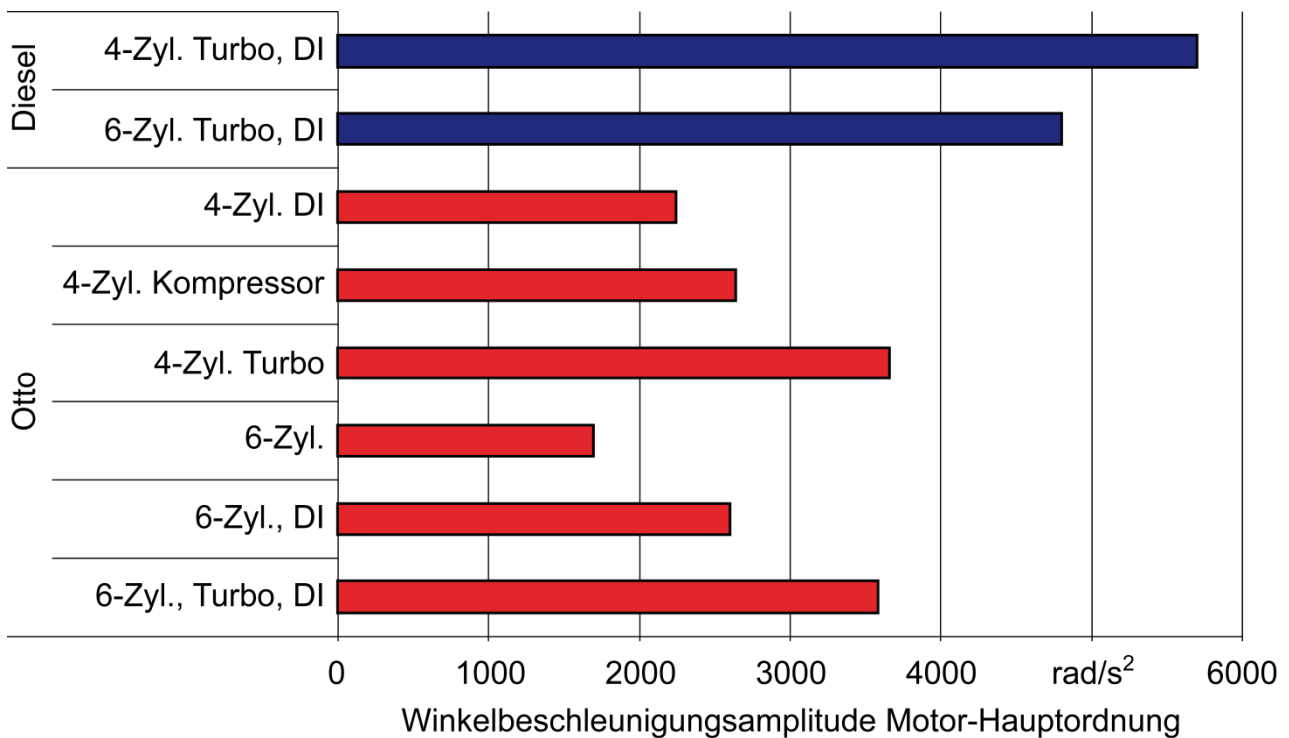


Abb. 2.7. Maximal auftretende Winkelbeschleunigungsamplituden an der Kurbelwelle im Drehzahlbereich bis 2500 1/min in Abhängigkeit des Motorkonzepts. Spezifischer Hubraum ca. 500 ccm/Zylinder. DI...Direkteinspritzung

Der höhere Zylinderdruck beim selbstzündenden Turbodieselmotor im Vergleich zum Ottomotor ist dafür verantwortlich, dass die auftretenden Drehungleichförmigkeiten bei Dieselmotoren grundsätzlich über denen der Ottomotoren liegen. Ebenfalls sind die negativen Einflüsse der Direkteinspritzung und der Aufladung im Vergleich zu einer Saugrohreinspritzung zu erkennen.

2.3 Wirkungsgradbetrachtung und Schleppmomente

Zunächst werden in diesem Abschnitt die Grundlagen zu den Messverfahren zur Wirkungsgradbestimmung vorgestellt. Im Anschluss werden die lastabhängigen und -unabhängigen Anteile der Verlustleistung aufgezeigt, bevor auf die Ergebnisse der Literaturrecherche eingegangen wird.

2.3.1 Messverfahren zur Wirkungsgradbestimmung bei Fahrzeuggetrieben

Grundsätzlich wird bei der Wirkungsgradbestimmung zwischen der Verlustleistungsmessung und der Leistungsdifferenzmessung unterschieden. Bei der Verlustleistungsmessung wird die Verlustleistung P_V und die Antriebsleistung P_{An} messtechnisch ermittelt und der Wirkungsgrad η nach folgender Gleichung berechnet:

$$\eta = 1 - P_V/P_{An} \quad (2.4)$$

Der maximale Messfehler dieses Verfahrens relativ zum Wirkungsgrad ist abhängig von der Messgenauigkeit der Messgeräte wie vom Wirkungsgrad selbst. Die Verlustleistungsmessung kann mittels Verspannungsprüfstand, Kalorimetrie oder mit einer pendelnden Getriebeaufhängung durchgeführt werden [79–81].

Bei der Leistungsdifferenzmessung wird hingegen die Antriebsleistung P_{An} und Abtriebsleistung P_{Ab} messtechnisch erfasst und direkt miteinander in Relation gesetzt und auf diesem Wege der Wirkungsgrad bestimmt:

$$\eta = P_{Ab}/P_{An} \quad (2.5)$$

Bei diesem Messverfahren ist die maximale Messgenauigkeit nur von der Messgenauigkeit der Messgeräte abhängig und somit konstant. Als Messverfahren kommen hier Dreh-

momentmesswellen oder die Drehmomentmessung mit Pendelmaschinen zum Einsatz [79–81].

In der Praxis werden zur Wirkungsgradmessung an Fahrzeuggetrieben vorrangig Drehmomentmesswellen bzw. -flansche eingesetzt. Weiterhin kommt die Drehmomentbestimmung aus der elektrischen Leistung und der Drehzahl oder auch die Messung des Reaktionsmoments mittels pendelnd aufgehängter Bremse zur Anwendung [82].

2.3.2 Wirkungsgradverluste und Schleppmomente bei Fahrzeuggetrieben

Die Gesamtverlustleistung eines Fahrzeuggetriebes setzt sich aus folgenden lastabhängigen und lastunabhängigen Komponenten zusammen [83–84]:

$$P_V = P_{VZ} + P_{VZ0} + P_{VL} + P_{VL0} + P_{VD} + P_{VX} . \quad (2.6)$$

Die Komponenten sind im Einzelnen:

- P_{VZ} Zahnreibungsverluste aus der Kraftübertragung bei Gleit- und Wälzbewegungen der Zahnflanken, Hauptanteil der Gesamt-Verlustleistung bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten
- P_{VZ0} Leerlastverluste bei Zahnrädern: bei Tauchschmierung überwiegend Planschverluste, Quetschverluste durch Verdrängung des Öls aus den Zahnlücken oder Leistungsverluste durch Beschleunigung und Umlenkung von eingespritztem Öl
- P_{VL} Lagerverlustleistung unter Last
- P_{VL0} Lager-Leerlaufverluste
- P_{VD} Reibungsverlustleistung von Dichtungen
- P_{VX} sonstige Verlustleistung, beispielsweise Synchronisierungen

Die lastabhängigen Verzahnungsverluste sind der zahlenmäßig größte Anteil der lastabhängigen Verluste. Zahnreibungsverluste erfahren mit steigender Belastung etwa eine proportionale Zunahme. Allerdings steigen die anderen Verlustanteile mit der Umfangsgeschwindigkeit mehr als die Zahnreibungsverluste. Daher treten diese bei großer Umfangsgeschwindigkeit in den Hintergrund. Die lastabhängigen Lagerverluste zeigen ein lineares Verhalten zum Lastmoment, sind aber nur etwa halb so groß wie die Verzahnungsverluste.

Die lastunabhängigen Dichtungsverluste sind abhängig von der Drehzahl der abzudichtenden Welle, ebenso von der radialen Vorspannkraft der Dichtlippe, der Rundlaufgenauigkeit, der Oberflächengüte der Gegenlauffläche und der Viskosität des Getriebeschmierstoffs. Maximale Reibverluste treten bei Höchstdrehzahl auf. Planschverluste sind ebenfalls lastunabhängig, jedoch stark drehzahlabhängig. Planschverluste stellen meist den größten Verlustanteil im Pkw-Getriebe. Infolge der schnell drehenden Verzahnungen sinkt der Ölpegel im Getriebe, dadurch wird die Eintauchtiefe der Zahnräder geringer und die mechanische Energie wird teilweise in Bewegungsenergie der abspritzenden Öltröpfchen sowie in Wärme umgewandelt. Die Planschverluste sind auch von der Temperatur und der Viskosität des Öls abhängig.

Der Wirkungsgrad von Fahrzeuggetrieben hängt vom übertragenen Drehmoment und der Antriebsdrehzahl ab und steigt mit zunehmendem Antriebsdrehmoment an. Bei geringer Belastung sind die Leerlaufverluste entscheidend, mit zunehmender Last nähert sich der Wirkungsgrad einem quasi-konstanten Wert an. Das größte Potential zur Wirkungsgradsteigerung liegt laut [83] im Teillastbereich, da in diesem Betriebszustand die Leerlaufverluste überwiegen.

HÖHN liefert in [85] eine Aufschlüsselung der Leistungsverluste in einem Standardtriebstrang eines Pkw. So liegen hiernach die Verluste bei ca. 10 % der Schwungscheibenleistung, wobei das Schaltgetriebe einen Anteil von 3,5 % an den Triebstrangverlusten aufweist, das Differential 4,5 % und die Antriebswellen tragen mit 2 % an den Verlusten bei. Diese Verluste des Schaltgetriebes können nach ihren Verursachern aufgeteilt werden in:

- Planschverluste (1,5 %),
- Verzahnungsverluste (1 %),
- Lagerverluste (0,5 %),
- Dichtungsverluste (0,5 %).

In der Literatur wird zur Steigerung des Wirkungsgrads bei Fahrzeuggetrieben vor allem der Einfluss des Schmieröls auf die Verlustleistung betrachtet. So behandeln die Druckschriften [83, 86–92] den Einfluss sogenannter Leichtlauf- bzw. Fuel economy-Öle im Hinblick auf Verlustleistungs- und Kraftstoffverbrauchsreduzierung. In [93] wird zusätzlich der Einfluss von VI (Viskositäts-Index)-Verbesserern auf den mechanischen Wirkungsgrad wie auch die Betriebstemperatur aufgezeigt.

Im Bereich der Verzahnungsoptimierung wird in [84] ein Getriebe mit reduzierter Verlustleistung vorgestellt. In [94] werden die Synchronisierungs-Schleppverluste von Konus-Synchronisierungen untersucht. Ein weiterer Ansatz bietet die Entkopplung der Vorgelege- welle bei coaxialen Fahrzeuggetrieben wie auch die Entkopplung von Festrädern, sofern sie nicht am Leistungsfluss teilnehmen. Dieser Ansatz wird in den Druckschriften [5, 36, 76, 95] präsentiert.

Neben den praktischen Untersuchungen zur Wirkungsgradverbesserung werden in zunehmendem Maße auch numerische Wirkungsgradanalysen angestellt. Beispielhaft sollen hierfür die Druckschriften [96–98] genannt werden, in denen Wirkungsgradmodelle von Fahrzeuggetrieben vorgestellt werden.

3 Klapper- und rasselgeräuschfreie (KURF-) Fahrzeuggetriebe

Das Ziel bisheriger Forschungsvorhaben lag in der Reduzierung der komfortmindernden Klapper- und Rasselgeräusche bei bereits bestehenden Fahrzeuggetrieben mit Stirnradverzahnung. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es nun, ein Fahrzeuggetriebe zu entwickeln, welches aufgrund seines neuartigen Aufbaus a priori keine Klapper- und Rasselgeräusche emittiert.

Dieses Kapitel beschreibt die Grundlagen des klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebes (KURF-Getriebe) und stellt die Optimierungsstufen der Machbarkeitsstudie vor. Im Anschluss folgen der Aufbau und die Konstruktion des realisierten Prototyps. Abgeschlossen wird das Kapitel mit der Nachbildung von Serienradsätzen.

3.1 Grundlagen des KURF-Prinzips

Klapper- und Rasselgeräusche stellen bei Kraftfahrzeugen mit Stufengetrieben, insbesondere Handschalt-, automatisierten Schalt- und Doppelkupplungsgetrieben, ein Komfortproblem dar. Wurden diese Geräusche in der Vergangenheit meist vom Verbrennungsmotor verdeckt, so treten diese infolge der Optimierungsmaßnahmen im Bereich der Motor- und der Aeroakustik nun stärker in den Vordergrund. Zudem erhöht sich der Grad der Drehungleichförmigkeit von Verbrennungsmotoren aufgrund des vermehrten Einsatzes von Aufladung – Turbolader bzw. Schraubenkompressoren – und Direkteinspritzung. Die Grundlagen hierzu wurden bereits in Abschn. 2.1 und 2.2 behandelt.

Allen bisher bekannten Verbesserungsmaßnahmen ist gemein, dass diese eine Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche bei bestehenden Getrieben und nicht deren Verhinderung bereits in der Konzeptphase zum Ziel haben. Aus diesem Grund wurde am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart eine Radsatzanordnung entwickelt, die auf der Entkopplung aller nicht im Leistungsfluss stehenden Zahnräder von deren Wellen, d.h. von Festrädern, basiert. Dadurch entstehen beidseitig koppelbare Losrad-/Losrad-Paarungen, die im entkoppelten Zustand die vom Verbrennungsmotor in das Getriebe eingeleiteten Drehungleichförmigkeiten nicht mehr übertragen können. Diese Festrudentkopplung ist Bestandteil des institutseigenen Patents DE 199 38 934 [95].

Abbildung 3.1 zeigt die Unterschiede zwischen einem Serienradsatz eines koaxialen Fünfgang-Handschaltgetriebes und einem als Fünfgang-Getriebe realisierten KURF-Radsatz für Standardantrieb. Je nach Schaltzustand besitzt der Serienradsatz vier bis sieben Verzahnungsklapperstellen (in Abb. 3.1 mit einem gelben Stern gekennzeichnet). Diese Klapperstellen entstehen durch die Festrad-/Losrad-Paarung der einzelnen Gangstufen und deren Potential, die Drehschwingungen bei nicht geschalteter Gangstufe vom Fest- auf das Losrad zu übertragen. Hingegen weist das KURF-Getriebe keine Verzahnungsklapperstellen auf, da sowohl im Leerlauf als auch bei geschaltetem Gang die lastlosen Gangstufen keine Drehschwingungen infolge der Festradentkopplung übertragen können.

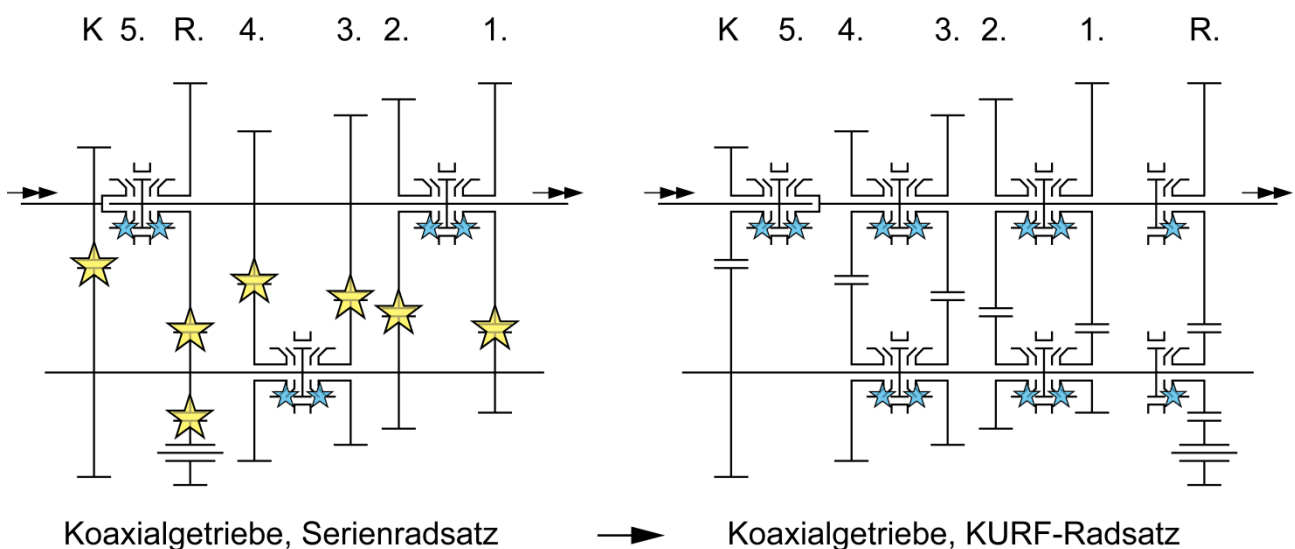


Abb. 3.1. Vergleich Serienradsatz–KURF-Radsatz mit Angabe möglicher Verzahnungsklapperstellen (gelb) und Synchronringklapperstellen (blau)

Die Entkopplung des Konstantenrads auf der Vorgelegewelle entfällt beim KURF-Getriebe, da im Leerlauf und Direktgang die Vorgelegewelle mithilfe des als schaltbaren Losrads realisierten Konstantenritzels auf der Getriebeeingangswelle entkoppelt wird. Würde hingegen die Vorgelegewelle durch ein schaltbares Konstantenrad in Verbindung mit einem fest auf der Getriebeeingangswelle angeordneten Ritzel entkoppelt, so würde wiederum eine Verzahnungsklapperstelle im Leerlauf und Direktgang entstehen. Ebenso bleibt das Zwischenwellenrad des Rückwärtsgangs unverändert, da die Drehschwingungsabkopplung sowohl durch das entkoppelbare Rückwärtsgangritzel der Vorgelegewelle, als auch durch das entkoppelbare Rückwärtsgangrad der Hauptwelle vorgenommen wird.

Neben den Losrädern eines Getriebes können auch weitere Losteile zu Klapper- und Rasselgeräuschen angeregt werden. Dies sind im Speziellen die Synchronringe und Schiebemuffen der Schalteinrichtung, wobei die Schiebemuffen eine untergeordnete Rolle spielen. Je nach Art der Synchronisierung ist das Synchronringklappern bzw. -rasseln mehr oder weniger wahrnehmbar. Im Vergleich zum Klapper- und Rasselgeräusch der Verzahnung ist dieses Geräusch hochfrequenter und besitzt eine geringere Intensität als das Verzahnungsgeräusch. Das Optimierungspotential der Synchronisierungen wurde bereits in Abschn. 2.1 vorgestellt.

Vergleicht man die in Abb. 3.1 dargestellten Radsätze, so zeigt sich beim KURF-Radsatz eine doppelte Anzahl von Synchronringklapperstellen – zwölf mögliche Stellen – wie beim Serienradsatz. Diese Klapperstellen der in der vorliegenden Arbeit verwendeten Innenkonus-Sperrsynchronisierung entstehen, weil die Synchronringe mit einem definierten funktionsbedingten Verdrehspiel innerhalb von Aussparungen der wellenfesten Synchronkörper gelagert werden und darin schwingen können. Dieser Einfluss soll gezielt durch Ausbauprobieren untersucht werden.

Ein weiterer Vorteil bringt die KURF-Anordnung im Bezug auf das Schleppmoment und daraus resultierend auf den Wirkungsgrad. Durch die Entkopplung aller nicht im Leistungsfluss stehender Zahnräder verringert sich das Planschmoment aller in den Ölsumpf eintauchenden Komponenten, im Speziellen der Verzahnungen. Bei sinkenden Öltemperaturen steigt das Schleppmoment der Serienanordnungen mit Festrad-/Losrad-Paarungen stark an, da die auf der Vorgelegewelle angeordneten Festräder im hochviskosen Öl planschen und durch die eintauchenden Verzahnungen ein Bremsmoment auf die Vorgelegewelle induziert wird.

Durch den Entfall der Zwangskopplung der nicht am Leistungsfluss beteiligten Verzahnungen werden weiterhin die lastlosen Zahnräder nicht mit voller Wellendrehzahl drehen, sondern es wird sich ein Gleichgewichtszustand zwischen den bremsenden Planschmomenten der einzelnen Vorgelegewellenräder und den jeweils treibenden Loslagerreib- und Synchronisierungsschleppmomenten einstellen. Infolge der verringerten Drehzahl der lastlosen Zahnradpaare sinken sowohl das Quetschmoment, welches durch die Verdrängung des Öls aus dem Verzahnungseingriff entsteht, wie auch die Ventilationsverluste, die mit zunehmender Drehzahl ebenfalls ansteigen. Jedoch werden bei einer steigenden Differenzdrehzahl zwischen den treibenden Wellen und den lastlosen Verzahnungen das Lagerreibmoment und

das Synchronisierungsschleppmoment ebenfalls ansteigen. Daraus lässt sich als Ziel definieren, dass die Reduzierung der Plansch-, Quetsch- und Ventilationsverluste in Summe größer sein muss, als das bauartbedingt zusätzlich induzierte Loslagerreibmoment und im Fall der synchronisierten Getriebe das Synchronringschleppmoment.

Betrachtet man die Synchronisiervorgänge eines solchen KURF-Getriebes, so stellt man fest, dass durch die Festridentkopplung das auf die Eingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment abnimmt. Dadurch kann bei der Verwendung der bisherigen Synchronisierungen die Synchronzeit reduziert werden. Wird die Synchronisierung neu ausgelegt, so kann die Reibfläche der einzelnen Synchronisierungen angepasst werden.

Des Weiteren wirkt sich die Reduzierung des auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoments positiv auf die Klapper- und Rasselgeräusche aus, wie bereits in [2, 4–5, 31–33] dargestellt.

3.2 Machbarkeitsstudie

Nachfolgend wird die Machbarkeitsstudie für das klapper- und rasselgeräuschfreie Fahrzeuggetriebe vorgestellt. Hierbei wurden nach [50] folgende Randbedingungen festgelegt:

1. Bauform: Koaxiales Schaltgetriebe
2. Bauart: Synchronisiertes Fünfgang-Handschaftgetriebe mit Stirnradverzahnung

Zur eindeutigen Bestimmung der unterschiedlichen Radsätze wird für diese Arbeit die folgende Nomenklatur festgelegt, s. Tabelle 3.1.

Tabelle 3.1. Nomenklatur der in der Arbeit verwendeten Radsatzanordnungen

Radsatz	Beschreibung
KURF	Radsatz des klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebes nach dem Prinzip der vollständigen Festridentkopplung
LR3/4	Radsatz, bei dem die Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle angeordnet sind
Inline	Radsatz, bei dem alle Losräder auf der Hauptwelle angeordnet sind [50]

Im Folgenden repräsentiert die Anordnung der Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle den koaxialen Radsatz eines Pkw-Getriebes mit Standardantrieb. Die Inline-Anordnung, d.h. die Anordnung aller Losräder auf der Hauptwelle, wird heute fast ausschließlich für das Hauptgetriebe bei Nkw-Getrieben eingesetzt.

Abbildung 3.2 zeigt das schrittweise Vorgehen bei der Lösungsfindung ausgehend von in der Serie vorkommenden Radsatzanordnungen über Optimierungsstufen hin zum klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebe nach dem Prinzip der vollständigen Festradentkopplung.

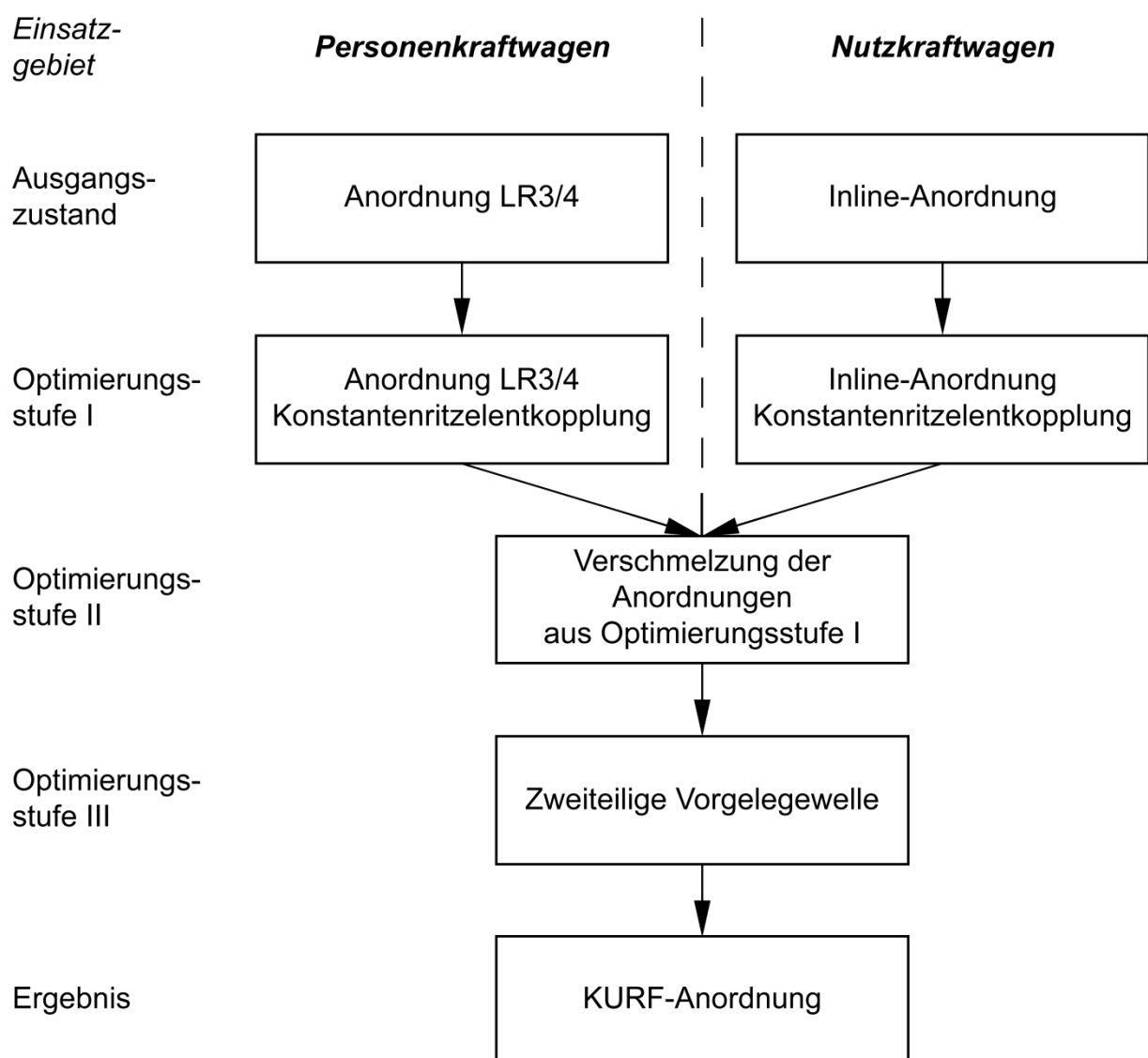


Abb. 3.2. Ablaufgraph der Machbarkeitsstudie zur Lösungsfindung

Je nach Anwendungsfall ist neben der Verwendung einer Sperrsynchonisierung als Schalteinrichtung auch eine Klauenkupplung denkbar. In diesem Fall muss die Drehzahl-

angleichung beim Hochschaltvorgang durch eine Getriebebremse (in der Regel eine Vorgelegewellenbremse) vorgenommen werden. Der Drehzahlgleich beim Herunterschalten wird durch „Zwischengas“ realisiert, welches bei aktuellen Nkw-Getrieben von der Motor- und Getriebeelektronik gesteuert wird [50, 99]. In diesem Fall entstehen keine Synchronringklapperstellen.

3.2.1 Ausgangszustand: Gebräuchliche Serienradsätze

Als Ausgangszustand der Machbarkeitsstudie werden die zwei gebräuchlichen Radsatzanordnungen für koaxiale Handschaltgetriebe in Direktgangausführung untersucht.

Bei Pkw findet überwiegend die in Abb. 3.3 dargestellte Radsatzanordnung Anwendung. Bei diesem Radsatz befinden sich die Losräder der Gangstufen 1, 2 und des Rückwärtsgangs auf der Hauptwelle. Die Losräder des 3. und 4. Gangs hingegen sind auf der Vorgelegewelle angeordnet, um die Synchronarbeit beim Schaltvorgang zu reduzieren, da die Drehzahlen dieser Losräder nicht mehr an die Hauptwellendrehzahl angeglichen werden müssen. Zudem stellen diese beiden Gangstufen im Leerlauf keine Verzahnungsklapperstellen dar.

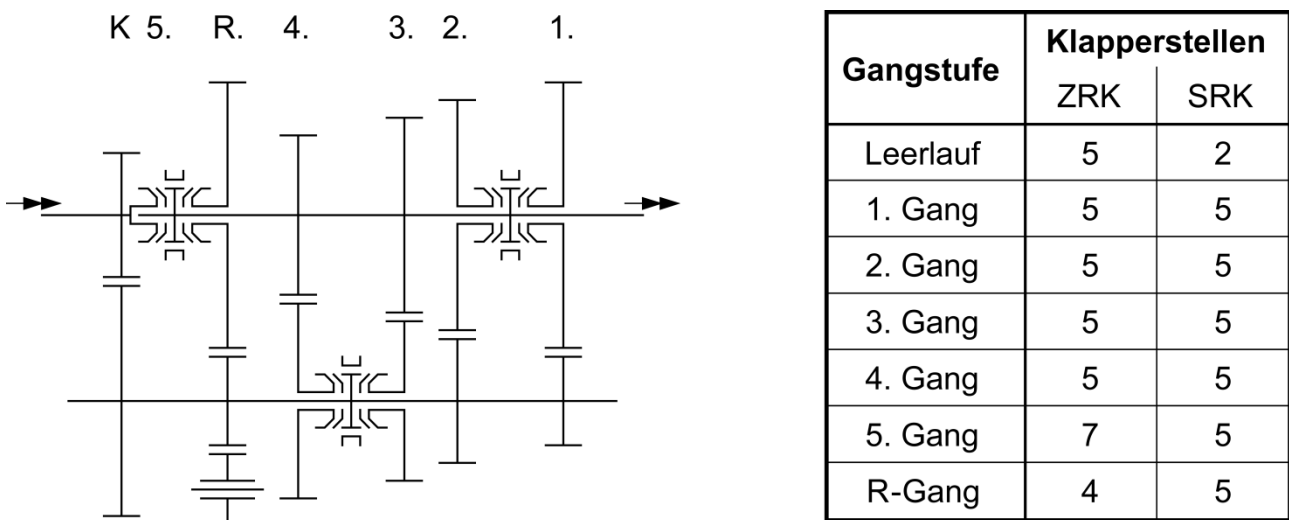


Abb. 3.3. Serienradsatz eines Fünfgang-Handschaltgetriebes mit Anordnung der Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle, Angabe der Verzahnung (ZRK)- und Synchronring (SRK)-Klapperstellen

Bei Nkw und älteren Pkw findet die in Abb. 3.4 gezeigte Inline-Anordnung Anwendung. Charakteristisch für diesen Radsatztyp ist die Anordnung aller Losräder auf der Hauptwelle. Bei Getrieben für leichte Nkw ist das Radsatzschema komplett übernehmbar, bei Getrieben

für mittlere und schwere Nkw wird das Hauptgetriebe in Inline-Anordnung je nach Anwendungsfall durch eine Vorschalt- und/oder Nachschaltgruppe ergänzt.

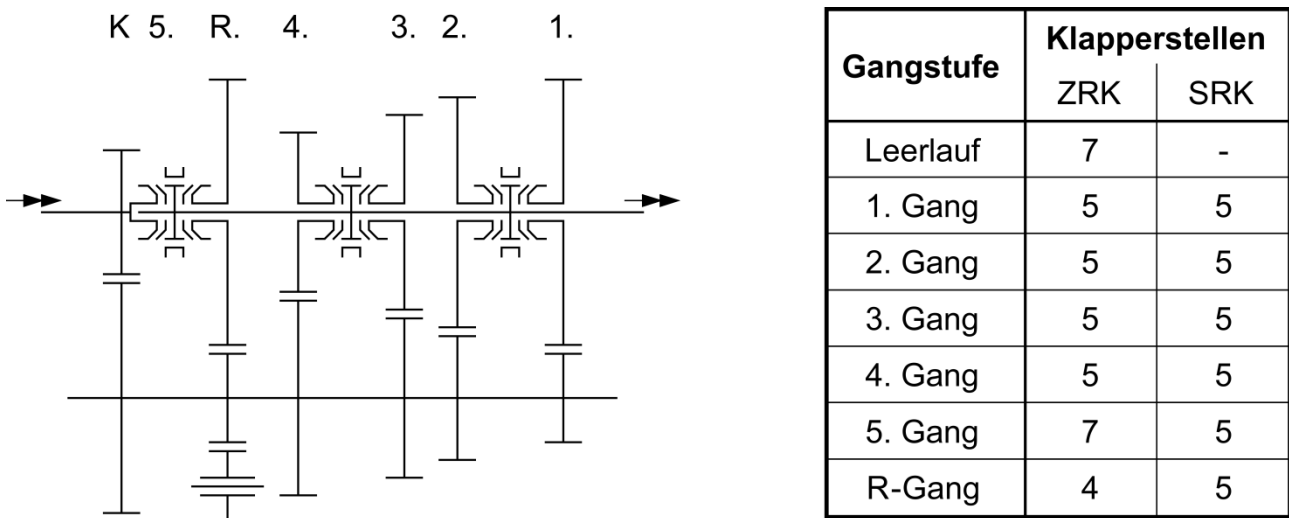


Abb. 3.4. Serienradsatz eines Fünfgang-Handschatgetriebes mit Inline-Anordnung, Angabe der Verzahnung (ZRK)- und Synchronring (SRK)-Klapperstellen

Betrachtet man den Leerlauf dieser Serienradsätze, so stellt man eine Reduzierung der Verzahnungsklapperstellen – fünf Klapperstellen – bei der in Abb. 3.3 dargestellten Anordnung im Gegensatz zur Inline-Anordnung – sieben Klapperstellen – fest. Bei den geschalteten Gangstufen ist die Anzahl der Verzahnungsklapperstellen identisch.

Bei der Analyse der Synchronringklapperstellen müssen zwei Fälle unterschieden werden. Neben dem Fall der direkten Anregung des Synchronrings durch den Synchronkörper, der auf einer oszillierenden Welle sitzt, ist auch die Anregung des Synchronrings über das zugehörige Losrad denkbar, wenn es zum direkten Kontakt zwischen der Synchronring-Reibfläche mit dem Gegenkonus kommt. In den jeweiligen Tabellen wird die Anzahl der möglichen Anregungskontakte der Reibkonen jedoch nicht betrachtet.

Da im Leerlauf bei coaxialen Serienradsätzen mit Antriebskonstante die Vorgelegewelle mitdreht und somit die Drehschwingungen des Motors über die Eingangswelle und die Konstantstufe auf die Vorgelegewelle übertragen werden, entstehen bauartbedingt bei der Anordnung der Losräder auf der Vorgelegewelle Synchronringklapperstellen. Im Fall des in Abb. 3.3 dargestellten Radsatzes sind dies zwei direkte Klapperstellen. Zudem ist nach dem zweiten Fall des Synchronringklapperns bei beiden Anordnungen eine Schwingungsübertragung auf die lastlosen Synchronringe des Direktgangs infolge eines reibungsinduzierten Mitnahmeeffekts des Gegenkonus auf der Getriebeeingangswelle möglich.

3.2.2 Optimierungsstufe I: Konstantenritzelentkopplung

Eine erste Optimierung des Verzahnungsklapperns kann durch die Entkopplung des Konstantenritzels von der Eingangswelle erreicht werden. Hierbei können die Drehschwingungen nicht mehr über die Verzahnung der Konstantstufe auf die Vorgelegewelle übertragen werden. Diese Konstantenritzelentkopplung wurde auf die in Abb. 3.3 und 3.4 gezeigten Radsatzanordnungen angewendet und ist als Ergebnis in den Abb. 3.5 bzw. 3.6 dargestellt.

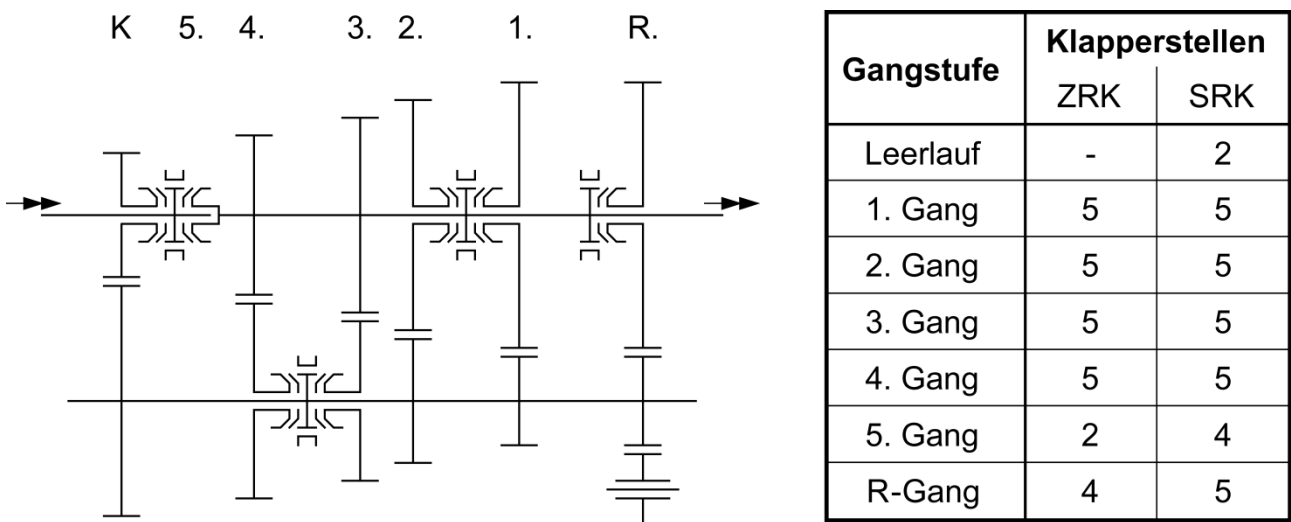


Abb. 3.5. Konstantenritzelentkopplung des Radsatzes nach Abb. 3.3, Angabe der Verzahnungs (ZRK)- und Synchronring (SRK)-Klapperstellen

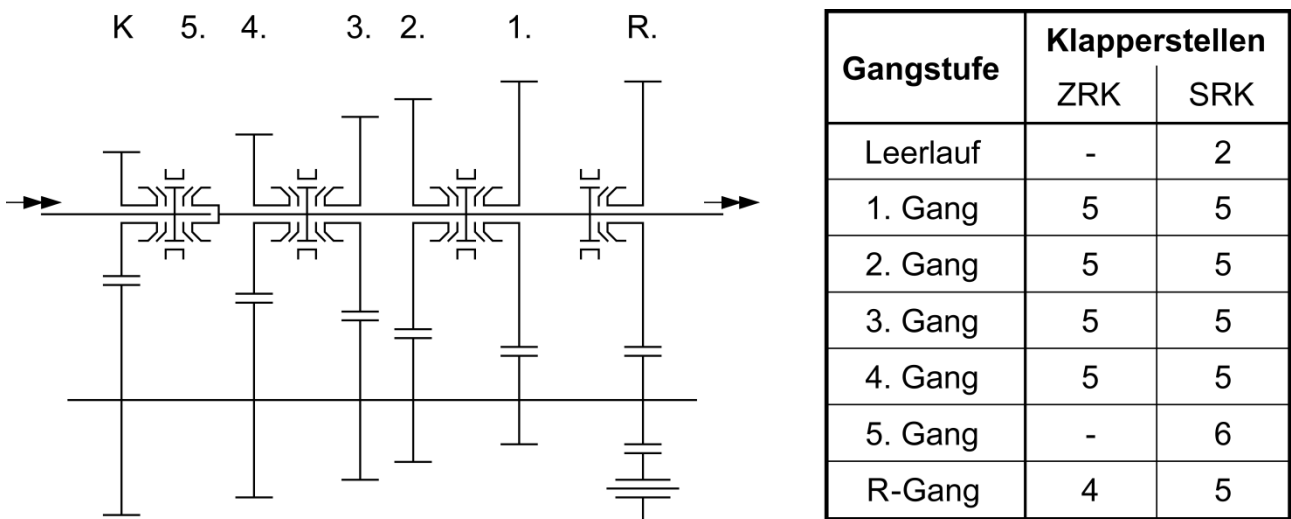


Abb. 3.6. Konstantenritzelentkopplung des Radsatzes nach Abb. 3.4, Angabe der Verzahnungs (ZRK)- und Synchronring (SRK)-Klapperstellen

Im Zuge der Umkonstruktion musste der Synchronkörper für den Direktgang und die Konstantenritzelentkopplung auf die Getriebeeingangswelle verlegt werden, um diese

Zusatzfunktion mit einer beidseitig wirksamen Synchroneinheit realisieren zu können. Der Rückwärtsgang wurde zudem an das Ende des Getriebes verlegt, um eine Verwendung der Ritzelverzahnung des 1. Gangs auch für den Rückwärtsgang zu erreichen.

Betrachtet man den in Abb. 3.5 dargestellten Radsatz, so lässt sich die Anzahl der Verzahnungsklapperstellen im Direktgang von sieben auf zwei reduzieren. Bei den Synchronringklapperstellen ist ebenfalls eine Reduzierung der primären Klapperstellen von fünf auf vier erfolgt. Jedoch können gegebenenfalls zwei sekundäre Synchronringklapperstellen im Bereich des 3. und 4. Gangs auftreten.

Im Leerlauf reduziert sich die Anzahl der Verzahnungsklapperstellen von fünf auf null, da durch die Abkopplung der Vorgelegewelle keine Drehschwingungen auf die Gangstufen übertragen werden können. Beim Synchronringklappen entfallen durch die Entkopplung die primären Synchronringklapperstellen im Bereich der Gangstufen 3 und 4 sowie die sekundäre Klapperstelle des Direktgangs, jedoch entstehen durch die Anordnung des Synchronpakets auf der Eingangswelle zwei neue primäre Synchronringklapperstellen.

Die Entkopplung der Konstantraststufe beim Inline-Getriebe, Abb. 3.6, zeigt im Bereich des Verzahnungsklapperns ein noch höheres Verbesserungspotential. So wird nicht nur das Leerlaufklappen unterbunden, sondern auch das Verzahnungsrasseln im Direktgang wird durch die schwingungstechnische Entkopplung eliminiert. Bauartbedingt entstehen jedoch zwei primäre Synchronringklapperstellen im Leerlauf und die Anzahl der Synchronringklapperstellen im Direktgang erhöht sich infolge der Konstantenritzelschaltung um eine auf sechs Klapperstellen. Sekundäre Synchronringklapperstellen existieren bei dieser Inline-Anordnung mit Konstantenritzelenkopplung nicht.

3.2.3 Optimierungsstufe II: Festrudentkopplung des 3. und 4. Gangs

Eine weitere Reduzierung der Verzahnungsklapperstellen kann durch die Kombination der beiden Radsätze der Optimierungsstufe I erzielt werden. Diese Kombination führt zu einer ersten Auflösung der klassischen Festrast-/Losrast-Paarung im Bereich des 3. und 4. Gangs, da hier nun sowohl auf der Haupt- als auch auf der Vorgelegewelle Losräder eingesetzt werden. Dieser Radsatz ist in Abb. 3.7 dargestellt.

Vergleicht man den hier dargestellten Radsatz mit den in Abb. 3.3–3.6 gezeigten Anordnungen, so erkennt man infolge der Festrudentkopplung des 3. und 4. Gangs eine Reduzierung der Verzahnungsklapperstellen in den Gangstufen, deren Leistungsfluss über die

Vorgelegewelle übertragen wird, d.h. 1.–4. Gang und Rückwärtsgang. Diese Reduzierung resultiert aus der Tatsache, dass die oszillierende Vorgelegewelle die Drehsschwingungen nicht auf die Gangstufen 3 und 4 übertragen kann, sofern diese nicht geschaltet sind. Im Leerlauf und im Direktgang treten in Verbindung mit der bereits vorgestellten Konstantenritzelentkopplung keine Verzahnungsklapperstellen auf.

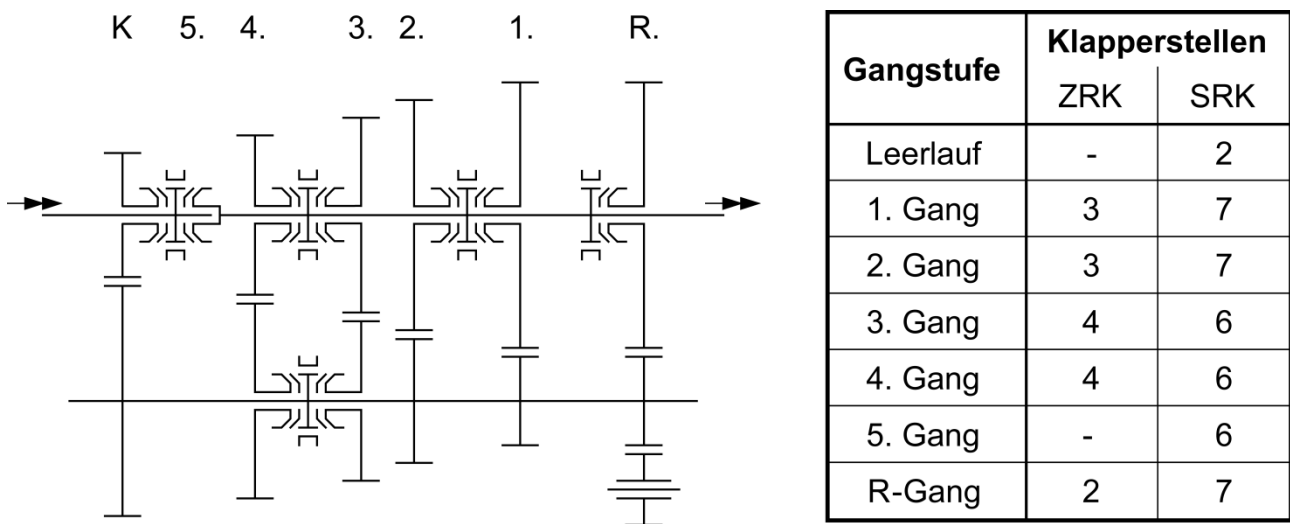


Abb. 3.7. Festridentkopplung der Gangstufen 3 und 4 in Verbindung mit Konstantenritzelentkopplung, Angabe der Verzahnungs (ZRK)- und Synchronring (SRK)-Klapperstellen

Im Bereich des Synchronringklappers erhöht sich die Anzahl der Klapperstellen durch die zusätzlichen Synchronisierungen bei geschaltetem 1., 2. und Rückwärtsgang um die beiden Synchronringklapperstellen des 3. und 4. Ganges auf sieben Klapperstellen. Sind die Gänge 3–5 eingelegt, so treten jeweils sechs Klapperstellen auf.

3.2.4 Optimierungsstufe III: Zweiteilige Vorgelegewelle

Die Ergebnisse der Optimierungsstufe II haben gezeigt, dass abgesehen vom Leerlauf und Direktgang, weiterhin in allen Gangstufen, die über die Vorgelegewelle ihre Leistung übertragen, Rasselgeräusche auftreten können. Im Folgenden werden deshalb zwei Möglichkeiten aufgezeigt, wie das Rasseln in den Gängen mit den höchsten Fahranteilen reduziert bzw. eliminiert werden kann.

Bei den bisherigen Maßnahmen zur Reduzierung bzw. Vermeidung von Klapper- und Rasselgeräuschen konnte die Festridentkopplung des Konstantenritzels wie auch des 3. und 4. Ganges aus geometrischer Sicht vergleichsweise einfach realisiert werden. Limitierender Faktor bei dieser Umgestaltung eines Festrads in ein Losrad stellt die Losradlagerung mit

der einhergehenden Durchmesser Schwächung der Welle und des reduzierten Bunds unterhalb der Laufverzahnung dar. Hierauf wird in Abschn. 4.1.1 noch näher eingegangen.

Als Lösung wird hier eine neuartige Wellenanordnung mit einer zweigeteilten Vorgelegewelle vorgestellt. Je nach Ausführung sind auf dieser Ritzelwelle die Festräder der Gänge 1, 2 und R bzw. 1 und R angeordnet. Diese Ritzelwelle wird mittels einer Pilotlagerung auf der Vorgelegewelle radial gelagert und die Vorgelegewelle über ein zusätzliches Radiallager zwischen der 3. Gangstufe und der Koppereinrichtung der Ritzelwelle im Gehäuse abgestützt.

Betrachtet man den in Abb. 3.8 dargestellten Radsatz, bei dem auf der Ritzelwelle die Gangstufen 1, 2 und R angeordnet sind, so erkennt man, dass sowohl im Leerlauf als auch in den oberen Gängen 3–5 eine vollständige Rasselfreiheit der Verzahnung durch die zusätzliche Abkopplung der niederen Gänge gelingt. Lediglich in den unteren Gängen mit einem geringen Fahranteil wird die Ritzelwelle an die Vorgelegewelle schaltbar gekoppelt, was zwangsläufig zu einer Drehschwingungsübertragung der nicht im Leistungsfluss stehenden Festrad-/Losrad-Paarungen führt, wodurch Rasselgeräusche emittiert werden.

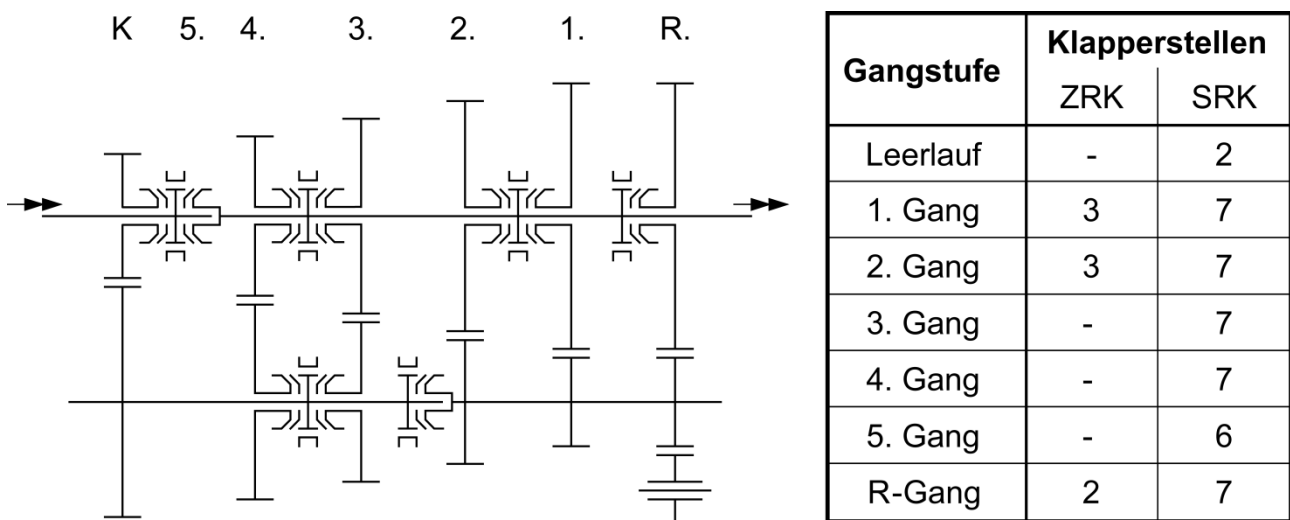


Abb. 3.8. Entkopplung der Gangstufen 1, 2 und R des Radsatzes nach Abb. 3.7 mittels Ritzelwelle, Angabe der Verzahnungs (ZRK)- und Synchronring (SRK)-Klapperstellen

Infolge der Koppereinrichtung für die Ritzelwelle entsteht bei dieser Lösung eine zusätzliche Synchronringklapperstelle im 3. und 4. Gang, da in diesen Betriebszuständen die Ritzelwelle nicht mit der Vorgelegewelle gekoppelt ist.

Je nach Achsabstand ist es möglich, das Festrad des 2. Gangs auf der Vorgelegewelle als ein solitäres Losrad zu konstruieren. In diesem Fall verbleiben auf der Ritzelwelle nur noch die Festräder des 1. und Rückwärtsgangs, s. Abb. 3.9.

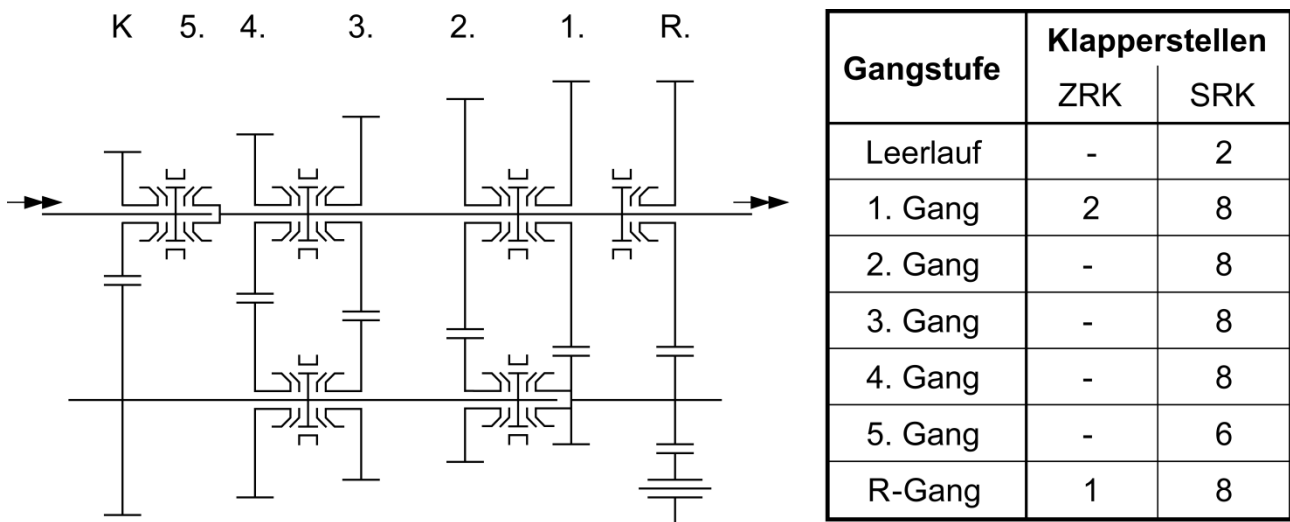


Abb. 3.9. Entkopplung der Gangstufen 1 und R des Radsatzes nach Abb. 3.7 mittels Ritzelwelle, Angabe der Verzahnung (ZRK)- und Synchronring (SRK)-Klapperstellen

Durch diese weitere Auflösung einer Festrad-/Losrad-Paarung im 2. Gang ist es möglich, das Verzahnungsklappern in einem noch größeren Zeitanteil der Gänge zu eliminieren. Verzahnungsrasseln tritt hier nur noch beim Anfahr- und Rangiervorgang auf, da hierbei die verkürzte Ritzelwelle an die Vorgelegewelle gekoppelt werden muss.

Wie schon im vorangegangenen Fall resultiert durch die Erhöhung der Anzahl der Losräder eine weitere Synchronringklapperstelle in den geschalteten Gangstufen, deren Leistungsfluss über die Vorgelegewelle geleitet wird.

Bauraumuntersuchungen

Im Rahmen der Machbarkeitsstudie wurden auf Basis des Getriebes ZF S6-53 Bauraumuntersuchungen angestellt. Ziel der Bauraumuntersuchungen war, den Radsatz der in den Abb. 3.8 und 3.9 dargestellten Optimierungsstufen der zweiteiligen Vorgelegewelle als Mittelschnitt im Bauraum des Seriengetriebes darzustellen. Hierfür wurde der Overdrive (6. Gang) zugunsten des benötigten axialen Bauraums für die Konstantenritzelentkopplung eingespart, wodurch das Getriebe in ein manuelles Fünfgang-Schaltgetriebe in Direktgangausführung übergeführt wurde. Diese Bauraumuntersuchungen sind in Abb. 3.10 abgebildet.

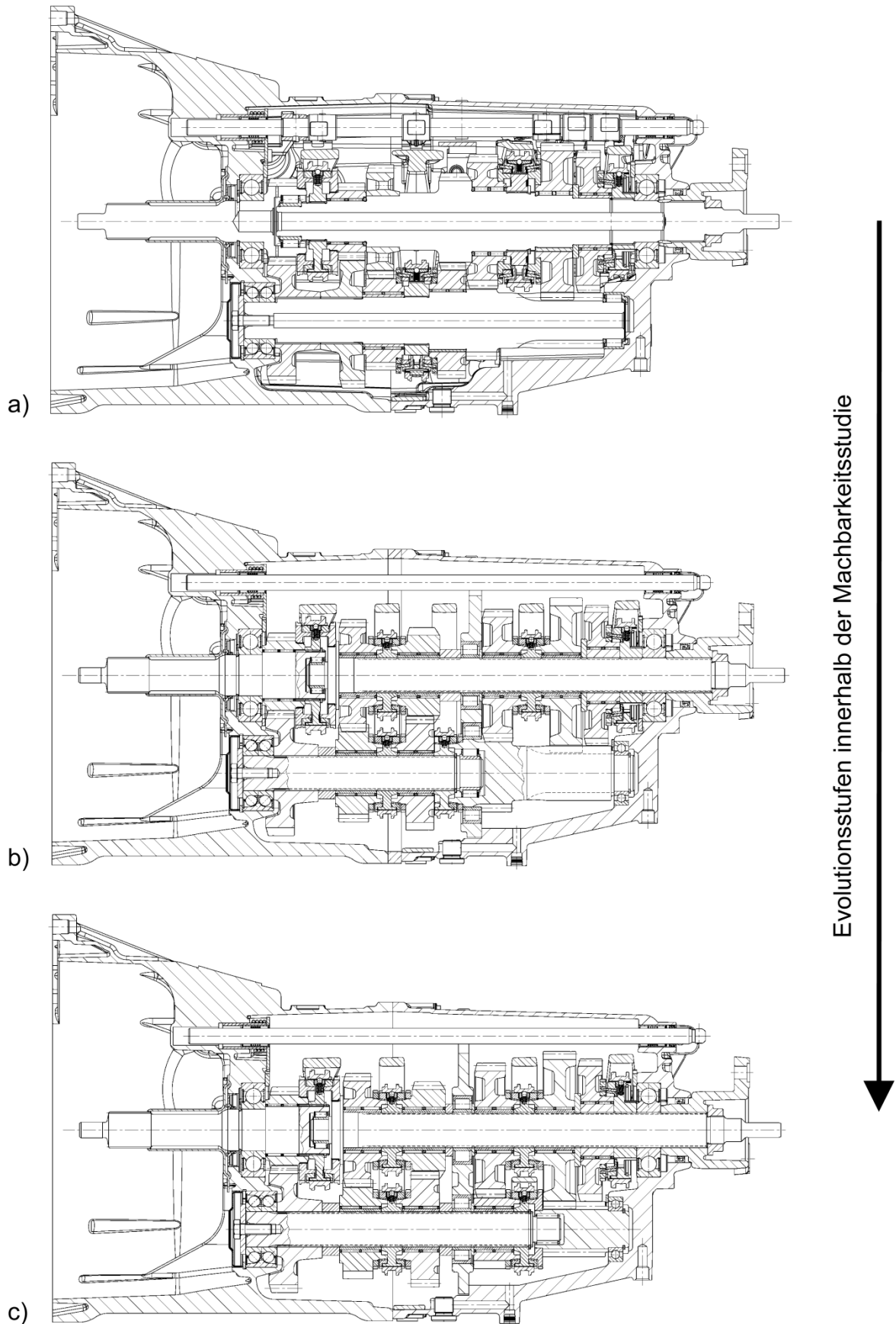


Abb. 3.10. Auskonstruierte Mittelschnitte im Rahmen der Machbarkeitsstudie auf Basis des Getriebes ZF S6-53 (a). b Fünfgang-Handschaltgetriebe mit Konstantenritzelentkopplung, Festradentkopplung und Ritzelwelle nach Abb. 3.8; c Fünfgang-Handschaltgetriebe mit Konstantenritzelentkopplung, Festradentkopplung und verkürzter Ritzelwelle nach Abb. 3.9

Als Schalteinrichtungen wurden in den Gängen 1–4 Innenkonus-Synchronisierungen mit Einfachkonus der Firma Hörbiger verwendet, die einen geringeren Außendurchmesser als die serienmäßigen Synchronisierungen aufweisen, um eine gegenüberliegende Schalteinrichtung realisieren zu können. In den übrigen Gängen konnte die Originalsynchronisierung beibehalten werden, da hier keine gegenüberliegende Schalteinrichtung benötigt wird.

3.2.5 Ergebnis: KURF-Getriebe mit vollständiger Festrudentkopplung

In Abb. 3.1 ist der Radsatz eines idealen KURF-Getriebes dargestellt. Wie jedoch im vorangegangenen Abschnitt aufgezeigt wurde, ist eine Umsetzung aller Festräder in Losräder aufgrund des limitierenden Faktors Achsabstand nicht immer realisierbar.

Unter der Annahme, dass die Bauteilfestigkeiten der zu modifizierenden Teile ausreichend sind, kann der in Abb. 3.9 dargestellte Radsatz derart verändert werden, dass die Ritzelwelle zu einem Losrad des Rückwärtsgangs entartet und das Ritzel des 1. Gangs auf der Vorgelegewelle als Losrad gelagert wird, Abb. 3.11.

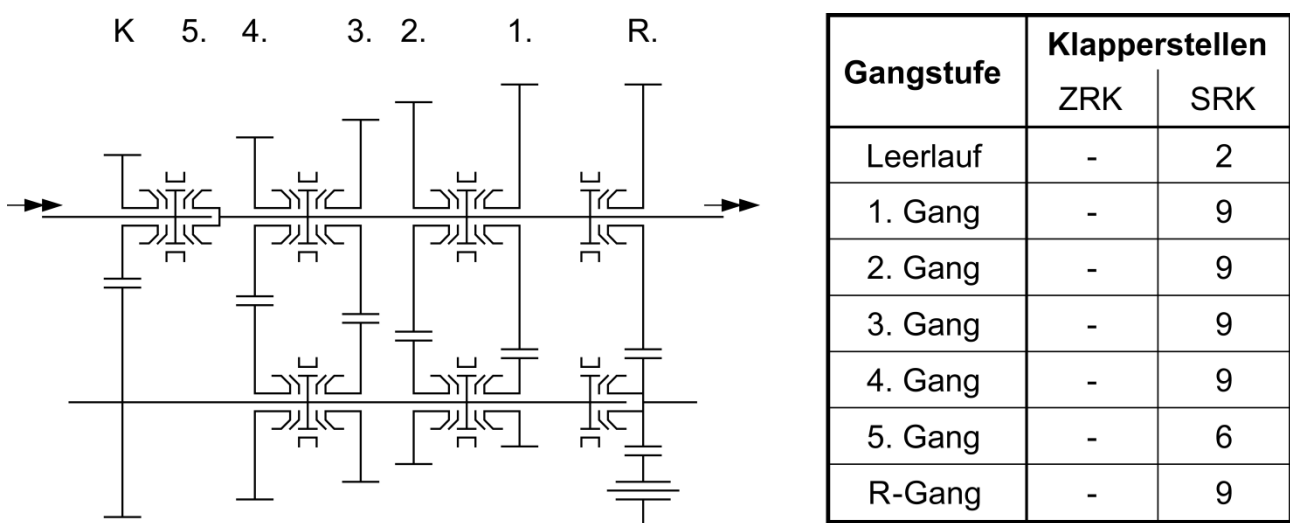


Abb. 3.11. Radsatz des KURF-Getriebes, Angabe der Verzahnung (ZRK)- und Synchronring (SRK)-Klapperstellen

Diese Anordnung, weist infolge der vollständigen Festrudentkopplung keine Verzahnungsklapperstelle mehr auf. Da nun das Ritzel des 1. Gangs auf der Vorgelegewelle schaltbar gelagert ist, erhöht sich im 1.–4. und Rückwärtsgang die Anzahl der Synchronringklapperstellen auf neun Klapperstellen. Die Konstruktion des KURF-Prototypgetriebes wird in Abschn. 4.1 vorgestellt.

3.2.6 Fazit

Die Abschnitte 3.2.1–3.2.5 behandeln ausgehend von zwei in der Serie verwendeten Zahnradanordnungen für manuelle Fünfgang-Schaltgetriebe den Optimierungsprozess hin zum klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebe.

In Tabelle 3.2 sind die Verzahnungsklapperstellen der unterschiedlichen Losradanordnungen vergleichend gegenübergestellt. Hieraus ist ersichtlich, dass durch die Konstantenritzelentkopplung (Abb. 3.5 und 3.6) das Leerlaufklappern vollständig eliminiert werden kann. Im Direktgang kann im Fall der Losradanordnung des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle in Verbindung mit einer Konstantenritzelentkopplung eine merkliche Reduzierung des Rasselgeräuschs durch die Reduzierung der Klapperstellen von sieben auf zwei erzielt werden. Bei der Inline-Anordnung mit Konstantenritzelentkopplung werden die Klapperstellen in diesem Schaltzustand sogar vollständig eliminiert.

Eine interessante Alternative zur vollständigen Festrädentkopplung nach Abb. 3.11 bieten die Varianten mit geteilter Vorgelegewelle, wodurch die Klapper- und Rasselgeräusche in den Gängen 3–5 und Leerlauf (Abb. 3.8) bzw. in den Gängen 2–5 und Leerlauf verzahnungsseitig vollständig eliminiert werden können.

Tabelle 3.2. Übersicht über die auftretenden Verzahnungsklapperstellen der Radsätze nach Abb. 3.3–3.11. OS...Optimierungsstufe

Radsatz nach	Machbarkeitsstudie	Gang						
		LL	1	2	3	4	5	R
Abb. 3.3	Serie, LR3/4	5	5	5	5	5	7	4
Abb. 3.4	Serie, Inline	7	5	5	5	5	7	4
Abb. 3.5	OS I, LR3/4	-	5	5	5	5	2	4
Abb. 3.6	OS I, Inline	-	5	5	5	5	-	4
Abb. 3.7	OS II	-	3	3	4	4	-	2
Abb. 3.8	OS III, 1/2/R	-	3	3	-	-	-	2
Abb. 3.9	OS III, 1/R	-	2	-	-	-	-	1
Abb. 3.11	KURF	-	-	-	-	-	-	-

Vergleicht man die Radsätze der Machbarkeitsstudie in Hinblick auf das Synchronringklappern und -rasseln, so steigt mit zunehmender Entkopplung der Festräder deren Anzahl,

s. Tabelle 3.3. Ausgehend von den Serienradsätzen – jeweils 5 Klapperstellen in den Gängen 1–4 und Rückwärtsgang – steigt die Anzahl der Synchronringklapperstellen bei den verschiedenen Konzepten auf bis zu neun Klapperstellen beim KURF-Getriebe mit vollständiger Festridentkopplung.

Im Direktgang steigt die Anzahl der Synchronringklapperstellen vom Serienzustand – fünf Klapperstellen – um eine Klapperstelle an, die durch die Konstantenritzelentkopplung entsteht. Lediglich in der Anordnung nach Abb. 3.5 wird durch die Konstantenritzelentkopplung eine Reduzierung auf 4 Klapperstellen hervorgerufen.

Im Leerlauf bleibt die Anzahl der Synchronringklapperstellen bis auf die unmodifizierte Inline-Anordnung konstant bei zwei Klapperstellen. Bei der Inline-Anordnung wird kein Synchronring direkt von einer der oszillierenden Wellen angeregt. Aufgrund der mitdrehenden Vorgelegewelle und der Drehschwingungsübertragung über die wellenfesten Zahnräder auf die Losräder entstehen hierbei jedoch 6 potentielle sekundäre Synchronringklapperstellen.

Tabelle 3.3. Übersicht über die auftretenden Synchronringklapperstellen der Radsätze nach Abb. 3.3–3.11. OS...Optimierungsstufe

Radsatz nach	Machbarkeitsstudie	Gang						
		LL	1	2	3	4	5	R
Abb. 3.3	Serie, LR3/4	2	5	5	5	5	5	5
Abb. 3.4	Serie, Inline	-	5	5	5	5	5	5
Abb. 3.5	OS I, LR3/4	2	5	5	5	5	4	5
Abb. 3.6	OS I, Inline	2	5	5	5	5	6	5
Abb. 3.7	OS II	2	7	7	6	6	6	7
Abb. 3.8	OS III, 1/2/R	2	7	7	7	7	6	7
Abb. 3.9	OS III, 1/R	2	8	8	8	8	6	8
Abb. 3.11	KURF	2	9	9	9	9	6	9

4 Realisierter KURF-Getriebeprototyp

Das Ziel der Machbarkeitsstudie lag in der Findung eines geeigneten Prinzips für einen KURF-Radsatz. Im Folgenden wird als letzter Entwicklungsschritt die konstruktive Umsetzung des in der Studie hergeleiteten Radsatzes aus Abschn. 3.2.5, Abb. 3.11, behandelt.

Zu Beginn wird die konstruktive Ausführung beschrieben und auf die Baugruppen Radsatz, Schaltmechanismus und Gehäuse eingegangen. Der Getriebekühl- und -schmierstoff wird als Konstruktionselement im Hinblick auf dessen temperaturabhängige Viskosität vorgestellt, die wiederum das Getriebegeräusch und den Wirkungsgrad beeinflusst. Zudem wird der benötigte axiale Bauraum des KURF-Getriebes mit dem des Seriengetriebes verglichen. Anschließend werden die Nachbildung von Serienradsätzen mithilfe des Prototypgetriebes behandelt und die möglichen Vergleichsradsätze vorgestellt, mit denen das KURF-Getriebe verglichen werden soll, um die Wirkungsweise der vollständigen Festradentkopplung aufzuzeigen.

4.1 Konstruktive Ausführung

Der Getriebeprototyp wurde als mechanisches Fünfgang-Schaltgetriebe in koaxialer Bauweise ausgeführt. In Abb. 4.1 ist der Mittelschnitt und das Radsatzschema des Prototyps in der synchronisierten KURF-Ausführung mit vollständiger Festradentkopplung dargestellt.

Zur Reduzierung der Bauteilvielfalt wurden für die Gangstufen 1–4 und den Rückwärtsgang einheitliche Losradlagerungen, Synchronisierungen, Schaltgabeln und Arretierungen eingesetzt. Die Komplexität der Getriebewellen konnte durch die Verwendung eines einheitlichen Zahnwellenprofils reduziert werden.

Neben der Klapper- und Rasselgeräuschfreiheit wie auch der Wirkungsgradoptimierung war die Bedienbarkeit des Handschaltgetriebes Ziel dieser Arbeit. Mithilfe eines Schalt- und Umlenkmechanismus konnte erreicht werden, dass die Vorgelegewelle im Leerlauf wie auch im Direktgang schaltbar entkoppelt ist und das Getriebe mit einem gewohnten H-Schalbild zu bedienen ist.

Aufgrund der zweiteiligen Vorgelegewelle wurde das Getriebegehäuse dreiteilig konstruiert und zwischen den beiden Gehäusehälften eine Lagerplatte eingesetzt, die die pilotgelagerten Vorgelegewellenhälften radial abstützt.

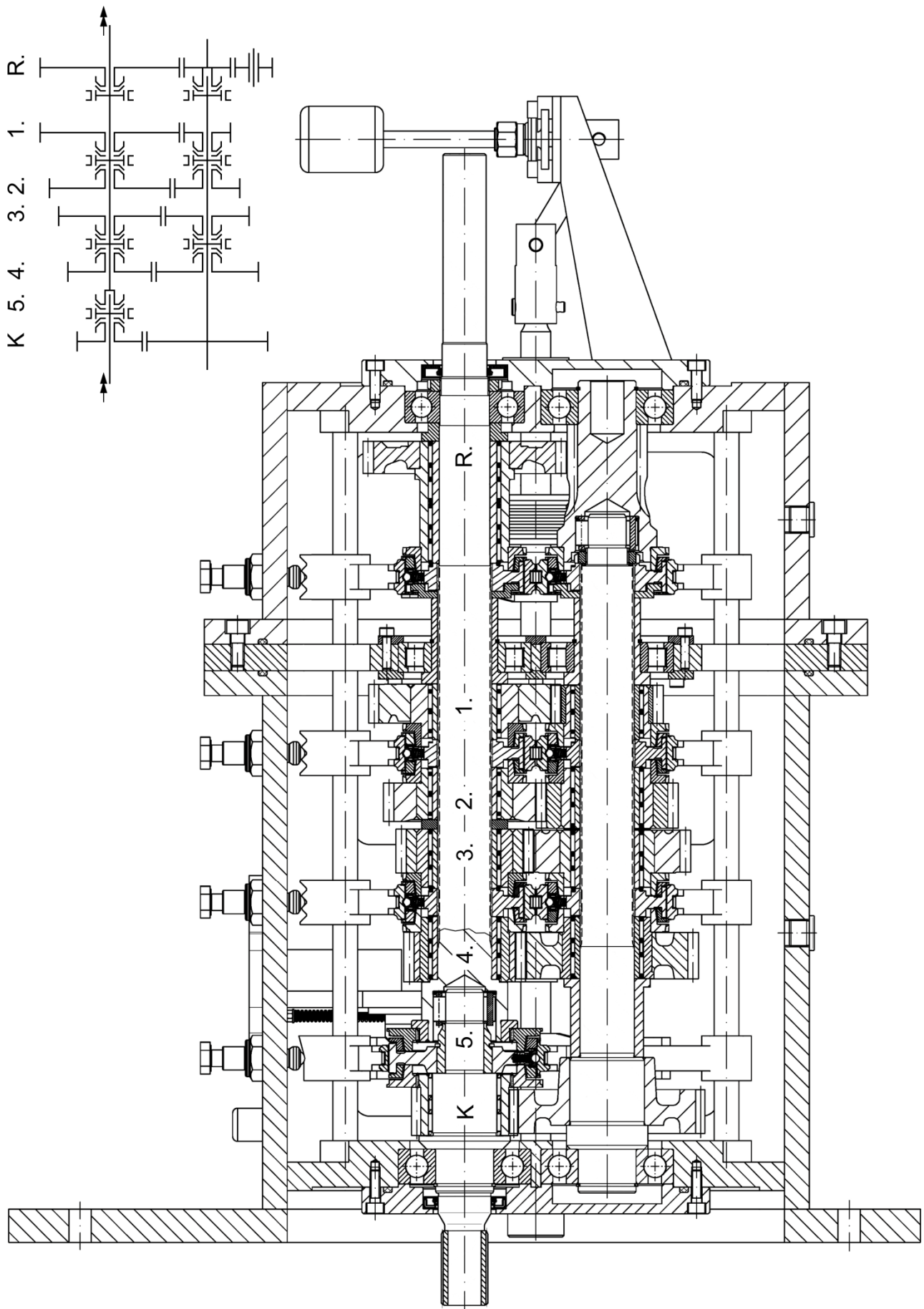


Abb. 4.1. Mittelschnitt und Radsatzschema des KURF-Prototypgetriebes

Abbildung 4.2 zeigt das vollständig montierte und mit Öl befüllte KURF-Prototypgetriebe am Getriebeprüfstand. An der linken unteren Ecke des Gehäuse-Vorderteils ist der Beschleunigungssensor zur Aufzeichnung des Körperschalls zu erkennen.

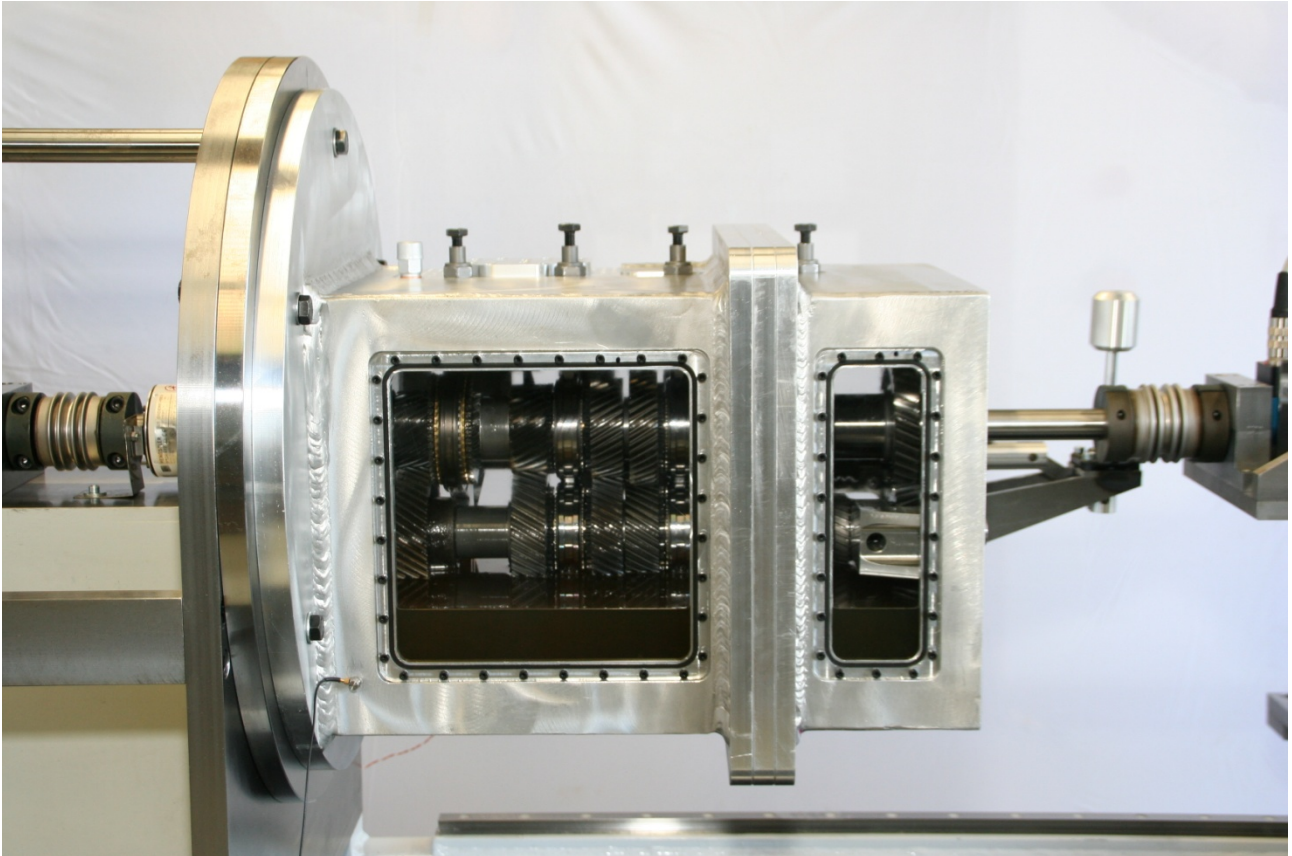


Abb. 4.2. KURF-Prototypgetriebe

4.1.1 Radsatz

Ziel beim Aufbau des Radsatzes war die Verwendung existierender Verzahnungen und Synchronpakete zur Senkung der Projektkosten. Als Teilesponder für die Verzahnung wurde das koaxiale Sechsgang-Handschaltgetriebe des Typs NSG370D von Mercedes-Benz mit einem Achsabstand von 86 mm verwendet. Das Radsatzschema dieses Getriebes wird in Abb. 4.3 unter Angabe der für das KURF-Getriebe verwendeten Verzahnungen dargestellt. Durch die Verwendung des Seriengetriebes wurden die Übersetzungsverhältnisse des KURF-Getriebes weitestgehend festgelegt. Eine Ausnahme bildet die antriebsseitige Konstante, die im Originalgetriebe die 6. Gangstufe darstellt. Diese Vertauschung führt das originale Overdrivegetriebe in ein Direktganggetriebe über. Des Weiteren konnte die gemeinsame Ritzelverzahnung des 1. und Rückwärtsgangs der Vorgelegewelle aufgrund der

geringen Durchmesser nicht in ein nadelgelagertes Losrad umgearbeitet werden, so dass diese Verzahnung ausschließlich für den Rückwärtsgang in Form einer Ritzelwelle Verwendung fand.

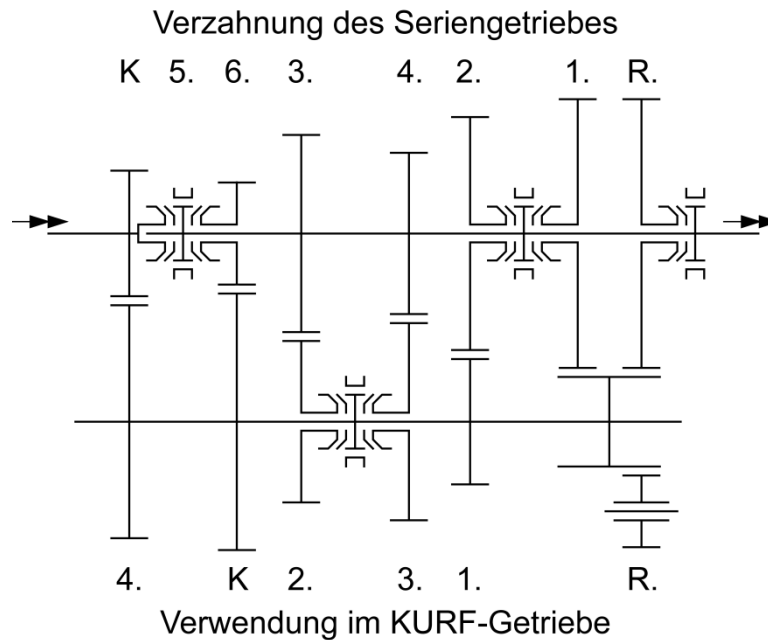


Abb. 4.3. Radsatzschema des Originalgetriebes Mercedes-Benz NSG370D und Angabe der für das KURF-Getriebe verwendeten Verzahnungen

Aufgrund des Prinzips der beidseitigen Entkopplung der Zahnradpaare der Gänge 1–4 und des Rückwärtsgangs musste eine im Außendurchmesser der Schiebemuffe sehr kleine Synchronseinheit gefunden werden. Hier konnte auf eine Einkonus-Synchronisierung der Firma Getrag SynchronTechnik (heute: Hörbiger Antriebstechnik) mit einem Originaldurchmesser von 89 mm zurückgegriffen werden. Diese Synchronisierung bietet den Vorteil, dass sie in den in Abschn. 3.4 noch genauer vorgestellten Radsatznachbildungen als Klauenschaltung entartet verwendet werden kann. Aufgrund des geringen Durchmessers der Schaltgabelnut von 79 mm konnte der Außendurchmesser der Schiebemuffe auf 85 mm abgedreht werden, um bei gleicher axialer Lage im Getriebe die Synchronisierungen mit einem ausreichenden radialen Sicherheitsabstand von 1 mm verbauen zu können. Diese Synchronisierung ist am Beispiel des 3. und 4. Gangs in Abb. 4.4 dargestellt.

Da im Bereich der Konstantraststufe lediglich das Ritzel von der Eingangswelle entkoppelt wird, konnte in diesem Fall die im Originalgetriebe für die Gangstufen 5 und 6 verwendete Einkonussynchronisierung für das Konstantenritzel und den Direktgang übernommen werden.

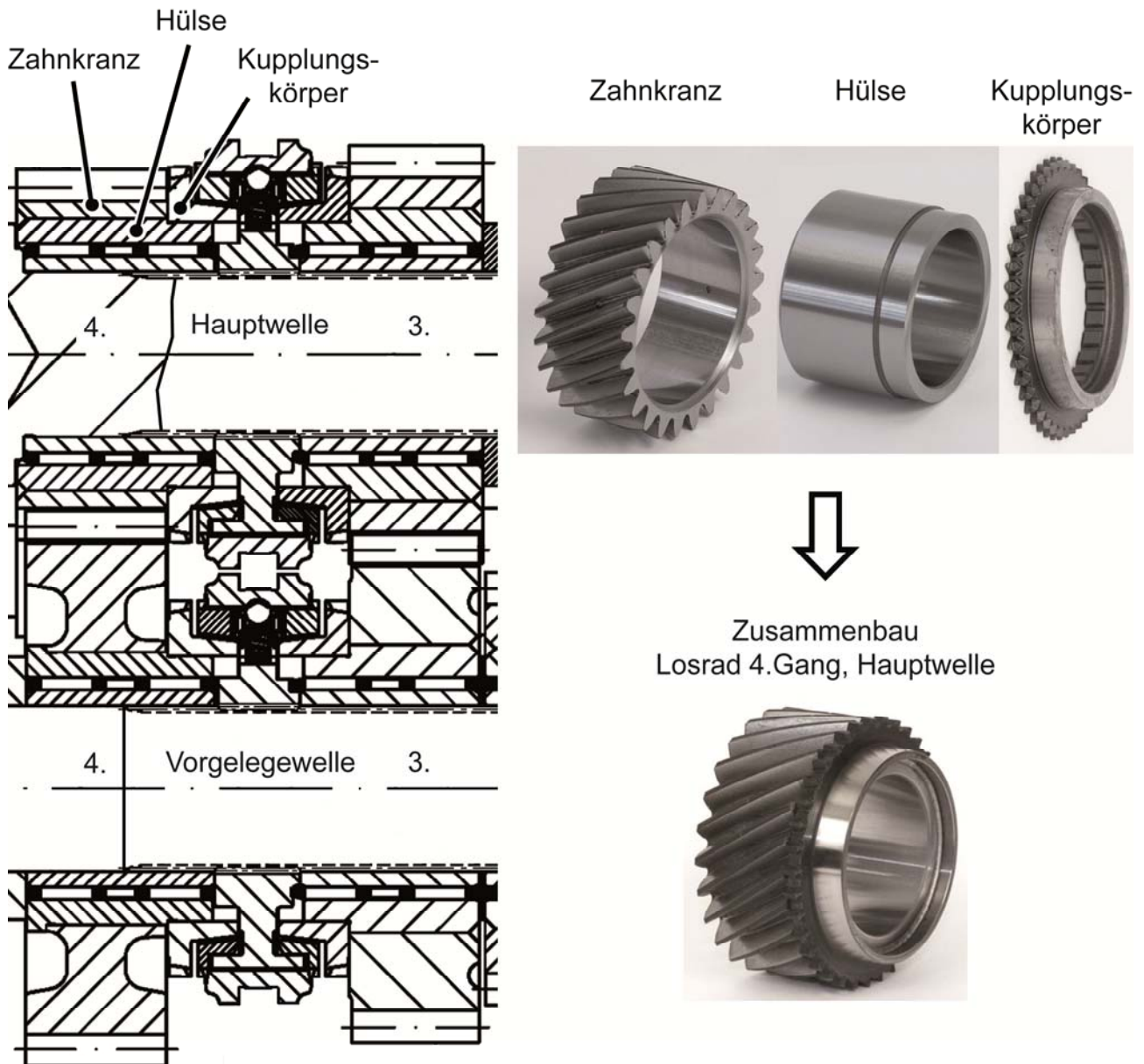


Abb. 4.4. Losrad-/Losrad-Paarung des KURF-Radsatzes. *links* Bereich des 3./4.Gangs mit Einkonus-Synchronisierung; *rechts* Zusammenbau eines Losrads am Beispiel des Hauptwellen-Losrads des 4. Gangs

Aufgrund der Gleichteilestrategie und der Forderung des einfachen Umbaus des Getriebe-prototyps wurden die Wellen so konstruiert, dass die Synchronkörper mittels einer einheitlichen Steckverzahnung nach DIN 5480 auf die Vorgelege- und Hauptwelle verdrehfest aufgeschoben werden konnten. Die axiale Fixierung übernehmen im Innen- und Außendurchmesser identische Lagerhülsen, auf denen die einheitlichen Nadellager laufen. Die Verzahnungen des Seriengeriebes wurden derart umgearbeitet, dass von ihnen lediglich der Zahnkranz verwendet wurde. Diese Zahnkränze wurden auf Hülsen mit einer einheitlichen Lagerbohrung aufgedrückt und per Laser verschweißt, um keine Spannungsverformung der

Verzahnungen zu bekommen. Des Weiteren wurden auf diese Hülsen die modifizierten Kupplungskörper aufgespresst und lasergeschweißt. In Abb. 4.4 ist dieses Vorgehen am Beispiel des auf der Hauptwelle befindlichen Losrads des 4. Gangs dargestellt.

Der vollständig montierte Radsatz ist in Abb. 4.5 abgebildet, die zugehörigen Übersetzungsverhältnisse sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

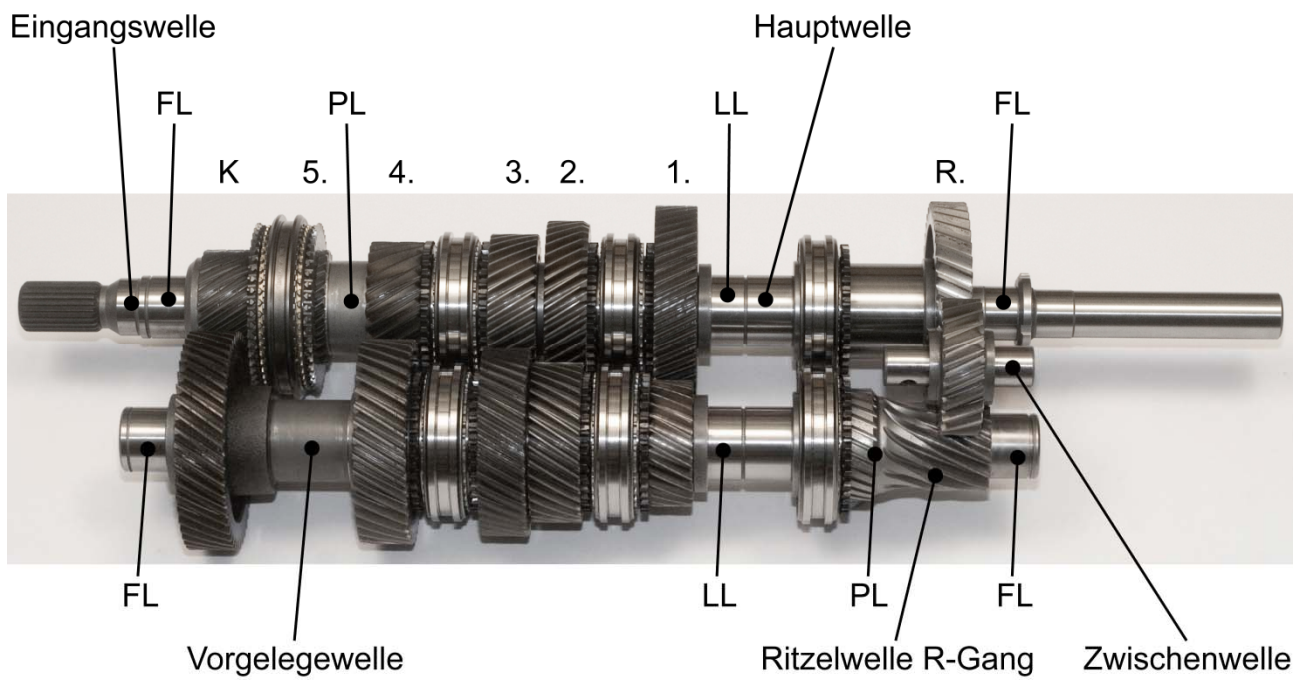


Abb. 4.5. KURF-Radsatz mit Angabe der Lagerstellen

Tabelle 4.1. Übersetzungstabelle

	Zähnezahl- verhältnis	Übersetzungs- verhältnis	Stufensprung
Konstante	$\frac{47}{24}$	1,958	
1. Gang	$\frac{47}{24} \cdot \frac{49}{27}$	3,554	1,582
2. Gang	$\frac{47}{24} \cdot \frac{39}{34}$	2,246	
3. Gang	$\frac{47}{24} \cdot \frac{33}{41}$	1,576	1,425
4. Gang	$\frac{47}{24} \cdot \frac{25}{39}$	1,255	1,256
5. Gang		1,000	1,255
R-Gang	$\frac{47}{24} \cdot \frac{23}{14} \cdot \frac{41}{23}$	-5,735	

4.1.2 Schaltmechanismus

Für die Schalteinrichtung wurden zwei Hauptforderungen definiert. Um das Getriebe im Leerlauf und Direktgang klapper- bzw. rasselgeräuschfrei zu bekommen, muss in diesen beiden Schaltzuständen die Vorgelegewelle entkoppelt werden. Zum anderen musste das Getriebe mit nur einem Handschalthebel und einem gebräuchlichen H-Schaltbild bedienbar sein.

Diese Forderungen konnten mithilfe einer Ein-Stangenschaltung und eines Umlenkmechanismus realisiert werden. Der Ausgangszustand stellt hierbei das in Neutralstellung des Schalthebels entkoppelte Konstantenritzel dar. Werden die geraden Gänge geschaltet, so überträgt der Schalthebel diese Rückwärtsbewegung mittels eines Kugelgelenks in eine Vorwärtsbewegung der Schaltstange, die in die Schaltgabel der jeweiligen Gangstufe eingerückt ist. Die Schaltgabel des Konstantenritzels wird hierbei über einen seitlichen Mitnehmer verschoben. Dieser Mitnehmer wirkt nur in Richtung der Kopplung des Konstantenritzels, so dass zum Auslegen dessen der durch eine Feder vorgespannte Umlenkmechanismus diese Kopplung auflöst. Bei einer nach vorne führenden Bewegung des Schalthebels zum Schalten des 1., 3. und R-Gangs wird der Umlenkmechanismus mit einer 45°-Rampe eingesetzt, um die Rückwärtsbewegung der Schaltwelle in eine vorwärts gerichtete Schaltbewegung zum Koppeln des Konstantenritzels zu wandeln. Die Gassenwahl erfolgt ausgehend von der Neutralstellung (Gasse des 3. und 4. Gangs) durch Drehung der zentralen Schaltwelle um jeweils 7° gegen (5. Gang) bzw. mit (1./2. Gang) dem Uhrzeigersinn bzw. im Fall des Rückwärtsgangs um 14° gegen den Uhrzeigersinn.

In Abb. 4.6 ist der Schaltmechanismus als dreidimensionales CAD-Modell dargestellt. Weiterhin ist das Schaltbild zu erkennen, wobei die roten Linien den Zustand der Konstantenritzelentkopplung darstellen. Die Neutralposition, bei der das Konstantenritzel ebenfalls entkoppelt ist, um Leerlaufklappern zu verhindern, liegt zwischen der Schaltstellung des 3. und 4. Gangs.

Zur Arretierung der Schaltgabeln und der Schaltstange wurden spezielle in ihrer Federkraft stufenlos einstellbare Arretierungen der Firma INA eingesetzt. Im Bereich der Schaltstange wurde eine getrennte Wähl- und Schaltarretierung realisiert. Zur Fixierung der axialen Lage der Schaltgabeln wurde eine Rampengeometrie am oberen Ende der Schaltgabeln angebracht, um diese in der Neutralposition wie auch im geschalteten Zustand zu fixieren.

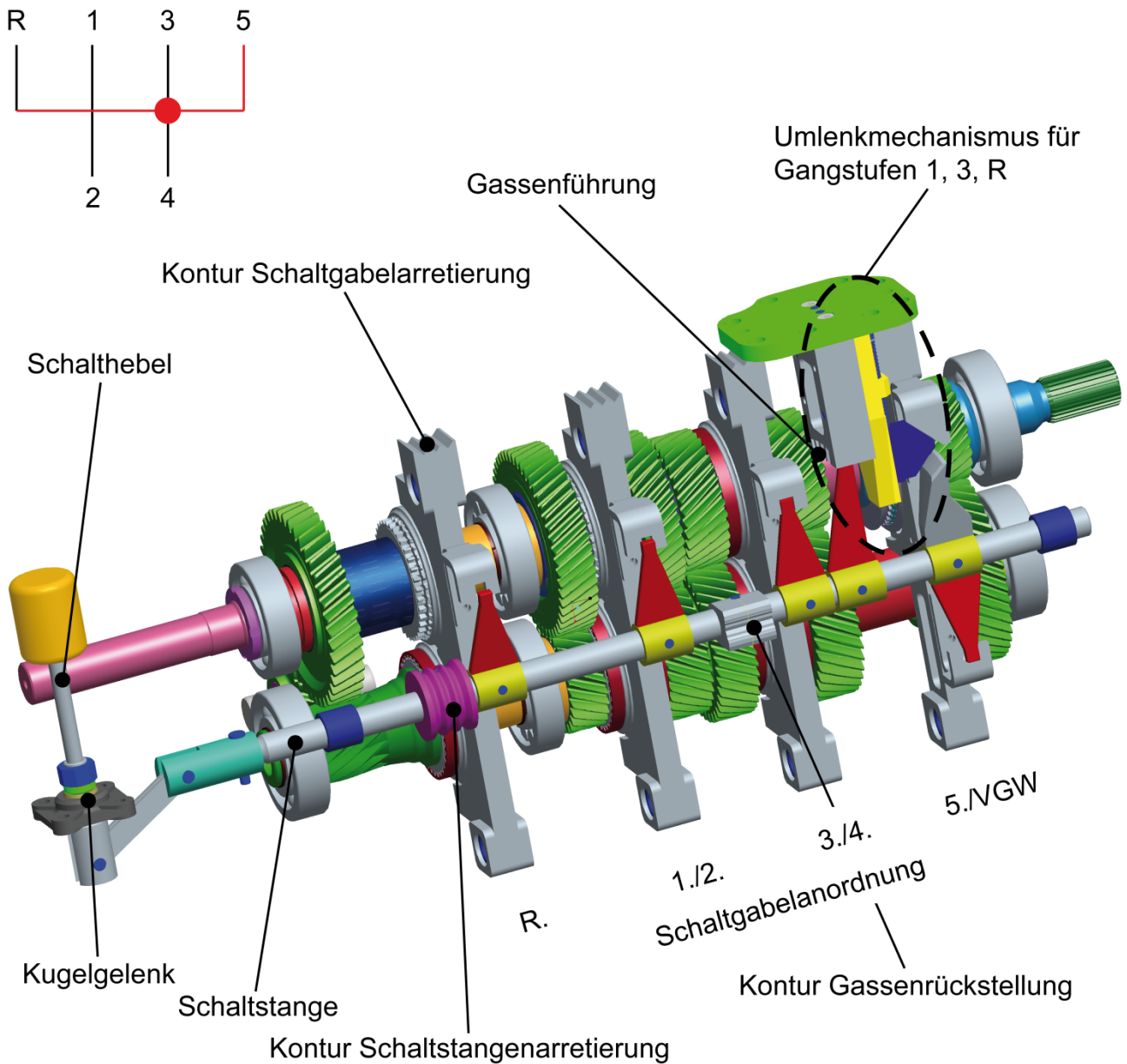


Abb. 4.6. Schaltmechanismus und Schaltschema des KURF-Getriebes

4.1.3 Gehäuse

Für das Gehäuse des Getriebeprototyps wurde eine zweiteilige Schweißkonstruktion mit einer zusätzlichen Lagerplatte und zwei Lagerdeckeln realisiert. Als Werkstoff wurde eine schweißbare Aluminiumlegierung gewählt.

Im Gegensatz zu einer Gusskonstruktion wurde in diesem Fall die Gehäusewand nicht der Kontur eng nachgeführt, sondern es wurde ein quadratischer Querschnitt gewählt, um zusätzliche Messtechnik in das Gehäuse integrieren zu können. In Abb. 4.7 ist das Gehäuse dargestellt.

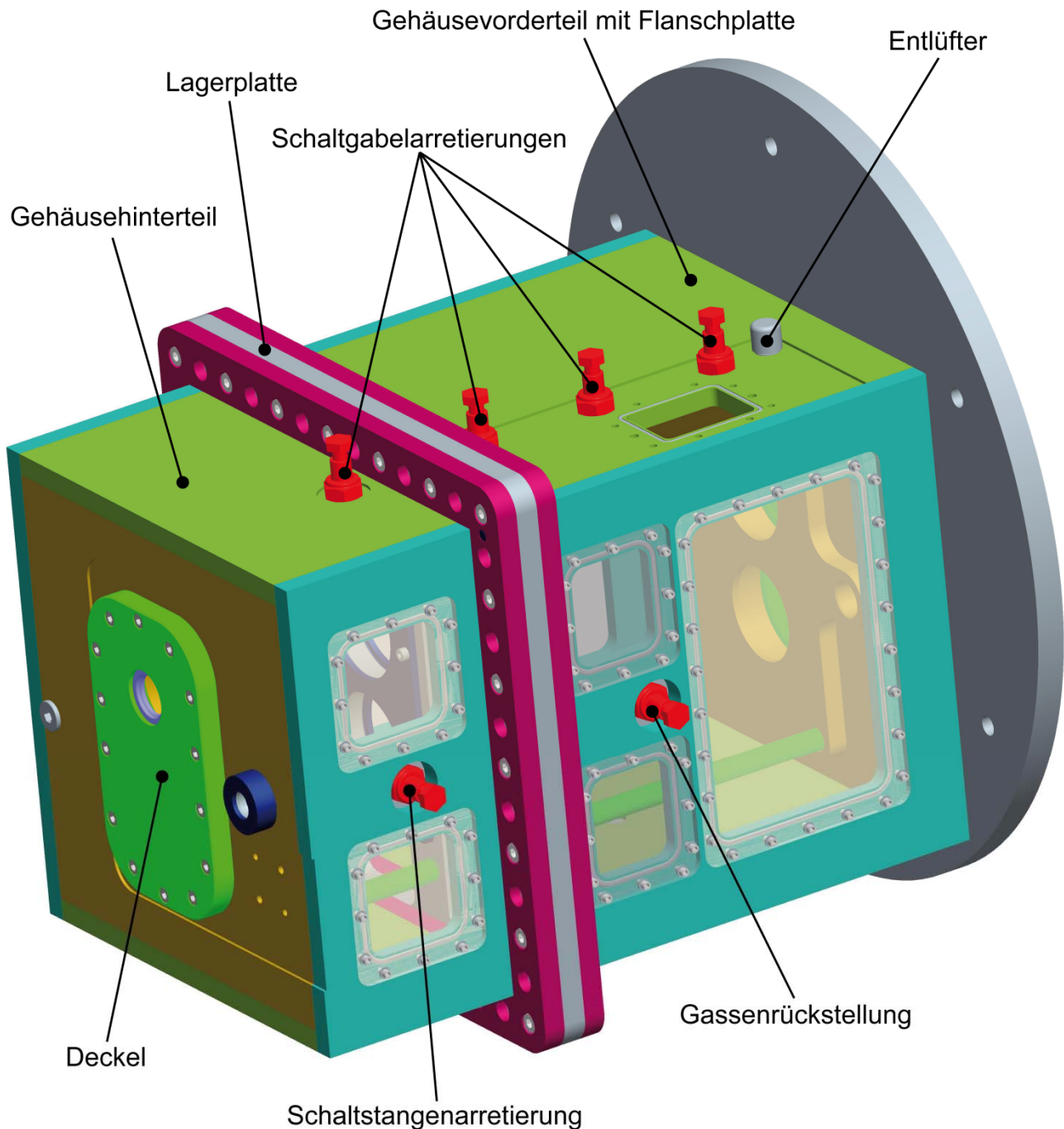


Abb. 4.7. Prototypgehäuse

Das Gehäusevorderteil dient als Hauptgehäuse und nimmt den Radsatz von der Festlagerung der Eingangswelle bis zum Ende des 1. Gangs auf. Weiterhin ist in der vorderen Gehäusewand die Festlagerstelle der Vorgelegewelle untergebracht. Zur Montage des Getriebes an den Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand ist an das Gehäusevorderteil eine Flanschplatte angeschweißt. Auf der Gehäuseoberseite ist die Öffnung für den Umlenkmechanismus der inneren Schaltung wie auch die Schaltgabelarretierungen der Radpaare

1/2, 3/4 sowie Direktgang/Konstantenritzelentkopplung zu erkennen. Auf der Beifahrerseite ist die für die Gassenwahl zuständige Gassenrückstellung untergebracht.

Die Zwischenlagerplatte dient zur radialen Abstützung der Haupt- und Vorgelegewelle und wird von hinten an den Flansch des vorderen Gehäuseteils geschraubt. Die Abdichtung erfolgt hierbei durch eine Dichtschnur, deren Nut im den Flansch des Gehäusevorderteils untergebracht ist. Die axiale Sicherung der Lageraußenringe wird durch zwei Lagerdeckel sichergestellt, die jeweils beide Wellenlager abstützen und seitlich an die Zwischenplatte angeschraubt werden. Siehe hierzu auch den Mittelschnitt des Getriebes in Abb. 4.1. Für die Funktion nicht benötigte Bereiche der Zwischenplatte wurden zur Gewichtsreduzierung und zum besseren Ölaustausch ausgespart. Diese Aussparungen sind zudem nötig, um keine Schallbarrieren zu bilden.

Das Gehäusehinterteil dient zur Aufnahme des Rückwärtsgangs und zur Festlagerung der Hauptwelle wie auch der Ritzelwelle des Rückwärtsgangs. Das Teilgehäuse wird von hinten an die Zwischenplatte angeschraubt und mittels Dichtschnur abgedichtet. Im Gehäuseinneren ist die Halterung der Zwischenwelle des Rückwärtsgangs untergebracht. Die Schaltgabelarretierung des Rückwärtsgangs ist ebenfalls auf der Oberseite des Gehäuses untergebracht. Die seitliche Arretierung dient zur definierten axialen Fixierung der Schaltstange.

Zur Beobachtung der Wirksamkeit der Festrudentkopplung wurden Beobachtungsfenster in die seitlichen Gehäusewände integriert, die sowohl mit Aluminiumblechen als auch Acrylglasplatten verschlossen werden können. Diese Beobachtungsfenster geben auch die Möglichkeit, das Drehbewegungsverhalten einzelner Bauteile mithilfe eines Rotationsvibrometers zu untersuchen.

Das Gehäuse wird sowohl am vorderen als auch hinteren Wellenaustritt mithilfe von Lagerdeckeln und Radialwellendichtringen abgedichtet. Das Getriebeöl wird durch eine Bohrung im Gehäusehinterteil eingefüllt. Beim Ölwechsel kann das Getriebeöl durch Ablassbohrungen im Gehäusevorder- und -hinterteil abgelassen werden. Alle Ölbohrungen sind mit Ablassschrauben verschlossen. Im Vorderteil ist im Bereich des Ölsumpfs eine Temperaturmessstelle untergebracht. Die Gehäuseentlüftung erfolgt durch einen Getriebeentlüfter auf der Oberseite des Gehäusevorderteils.

4.1.4 Getriebeöl

Das Getriebeöl stellt einen Konstruktionswerkstoff dar und wird im Folgenden präsentiert. Beim verwendeten Getriebeschmier- und -kühlmittel wurde das im Seriengetriebe von Mercedes-Benz eingesetzte mineralölbasierte Öl des Typs MB317 verwendet.

Für die Geräusch- und Effizienzuntersuchungen stellt die Viskosität des Öls einen wichtigen Betriebsparameter dar, da dieser die Schleppmomente des Getriebes im Ölsumpf wie auch in den Synchronspalten beeinflusst. Zudem steigt bei zunehmender Viskosität das Quetschmoment in den Verzahnungen. Die temperaturabhängige Ölviskosität ist in Tabelle 4.2 für die drei Betriebstemperaturen dargestellt, die in den Geräusch- und Effizienzuntersuchungen variiert wurde.

Tabelle 4.2. Kinematische Viskosität ν des Getriebeöls bei den versuchsrelevanten Temperaturen

Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ [°C]	Kinematische Viskosität ν [mm ² /s]
25	70,1
50	26,0
80	11,0

Für die Klapper- und Rasselgeräuschuntersuchungen wurden zur Versuchsdurchführung zwei Betriebstemperaturen definiert. Bei der kalten Betriebstemperatur 25 °C besitzt das Getriebeöl eine kinematische Viskosität von 70,1 mm²/s und liegt hiermit um den Faktor 6,4 höher als die kinematische Viskosität des Öls bei heißer Betriebstemperatur von 80 °C. Neben diesen beiden Betriebstemperaturen wurde für die Schleppmomenten- und Wirkungsgraduntersuchungen eine dritte Temperatur definiert, die mit 50 °C in etwa in der Mitte der beiden Grenztemperaturen liegt. Bei dieser Betriebstemperatur beträgt die kinematische Viskosität 26,0 mm²/s und ist somit um den Faktor 2,4 viskoser als das heiße Getriebeöl.

4.1.5 Bauraumvergleich des Getriebeprototyps mit einem Seriengetriebe

Durch die Verwendung von Originalteilen konnte der Prototyp nicht bauraumoptimal konstruiert werden. So benötigt das originale Rollenlager für die Pilotlagerung der Eingangswelle im Bereich links des 4. Gangs in der Hauptwelle einen definierten axialen und

radialen Bauraum, wodurch hier eine Lücke entsteht. Des Weiteren kann aufgrund der Verzahnungsgeometrie der Ritzelverzahnung des 1. und R-Gangs das Pilotlager nicht direkt neben die Rückwärtsgangstufe gelegt werden. Der dritte Bereich, indem bei einer Serienumsetzung axialer Bauraum eingespart werden kann, liegt abtriebsseitig von der in der Zwischenwand untergebrachten Radiallagerung von Haupt- und Vorgelegewelle. Hier musste aufgrund des Gehäuseflansches und der Verwendung von einheitlichen Schaltgabeln die Gangarretierung nach hinten verschoben werden, um eine plane Montagefläche und einen nötigen Freigang zu erhalten. Siehe zu diesen 3 Optimierungsstellen auch den Mittelschnitt des Getriebes in Abb. 4.1. Insgesamt bietet dieser vorliegende Prototypensatz ein Einsparpotential in axialer Richtung von 115 mm, wodurch eine vergleichbare Baulänge eines Sechsgang-Schaltgetriebes ohne Konstantenritzelentkopplung erreicht werden kann.

4.2 Nachbildung von Serienradsätzen

Um die Wirkungsweise des KURF-Prinzips hinsichtlich der Reduzierung bzw. Vermeidung von Klapper- und Rasselgeräuschen verifizieren zu können, sind vergleichende Versuche mit Serienradsätzen notwendig. Prüfstandsmessungen mit Seriengetrieben scheiden hierbei jedoch aus, da das Schallabstrahl- und Schwingungsverhalten der stark verrippten Gussgehäuse aus Leichtmetall nicht vergleichbar mit dem als Schweißkonstruktion ausgeführten Prüfgehäuse mit dicker Wandstärke (15 mm) und großzügigen Beobachtungsfenstern ist. Des Weiteren wären Geometrieparameter unterschiedlicher Seriengetriebe, wie Übersetzungsverhältnisse und Massenträgheitsmomente als auch Verdreh- und Axialspiele, nicht mit dem Prüfgetriebe identisch, wodurch eine genaue Vergleichbarkeit unmöglich wird.

Neben den Verbesserungen auf dem Bereich der Getriebeakustik soll zudem eine Verbesserung des Getriebewirkungsgrads nachgewiesen werden. Auch dies gelingt mit Seriengetrieben mit unterschiedlichen Radsätzen, Zahngeometrien (Modul, Übersetzungsverhältnis, Zahnbreite etc.), Wellenlagerungen und Schleppmomentverhältnissen nur unzureichend. Aus diesem Grund werden verschiedene Radsatzanordnungen ebenfalls mit dem vorliegenden Prüfgetriebe realisiert.

Betrachtet man moderne Handschaltgetriebe für Personenkraftwagen mit Frontmotor und Hinterradantrieb (Standardanordnung), so kann festgehalten werden, dass bei diesen Fahrzeuggetrieben sämtliche Gänge – inkl. Rückwärtsgang – synchronisiert sind. Vorherrschend

bei diesen coaxialen Getrieben ist die Anordnung der Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle. Alle weiteren Losräder sind auf der Hauptwelle angeordnet. Der Vorteil dieser Anordnung liegt in den reduzierten Massenträgheiten im Hinblick auf die Getriebesynchronisierungen wie auch die Reduzierung der Klapperstellen im Leerlauf.

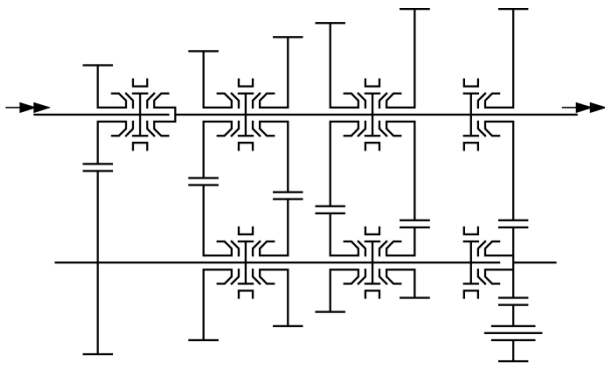
Eine weitere Möglichkeit zur Anordnung der Losräder in Pkw-Handschaltgetrieben bietet der Inline-Radsatz, bei dem alle Losräder auf der Hauptwelle angeordnet sind. Aufgrund der oben genannten Vorteile der Anordnung von Losradstufen auf der Vorgelegewelle findet diese Inline-Anordnung bei Personenkraftwagen jedoch nur noch vereinzelt Anwendung.

Bei Nutzfahrzeuggetrieben finden sowohl Synchronisierungen als auch Klauenschaltungen Anwendung. Im Bereich der Synchrongetriebe sind diese Nkw-Getriebe prinzipiell mit den Pkw-Getrieben vergleichbar, mit der Ausnahme, dass bei mittleren und schweren Nkw-Getrieben ausschließlich die Inline-Anordnung Anwendung findet. Leichte Nkw-Getriebe sind meist baugleich mit Pkw-Getrieben, so dass hier auch eine Anordnung der Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle möglich ist.

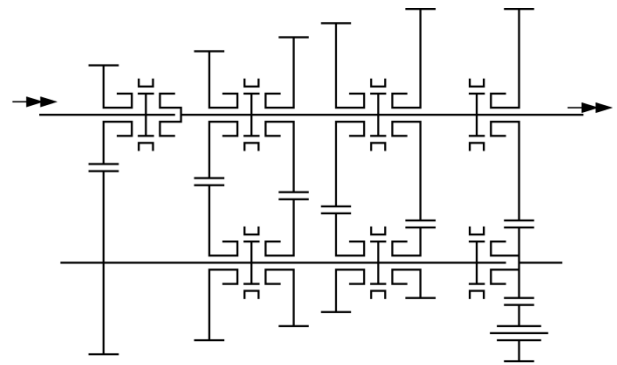
Aufgrund der unterschiedlichen Losradanordnungen bei Seriengetrieben und die Wahl der Herstellung des Drehzahlgleichlaufs beim Schaltvorgang sind die in Tabelle 4.3 zusammengefassten Radsatzanordnungen notwendig, um alle möglichen Radsatzanordnungen für Pkw- und Nkw-Getriebe mit dem Prototyp nachbilden zu können.

Tabelle 4.3. Darstellbare Radsatzanordnungen

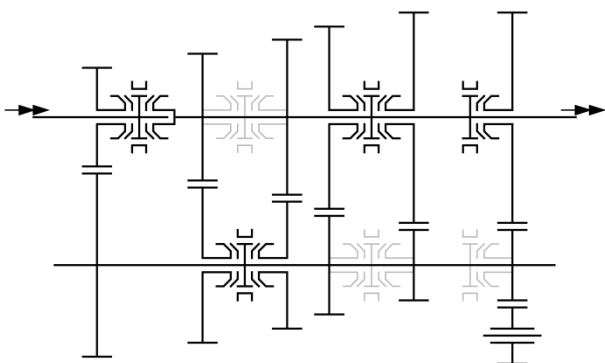
Radsatz	Beschreibung	Darstellung
KURF ^{Sy}	KURF-Radsatz nach dem Prinzip der vollständigen Festrad-entkopplung, mit Synchronisiereinrichtung	Abb. 4.8a
KURF ^{Kl}	KURF-Radsatz nach dem Prinzip der vollständigen Festrad-entkopplung, mit Klauenschaltung	Abb. 4.8b
LR3/4 ^{Sy}	Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle angeordnet, mit Synchronisiereinrichtung	Abb. 4.8c
LR3/4 ^{Kl}	Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle angeordnet, mit Klauenschaltung	Abb. 4.8d
Inline ^{Sy}	Inline-Getriebe mit Synchronisiereinrichtung	Abb. 4.8e
Inline ^{Kl}	Inline-Getriebe mit Klauenschaltung	Abb. 4.8f



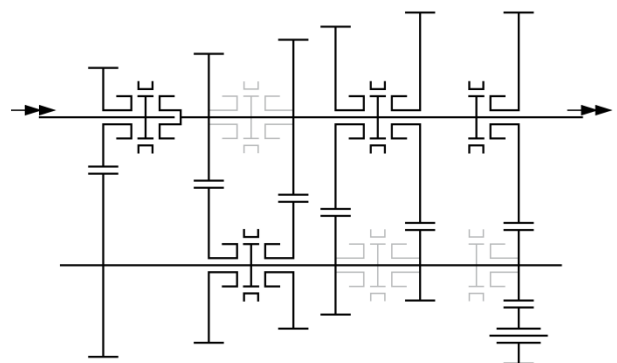
a) Radsatz "KURFSy"



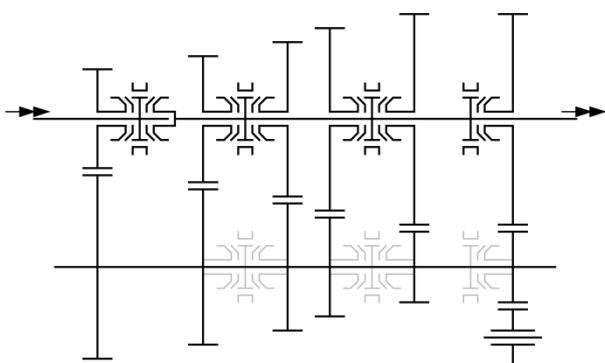
b) Radsatz "KURFKl"



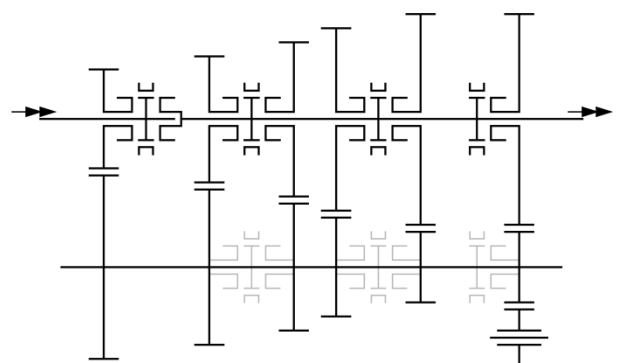
c) Radsatz "LR3/4Sy"



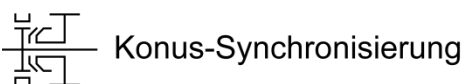
d) Radsatz "LR3/4Kl"



e) Radsatz "InlineSy"



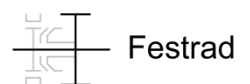
f) Radsatz "InlineKl"



Konus-Synchronisierung



Klauenschaltung



Festrad

Abb. 4.8. Nachbildung von Serienradsätzen auf Basis des KURF-Getriebes. Alle Radsätze mit Konstantenritzelentkopplung. Bezeichnungen, s. Tabelle 4.3

Die Synchronereinrichtung des Prototypgetriebes wurde so gewählt, dass durch den Ausbau der Synchronringe eine reine Klauenschaltung entsteht. Die Axialspiele der einzelnen Losräder bleiben hierbei unverändert. Hierdurch wird ermöglicht, dass im Bereich der

Getriebeakustik der Einfluss des Synchronringklapperns durch Ein- und Ausbauversuche genau untersucht werden kann. Die Anzahlen der jeweiligen Verzahnungs- und Synchronringklapperstellen der sechs Radsatzanordnungen sind in Tabelle 4.4 zusammengefasst.

Tabelle 4.4. Angabe der Verzahnungs(ZRK)- und Synchronring(SRK)-Klapperstellen.

* Konstantenritzelentkopplung

Radsatz	Leerlauf		1. Gang		2. Gang		3. Gang		4. Gang		5. Gang	
	ZRK	SRK	ZRK	SRK	ZRK	SRK	ZRK	SRK	ZRK	SRK	ZRK	SRK
KURF ^{Sy}	0	2	0	9	0	9	0	9	0	9	0	6
KURF ^{Kl}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
LR3/4 ^{Sy}	5 / 0*	3 / 2*	5	5	5	5	5	5	5	5	2*	4*
LR3/4 ^{Kl}	5 / 0*	0 / 0*	5	0	5	0	5	0	5	0	2*	0*
Inline ^{Sy}	7 / 0*	1 / 2*	5	5	5	5	5	5	5	5	0*	6*
Inline ^{Kl}	7 / 0*	0 / 0*	5	0	5	0	5	0	5	0	0*	0*

Im Bereich der Wirkungsgradanalysen entfällt durch den Ausbau der Synchronringe deren Synchronringpalte zwischen den Reibpartnern Synchronring und Kupplungskörper, so dass hier zusätzlich der Einfluss des durch den Spalt induzierten Schleppmoments untersucht werden kann.

Zur Herstellung von Festräd-/Losrad-Paarungen werden die zu fixierenden Zahnräder mittels Hülsen mit den Wellen verblockt. Diese Hülsen greifen in die Außenverzahnung der Synchronkörper – als Ersatz der Schiebemuffen – und die Klauenverzahnung der Kupplungskörper ein, wodurch eine spielfreie Verbindung zwischen der jeweiligen Getriebewelle und dem Zahnrad entsteht. Die Synchronringe werden bei dieser Verblockung nicht verwendet. Diese Verblockung der Zahnräder ist in Abb. 4.8 grau dargestellt. Bedingt durch die Synchronleinrichtung kann bei der Nachbildung von Serienradsätzen im Direktgang das Konstantenritzel nicht mit der Eingangswelle verblockt werden, da die Schiebemuffe mit der Abtriebswelle verblockt wird.

Abbildung 4.9 zeigt die Herstellung der Festräder auf der Vorgelegewelle am Beispiel des Radsatzes Inline^{Sy} – Inline-Anordnung mit Synchronleinrichtung – anhand des 3D-CAD-Modells. Der zugehörige reale Zusammenbau der Vorgelegewelle ist in Abb. 4.10 abgebildet.

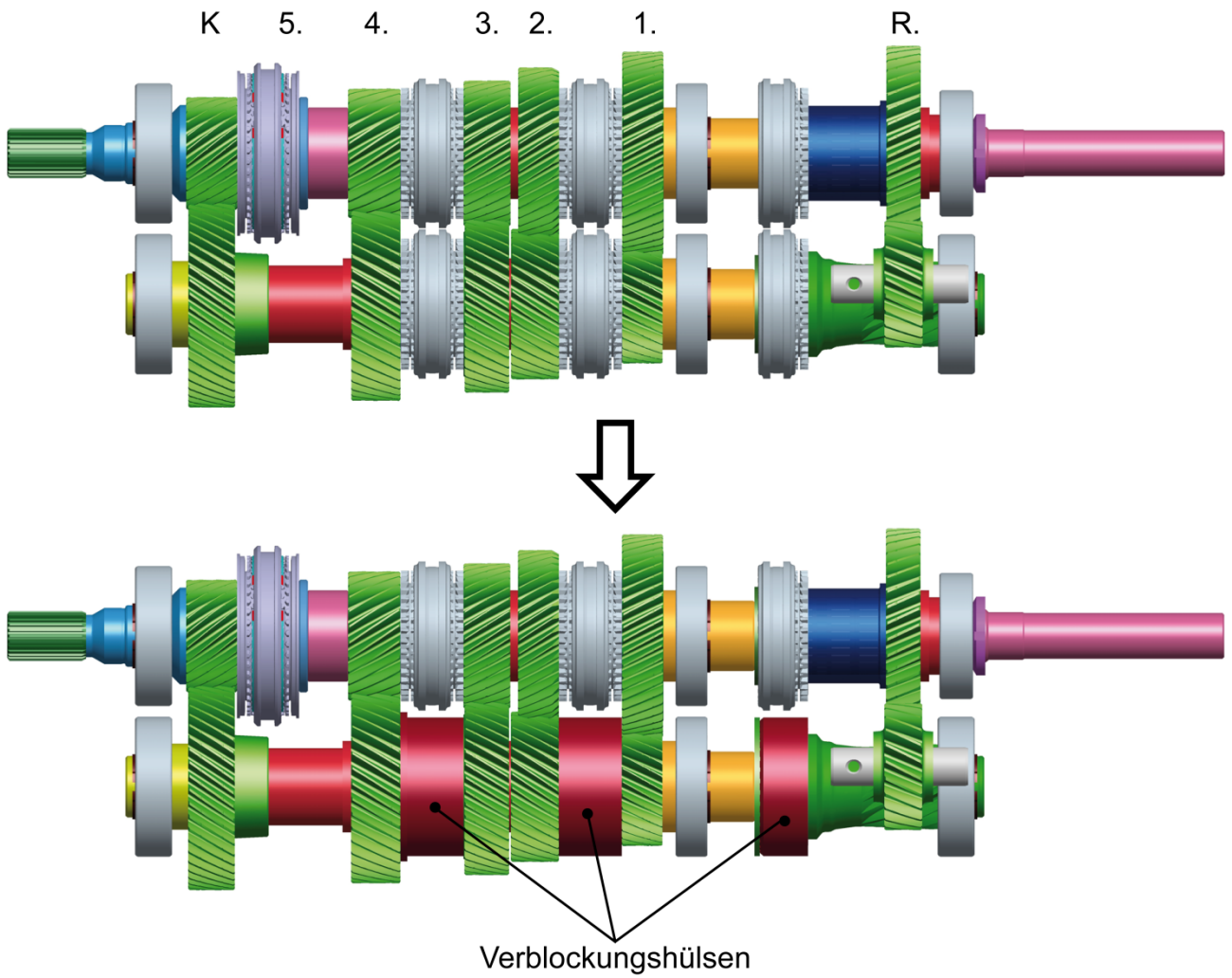


Abb. 4.9. Nachbildung von Festrädern mittels Verblockungshülsen am Beispiel der synchronisierten Inline-Anordnung



Abb. 4.10. Zusammenbau der Vorgelege- und Ritzelwelle mit Verblockungshülsen zur Nachbildung von Festrädern der synchronisierten Inline-Anordnung

5 Prüfumgebung

Zur messtechnischen Untersuchung sowohl der Getriebeakustik als auch des Potentials zur Wirkungsgradverbesserung wurde der IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand der 3. Generation verwendet. Dieser im Jahr 2007 in Betrieb genommene Prüfstand wird im Folgenden genauer vorgestellt und das Leistungspotential aufgezeigt.

5.1 Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand

Am Institut für Maschinenelemente existiert seit 1988 in unterschiedlichen Ausbaustufen ein Prüfstand zur Untersuchung der Klapper- und Rasselgeräusche [2, 4–5, 31–33, 74]. Aufgrund der gestiegenen Anforderungen im Hinblick auf die steigenden Drehungleichförmigkeiten von Verbrennungsmotoren, wie sie bereits in Abschn. 2.2 erläutert wurden, waren die Leistungsdaten des Prüfstands nicht mehr ausreichend. Aus diesem Grund wurde ein neuer Prüfstand (3. Generation) entwickelt, für dessen geometrische Auslegung eine Analyse der auf dem Markt befindlichen Fahrzeuggetriebe mit Stirnradverzahnung (Handschalt-, automatisierte Schalt- und Doppelkupplungsgetriebe sowie Verteilergetriebe für Allradantrieb) durchgeführt wurde. Abbildung 5.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Prüfstands, in Abb. 5.2 ist der reale Prüfstand mit appliziertem Frontquer-Getriebe dargestellt.

Beim Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand handelt es sich um einen Zwei-Motorenprüfstand in I-Anordnung. Dies bedeutet, dass die Antriebs- und Abtriebs-/Bremseinheit gegenüberliegend angeordnet sind. Koaxiale Fahrzeuggetriebe für Hecklängs-Anordnung (Standardantrieb) können ohne Modifikation am Prüfstand adaptiert werden. Bei Frontquer-Getrieben bedarf es der Verblockung des Differentials, da der Abtrieb nur über den der Eingangswelle gegenüberliegenden Gelenkwellenflansch möglich ist.

Der mechanische Aufbau des Prüfstands besteht aus einem Grundrahmen aus verschweißten Stahlträgern und zwei Montagegerüsten. Das in Abb. 5.1 links dargestellte Gerüst dient zur Aufnahme des Antriebsmotors und zur Befestigung des Prüfgetriebes. Des Weiteren ist in diesem Gerüst die Messstrecke mit antriebsseitiger Drehmomentmesswelle und Inkrementalgeber zur Überwachung des IST-Zustands der Drehungleichförmigkeit am Getriebeeingang untergebracht.

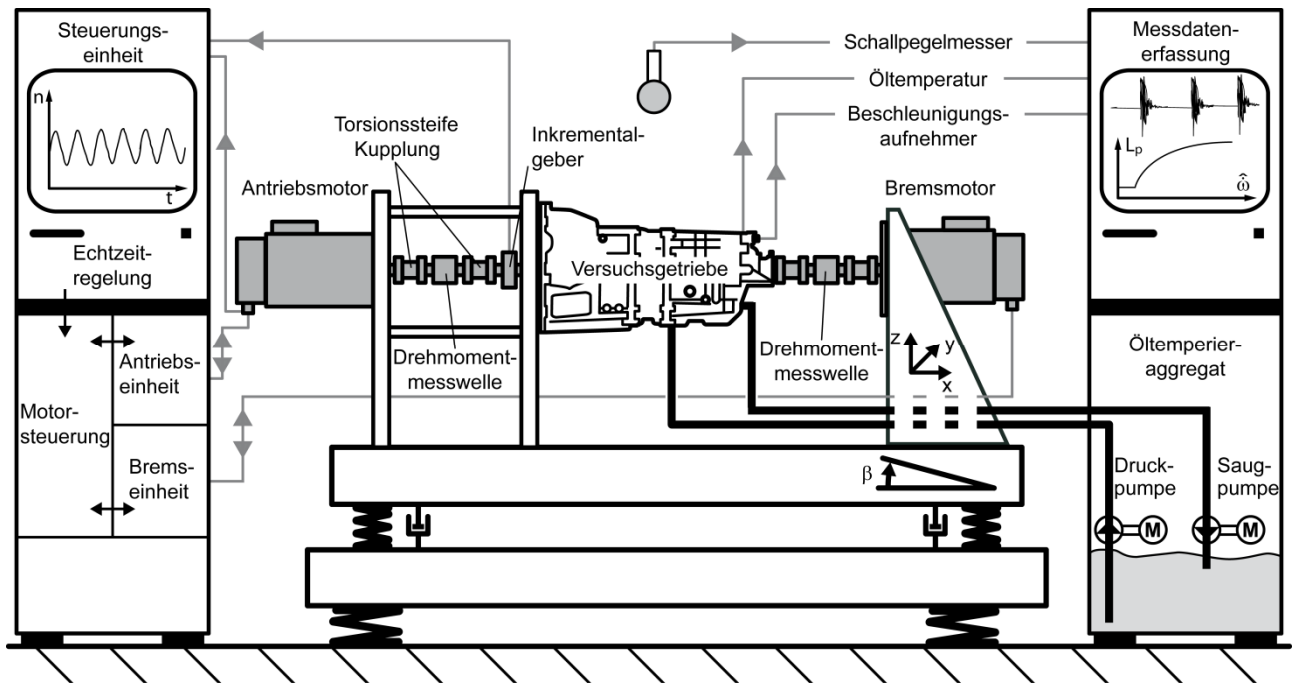


Abb. 5.1 Prinzipieller Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstands

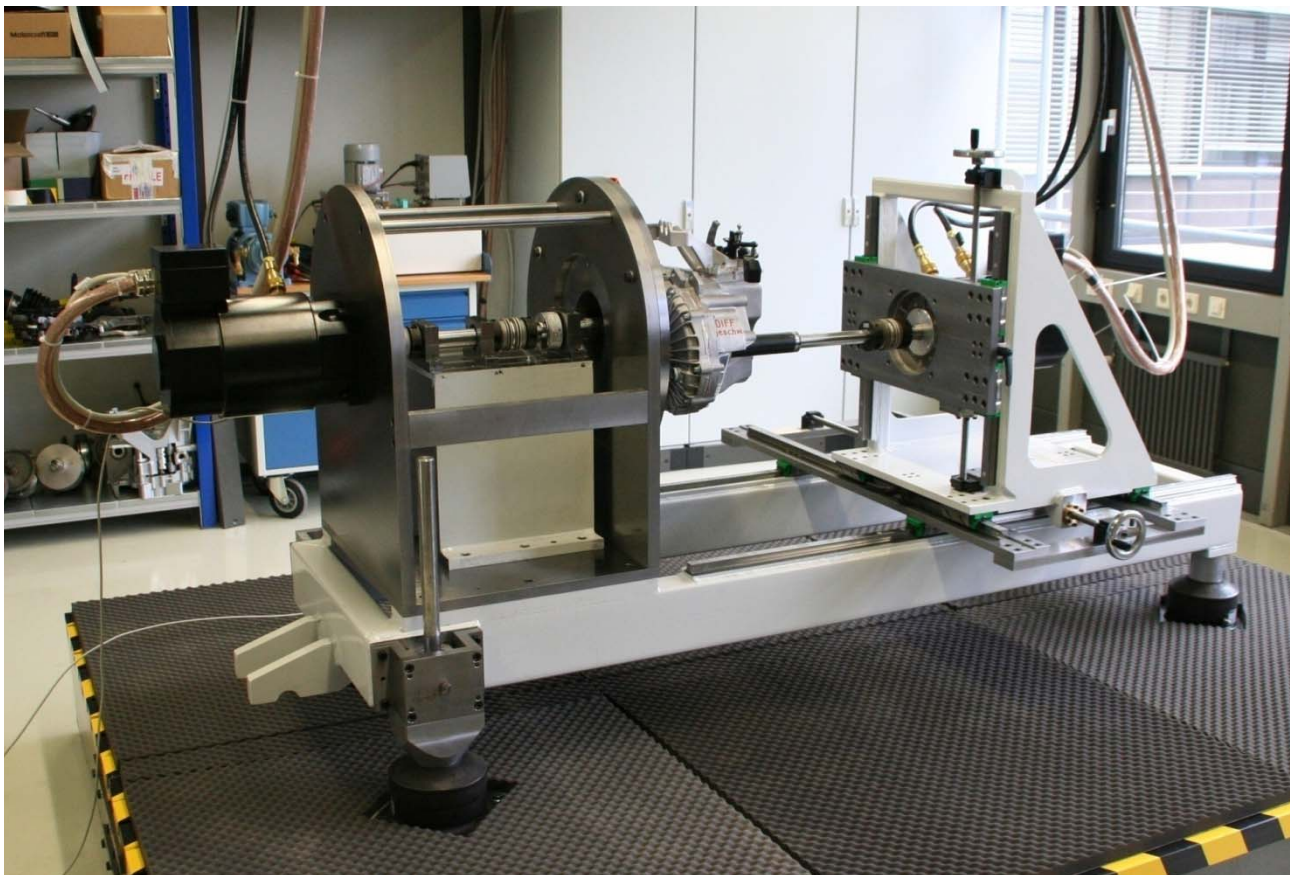


Abb. 5.2 IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand mit appliziertem Frontquer-Getriebe, Drehmoment-Messeinrichtung nicht eingebaut

Das Gerüst der Bremseinheit ist in der horizontalen Ebene über hochgenaue spielfreie Linearführungen mit Kugelumlaufeinheiten verfahrbar auf dem Grundrahmen befestigt. Der Bremsmotor und die abtriebsseitige Drehmomentmesswelle sind an einer über eine baugleiche Linearführung in z -Richtung verfahrbare Adapterplatte am Gerüst gelagert. Zur exakten koaxialen Ausrichtung des Bremsmotors mit dem Abtriebsflansch des Prüfgetriebes sind in y - und z -Richtung Trapezzgewindespindeln angebracht.

Zur realitätsnahen Erprobung der Fahrzeuggetriebe ist der Grundrahmen mit einem Verkippmechanismus um die Querachse des Prüfaufbaus versehen, um Getriebe in der originalen Einbaulage mit einem realen Ölpegel vermessen zu können. Zur schwingungstechnischen Entkopplung des Prüfstands vom Gebäude ist der Grundrahmen auf Gummi-Luftfederelementen auf einem Maschinenbett gelagert, welches wiederum über Stahlfederelemente auf dem Fundament des Prüfraums gelagert ist.

Der komplette Antriebsstrang wird über torsionssteife Metallbalgkupplungen in Halbschalenbauweise verbunden und ermöglicht daher einen schnellen Umbau des Prüfstands. Die Torsionssteifigkeit der Kupplungen beträgt $84 \cdot 10^3$ Nm/rad und garantiert somit eine ungefilterte Übertragung der Drehschwingungen vom Antriebsmotor in das Prüfgetriebe.

Als Antriebs- und Bremsmotor werden zwei baugleiche Drehstromsynchronmotoren verwendet. Ziel bei der Auslegung der Elektromotoren und deren Umrichteranlage war eine geringe Schallabstrahlung, um die Messergebnisse der Luftschallaufzeichnungen nicht zu beeinflussen, da die komplette Prüfstandseinheit in einem Prüfraum untergebracht ist. Das Ziel des geringen Fremdschalls in Verbindung mit der Forderung eines geringen Rotorträgheitsmoments führt zu einer Wassermantelkühlung im Bereich der Motoren und einer Kühlung der Umrichteranlage mittels Luft/Wasser-Wärmetauscher. Die technischen Daten des Klapper- und Rasselgeräuschprüfstands sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst.

Gesteuert wird der Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand über einen in Matlab/Simulink programmierten Signalgenerator, dessen Code in eine dSpace-Umgebung implementiert wird. Als Steuerungsart wird hierbei die Drehzahl-/Drehmomentregelung verwendet, d.h. der Antriebsmotor läuft drehzahl geregelt und der Abtriebsmotor verspannt den Prüfaufbau mit einem definierten Bremsmoment.

Je nach Anwendungsfall können reale Drehzahlverläufe oder synthetisch generierte Sinusschwingungen unter Variation der Motorordnung zur Anregung verwendet werden. Das am IMA verwendete Prüfstandskonzept mit einer rechnergestützten Generierung der Dreh-

schwingungsanregung erlaubt die freie Wahl der Motorordnung. Standardmäßig werden die Prüfläufe mit der 2. Motorhauptordnung entsprechend eines Vierzylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors durchgeführt, jedoch sind auch alle weiteren Verbrennungsmotoren vom Dreizylinder- (1,5. Hauptordnung) bis Zwölfzylinder- (6. Hauptordnung) Verbrennungsmotor nachbildbar.

Tabelle 5.1 Technische Daten des Klapper- und Rasselgeräuschprüfstands

Geometrische Daten	
Verfahrweg Abtriebsmotor <i>x</i> -Achse	+915 mm
Verfahrweg Abtriebsmotor <i>y</i> -Achse	+250 / -250 mm
Verfahrweg Abtriebsmotor <i>z</i> -Achse	+110 / -170 mm
Verkippwinkel β um <i>y</i> -Achse	max. 8°
Rotorträgheitsmoment An-/Abtriebsmotor	$5,48 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$
Leistungsdaten	
Nennleistung	33,7 kW
Nenndrehmoment	71 Nm
Nenndrehzahl	4500 1/min
Kühlung	
E-Motor	Wassermantelkühlung
Umrichteranlage	Luft/Wasser-Wärmetauscher
Akustisches Verhalten des Prüfraums	
Grundsollpegel, Umrichteranlage an, gemessen im Bereich des Prüfgetriebes	48 dB(A)

Der Abtriebsmotor wird mit einem konstanten Bremsmoment (je nach Getriebe zwischen 15 und 20 Nm) beaufschlagt und hat die Aufgabe, die im Leistungsfluss befindlichen Zahnradstufen zu verspannen, damit diese keine Rasselgeräusche erzeugen können. Im Fall der Klappergeräuschuntersuchungen wird der Bremsmotor mit einem Bremsmoment von 71 Nm bei Null Drehzahl beaufschlagt und fixiert somit die Abtriebswelle (Betriebszustand: Leerlauf).

Zur Temperierung des Getriebes steht ein Umwälzthermostat mit integriertem PID-Regler der Firma Julabo (Typ SL-26) mit Badgefäß und externer Hochleistungspumpe zur Verfügung. Dieses Aggregat besitzt eine maximale Heizleistung von 3000 W. Des Weiteren kann das Getriebe mittels Heizlüfter auf Betriebstemperatur gebracht werden. Beide Verfahren zur Temperierung des Getriebes haben gemeinsam, dass deren Betrieb während der Messung unterbrochen wird, um störende Einflüsse (Umwälzthermostat: schleppmomentbeeinflussende Strömung im Ölsumpf, Heizlüfter: Fremdschall) zu unterbinden.

5.2 Leistungspotential

Zur Untersuchung der Leistungsfähigkeit des neuen Klapper- und Rasselgeräuschprüfstands der 3. Generation wurde ein mechanischer Prüfaufbau mit variablem Massenträgheitsmoment entwickelt und mithilfe dessen die maximal erreichbaren Winkelbeschleunigungsamplituden in Abhängigkeit der Grunddrehzahl, Massenträgheit und Motorhauptordnung gemessen.

Zur Bestimmung des benötigten abzubildenden Bereichs des Massenträgheitsmoments wurden die auf die Eingangswelle reduzierten Massenträgheitsmomente von Fünf- und Sechsgang-Getrieben für Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge aller Leistungsklassen mit (Transaxle) und ohne (Koaxialgetriebe) Differentialgetriebe untersucht. Zudem wurde das Massenträgheitsmoment einzelner Zahnradstufen analysiert, um Elementaruntersuchungen durchführen zu können. Basierend auf diesen Untersuchungen wurde der Bereich des zu untersuchenden Massenträgheitsmoments zwischen $0,4 \cdot 10^{-3}$ und $30 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$ festgelegt.

Abbildung 5.3 zeigt beispielhaft die maximal erreichbaren Winkelbeschleunigungsamplituden bei Nenndrehmoment des Prüfstandantriebs ohne Bremsmoment in Abhängigkeit von Grunddrehzahl und Massenträgheitsmoment bei Anregung mit der 2. Motorordnung entsprechend einem Vierzylinder-Viertakt-Verbrennungsmotor. Die dargestellten Massenträgheitsmomente repräsentieren hierbei die reinen Trägheitsmomente des Prüfgetriebes. Die Trägheitsmomente des Prüfstandantriebs – Rotorträgheitsmoment und Metallbalgkupplung – in Höhe von $5,89 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$ sind bei allen Messaufbauten konstant.

Man kann erkennen, dass die erreichbaren Winkelbeschleunigungsamplituden bei kleinen Massenträgheitsmomenten im Drehzahlbereich zwischen 500 und 750 1/min im Gegensatz zu höheren Drehzahlen abfallen. Dies liegt daran, dass der Prüfstand keine Drehrichtungs-

umkehr zulässt. Somit kann die der Grunddrehzahl überlagerte Drehschwingung am Tiefpunkt minimal 0 1/min betragen.

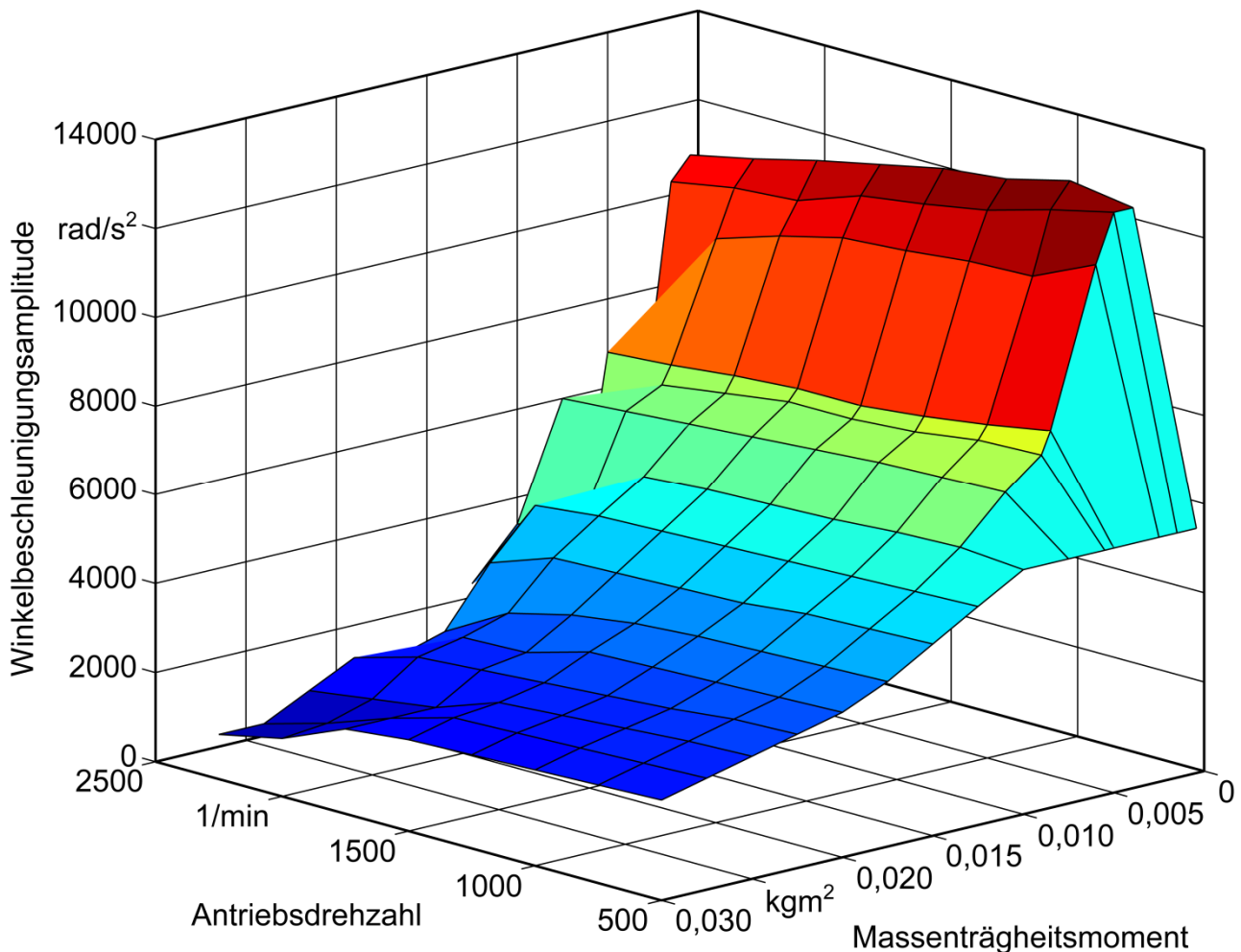


Abb. 5.3. Maximal erreichbare Winkelbeschleunigungsamplituden in Abhängigkeit der Grunddrehzahl und des Massenträgheitsmoments am Beispiel der Anregung mit 2. Motorordnung

Der Vorteil des IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstands liegt in der elektronischen Erzeugung des Drehzahlsignals und somit der Winkelbeschleunigungen. Hierdurch ist eine freie Wahl der Motorordnung möglich. Abbildung 5.4a zeigt die erreichbaren Winkelbeschleunigungsamplituden in Abhängigkeit der Grunddrehzahl und der Motorordnung bei einem konstantem Massenträgheitsmoment von $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$. Die maximal anzuregenden Winkelbeschleunigungsamplituden in Abhängigkeit des auf den Antrieb umgerechneten Verspannmoments zeigt Abb. 5.4b am Beispiel der Anregung mit der 2. Motorordnung.

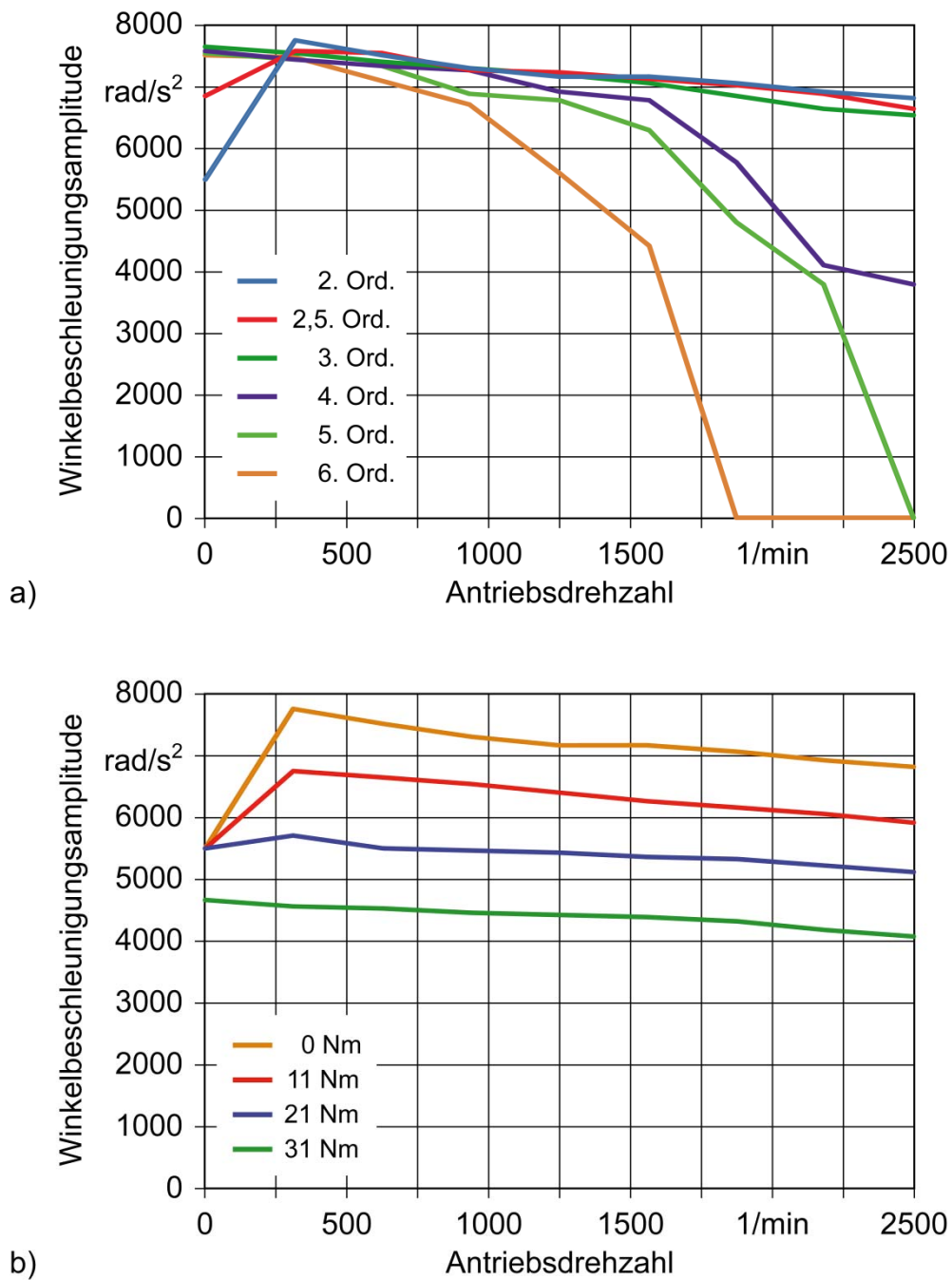


Abb. 5.4. Maximal erreichbare Winkelbeschleunigungsamplituden in Abhängigkeit der Motorordnung (a) und des Verspannmoments (b)

6 Geräuschuntersuchungen

Das Grundprinzip des klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebes liegt in der vollständigen Entkopplung aller Festräder von den jeweiligen Getriebewellen, sofern sie nicht am Leistungsfluss beteiligt sind. Dadurch ist die Übertragung der vom Verbrennungsmotor in das Getriebe eingeleiteten Drehungleichförmigkeit je nach Zustand reduziert bzw. im Idealfall unterbunden. Einflüsse, die eine teilweise Übertragung der Drehungleichförmigkeiten auf ein Losteil begünstigen können, sind durch Fluid-, Misch- und Festkörperreibung induzierte Schleppmomente, die einen Mitnahmeeffekt im Bereich der Losradlagerung und der axialen Anlaufbunde sowie im Synchronspalt auf das Losteil ausüben.

Die Wirksamkeit des KURF-Prinzips zur Reduzierung bzw. vollständigen Vermeidung von Klapper- und Rasselgeräuschen wird im Folgenden analysiert. Hierfür wird zunächst die Versuchsdurchführung am institutseigenen Prüfstand vorgestellt. Im Bereich des Klappergeräuschverhaltens wird neben der vollständigen Festrudentkopplung die solitäre Entkopplung des Konstantenritzels betrachtet, die auf Seriengetriebe angewendet werden kann. Das Rasselgeräuschverhalten wird am Beispiel des 2. und 5. Gangs unter Variation der Grunddrehzahl analysiert. Der Einfluss der Motorordnung wird in einem separaten Abschnitt gesondert am Beispiel des 2. Gangs diskutiert. Alle KURF-Messungen werden zur Darstellung des Optimierungspotentials mit Serienanordnungen verglichen. Zudem wird der Einfluss der Synchronringe auf die Geräuschemission durch Ausbauversuche betrachtet.

6.1 Versuchsdurchführung

Die Versuche zum Klapper- und Rasselgeräuschverhalten des KURF-Prototypgetriebes wurden auf dem in Kapitel 4 präsentierten IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand durchgeführt. Der Messaufbau ist in Abb. 6.1 dargestellt.

Zur Untersuchung des emittierten Luftschalldruckpegels wurde ein Klasse 1-Schallanalysator des Typs 2260 „Investigator“ der Firma Brüel & Kjær mit einem ½“-Freifeldmikrofon des Typs 4189 verwendet. Der Frequenzbereich des Mikrofons liegt zwischen 6,3 und 20000 Hz. Der gemessene Schalldruckpegel wurde über eine Dauer von 100 ms gemittelt. Die Auswertung des Messgeräts wurde anhand der Software Brüel & Kjær Noise Explorer 7815 vorgenommen.



Abb. 6.1. Messaufbau für Akustikuntersuchungen mit montiertem Prüfgetriebe

Um keine Beeinträchtigung des Schallpegels durch Schallreflektionen zu erhalten, wurden alle Messungen bei einem orthogonalen Messabstand zwischen der Mikrofonmembrane und der Gehäuseoberfläche von 1000 mm durchgeführt, was unter Vernachlässigung von Raumreflektionen einer Freifeld-Umgebung entspricht. Zur weiteren Minimierung der Schallrückstrahlung und folglich der Verfälschung der Messergebnisse wurde das Mikrofon vom Schallpegelmesser getrennt auf einem Stativ mit Ausleger montiert und der Schallpegelmesser vom Prüfstandspult aus bedient.

Zur Identifizierung der Verdrehflanken- und Axialstöße wurde neben dem Luftschall auch der Körperschall analysiert. Dieser diente jedoch nur zur qualitativen Untersuchung und wurde nicht zur Erstellung der Klapperkurven herangezogen. Als Beschleunigungsaufnehmer stand für diese Aufgabe ein piezoelektrische Ladungsaufnehmer des Typs Brüel & Kjær 4393 mit einem Frequenzbereich von 0,1–16500 Hz und einer Empfindlichkeit von 3,1 pC/g zur Verfügung.

Für die automatisierte Prüfstandssteuerung wurde zur Aufzeichnung der Klapperkurven die am IMA übliche Winkelbeschleunigungsrampe verwendet, s. Abb. 6.2. Diese Winkelbeschleunigungsrampe ist in fünf Phasen unterteilt.

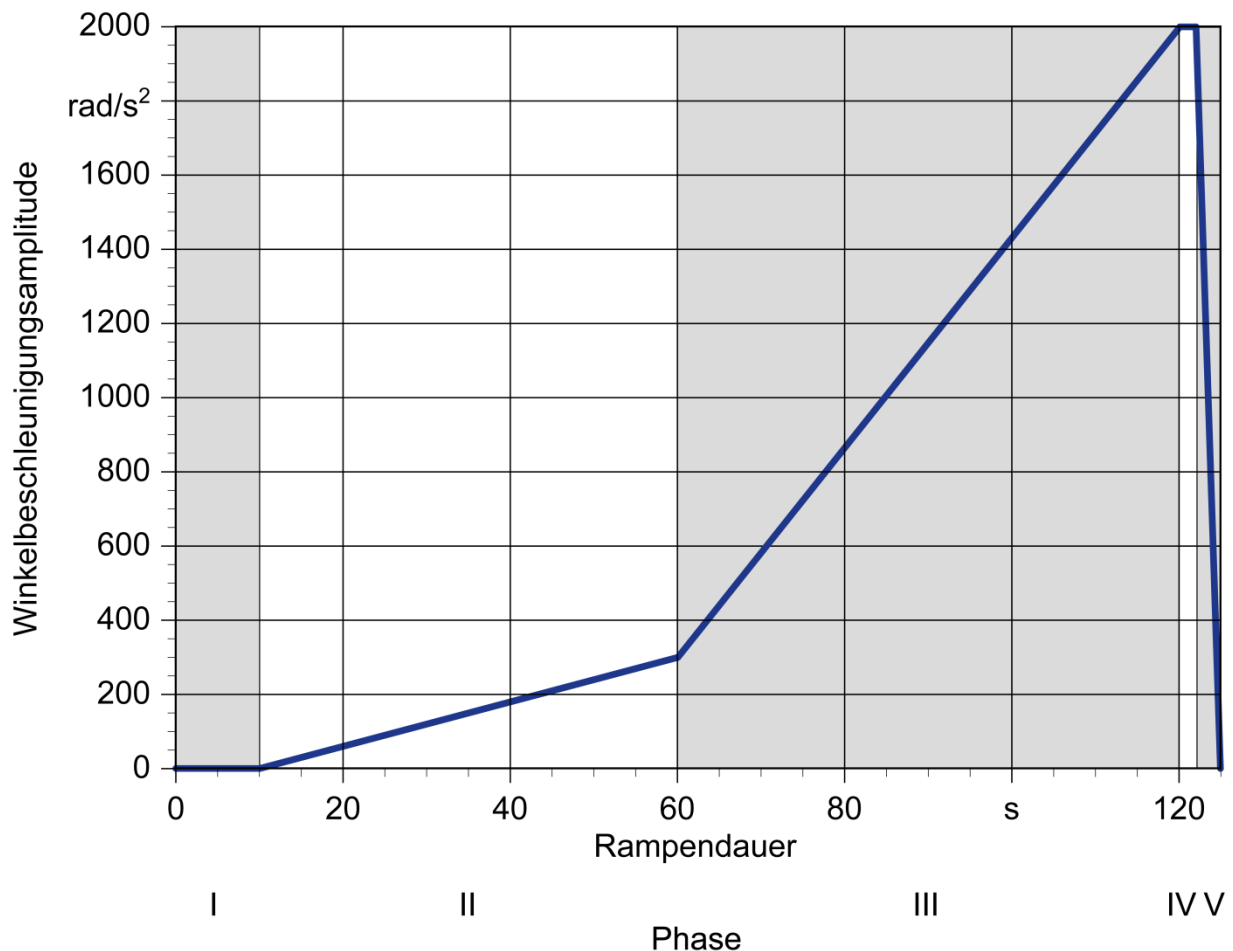


Abb. 6.2. Winkelbeschleunigungsrampe des IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstands und Einteilung der Rampenabschnitte in Phasen

In Phase I wird über eine Dauer von 10 s der Grundschallpegel des Getriebes ohne Anregung bei einer definierten Grunddrehzahl gemessen. In Phase II steigt die Anregungsamplitude über eine Dauer von 50 s kontinuierlich auf eine Winkelbeschleunigungsamplitude von 300 rad/s² an. Die geringe Steigung von 6 (rad/s²)/s erlaubt hierbei eine genaue Bestimmung der Klappergrenze. Phase III dient zur weiteren Aufzeichnung des Schallpegels bis zu einer maximalen Winkelbeschleunigungsamplitude von 2000 rad/s² über eine Dauer von 60 s. Die Qualität der Schallpegelaufzeichnungen infolge der höheren Steigung von 28,3 (rad/s²)/s zur Reduzierung der Prüfdauer wurde mit verschiedenen Messungen mit geringerer Steigung verifiziert und ist hinreichend genau. In Phase IV wird die maximale Anregungsamplitude von 2000 rad/s² zur exakten Bestimmung des emittierten Klapper- bzw. Rasselgeräuschs über eine Dauer von 2 s gehalten. Die negative Rampensteigung in Phase V dient ausschließlich zur geregelten Abschaltung der Winkelbeschleunigungsamplitude.

Neben den Prüfläufen mit automatisierter Anregungsrampe (Maximalanregung 2000 rad/s^2) wurden zur Bestimmung der Klapper- und Rasselgeräusche bei höheren Winkelbeschleunigungsrampen Stufenversuche mit diskreten Anregungen von $0\text{--}4000 \text{ rad/s}^2$ mit einer Stufung von 500 rad/s^2 durchgeführt.

Abbildung 6.3 stellt die Umrechnung der Winkelbeschleunigungsamplituden in Drehzahlamplituden auf Basis der Gleichung 2.3 am Beispiel der in den Versuchen verwendeten Grunddrehzahlen und Motorordnungen dar. So entspricht eine Winkelbeschleunigungsamplitude von 2000 rad/s^2 bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min und 2. Motorhauptordnung einer Drehzahlschwankung von $\pm 114 \text{ 1/min}$.

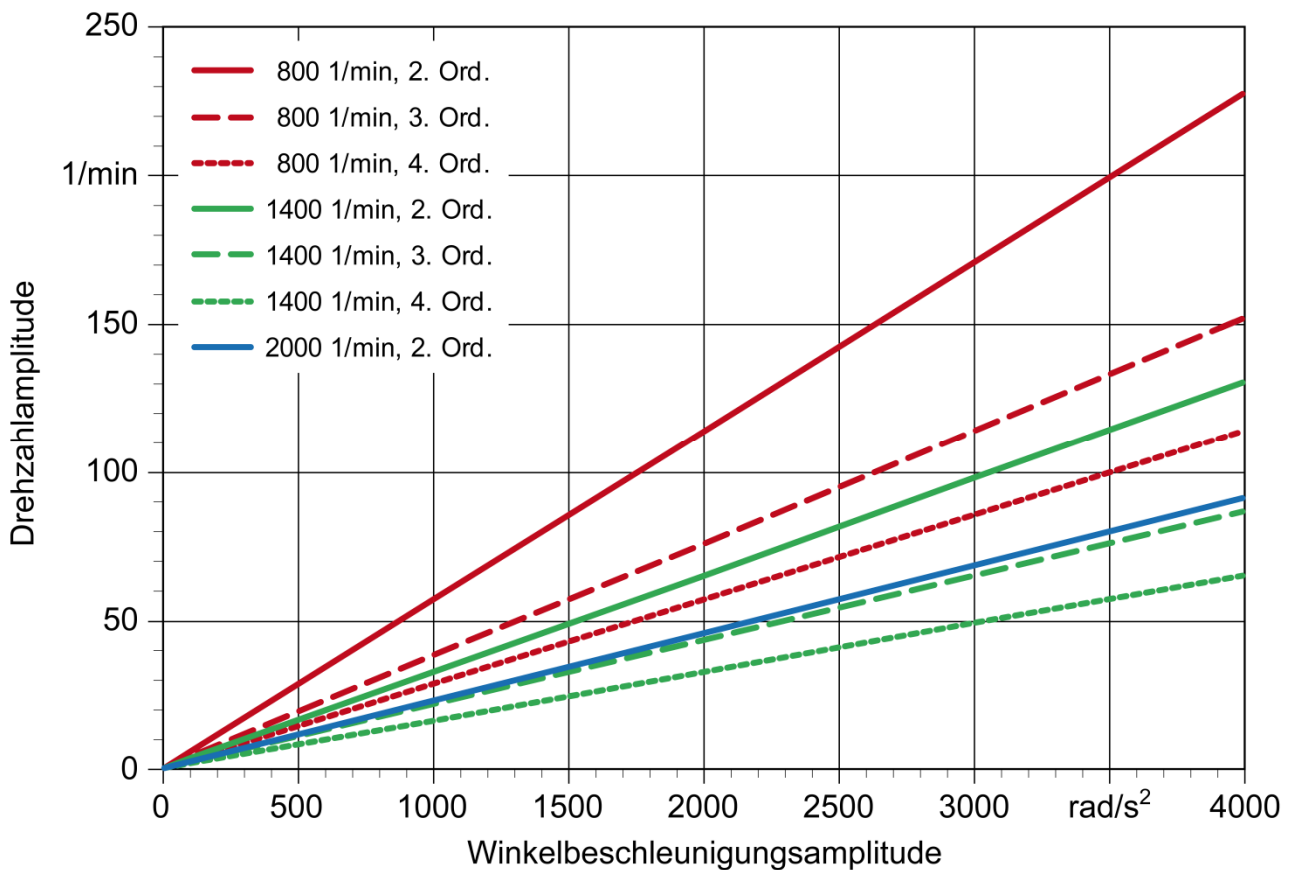


Abb. 6.3. Umrechnung der Winkelbeschleunigungsamplitude in Drehzahlamplituden der durchgeführten Versuche

Vergleichende Vorversuche zur Materialauswahl der Seitenscheiben

Das Prüfgetriebe wurde, wie in Abb. 6.1 abgebildet, mit verbauten Acrylglasscheiben untersucht. Vergleichende Untersuchungen im Vorfeld mit den ursprünglich vorgesehenen 5 mm dicken Aluminiumscheiben haben ergeben, dass die Differenz der emittierten Klapper- und Rasselgeräusche bei Verwendung der 5 mm dicken Acrylglasscheiben kleiner $0,8 \text{ dB(A)}$

war und somit keine Verfälschung aufgrund der unterschiedlichen Materialien und Dämpfungseigenschaften stattfindet, s. Abb. 6.4. Die Verwendung der Acrylglasplatten erlaubte hierbei eine Beobachtung des Bewegungsverhaltens der Getriebelosteile und das Mitnahmeverhalten der Losteile infolge der induzierten Schleppmomente.

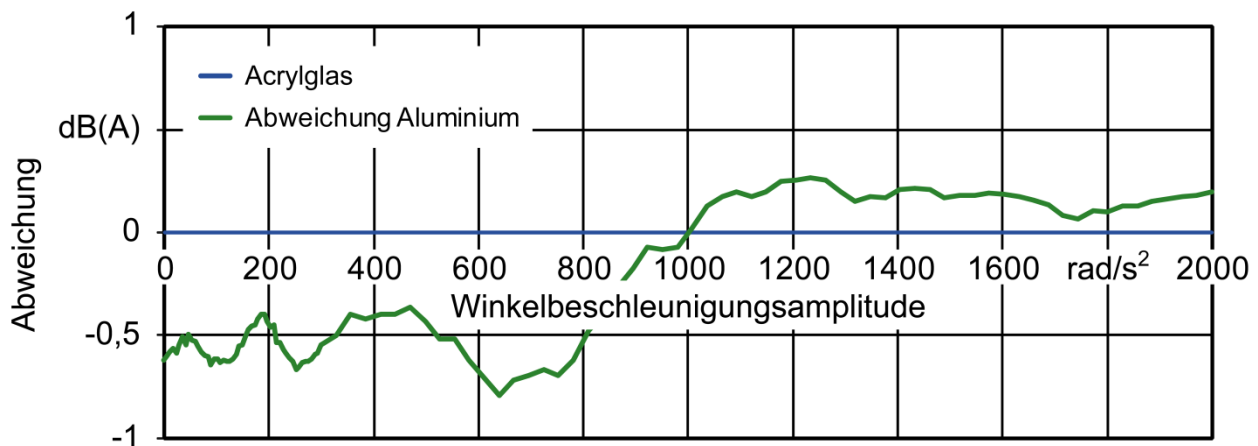


Abb. 6.4. Vergleichende Untersuchung der Schallabstrahlung von Acrylglas- und Aluminiumscheiben auf das Rasselgeräusch am Beispiel des synchronisierten KURF-Getriebes im geschalteten 2. Gang mit einer Grunddrehzahl von 800 1/min bei 25°C. Acrylglas = 0dB(A)-Achse

6.2 Klappergeräuschverhalten

Im Rahmen der Klappergeräuschuntersuchungen wurden am Getriebeprototyp verschiedene Parametervariationen durchgeführt. Die Parameter und deren Zustände sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Tabelle 6.1. Parametervariation und deren Zustände im Leerlaufbetrieb

*Konstantenritzelkopplung ausschließlich bei den Radsatzanordnungen LR3/4 und Inline

Parameter	Zustand		
	1	2	3
Radsatzanordnung	KURF	LR3/4	Inline
Schalteinrichtung	Konussynchronisierung	Klauenschaltung	-
Konstantenritzel	gekoppelt*	entkoppelt	-
Grunddrehzahl	800 1/min	-	-
Motorordnung	2. Hauptordnung	3. Hauptordnung	4. Hauptordnung
Betriebstemperatur	25 °C	80 °C	-

Zunächst wird der Einfluss der vollständigen Festradentkopplung auf das Klappergeräuschverhalten vorgestellt. Im Anschluss wird die Konstantenritzelentkopplung bei in der Serie angewendeten Radsatzanordnungen als weitere Möglichkeit zur Reduzierung des emittierten Klappergeräuschs präsentiert.

6.2.1 Reduzierung der Klappergeräusche durch vollständige Festradentkopplung

Unter der Annahme der vollständigen Entkopplung sind in Tabelle 6.2 die Verzahnungs- und Synchronringklapperstellen der untersuchten Radsätze im Leerlauf zusammengefasst.

Tabelle 6.2. Analyse der Verzahnungs(ZRK)- und Synchronring(SRK)-Klapperstellen.

* Konstantenritzelentkopplung

Radsatz	Leerlauf	
	ZRK	SRK
KURF ^{Sy} (Abb. 4.8a)	0	2
KURF ^{Kl} (Abb. 4.8b)	0	0
LR3/4 ^{Sy} (Abb. 4.8c)	5 / 0*	3 / 2*
LR3/4 ^{Kl} (Abb. 4.8d)	5 / 0*	0 / 0*
Inline ^{Sy} (Abb. 4.8e)	7 / 0*	1 / 2*
Inline ^{Kl} (Abb. 4.8f)	7 / 0*	0 / 0*

Hierbei besitzen die KURF-Anordnungen aufgrund der Festradentkopplung keine Verzahnungsklapperstellen. Hingegen befinden sich bei den in der Serie verwendeten Radsätzen je nach Anordnung der Festrad-/Losrad-Paarungen fünf bzw. sieben Verzahnungsklapperstellen. Betrachtet man die Synchronringklapperstellen der synchronisierten Varianten, so besitzt die KURF-Anordnung auf der Eingangswelle eine beidseitig wirkende Synchronereinheit, wodurch zwei Synchronringklapperstellen entstehen, da die Synchronringe vom Synchronkörper angeregt werden können. Bei der Inline-Anordnung sitzen alle Synchronereinrichtungen der Schalträder auf der Hauptwelle, so dass bei der hier verwendeten Anordnung der Synchronereinheit auf der Eingangswelle lediglich der Synchronring des Direktgangs angeregt werden kann. Die Anordnung der Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle reduziert im Vergleich zur Inline-Anordnung die Anzahl der

Verzahnungsklapperstellen, bewirkt jedoch eine Erhöhung der Synchronringklapperstellen, da die auf der Vorgelegewelle angeordneten Synchronringe des 3. und 4. Gangs infolge der Drehschwingungen der Vorgelegewelle angeregt werden können.

Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit haben gezeigt, dass sich die Luftschalldruckpegel der Radsätze mit Festrad-/Losradanordnungen nur geringfügig unterscheiden. Diese Pegeldifferenzen liegen je nach Temperatur und daraus folgend je nach Ölviskosität zwischen 0–2 dB(A), wobei die Differenzen bis 2 dB(A) nur im Bereich der geringen Anregungsamplitude auftreten, da sich die Klappergrenzen geringfügig unterscheiden. Infolgedessen wurde als Vergleichsradsatz der in der Fahrzeugindustrie gebräuchliche Radsatz des Typs LR3/4 mit Konussynchronisierungen ausgewählt.

Zunächst werden die unter Verwendung der Anregungsrampe nach Abb. 6.2 gemessenen Klapperkurven der synchronisierten und klauengeschalteten KURF-Anordnung über einem Anregungsbereich von 0–2000 rad/s^2 dem Vergleichsradsatz gegenübergestellt, s. Abb. 6.5.

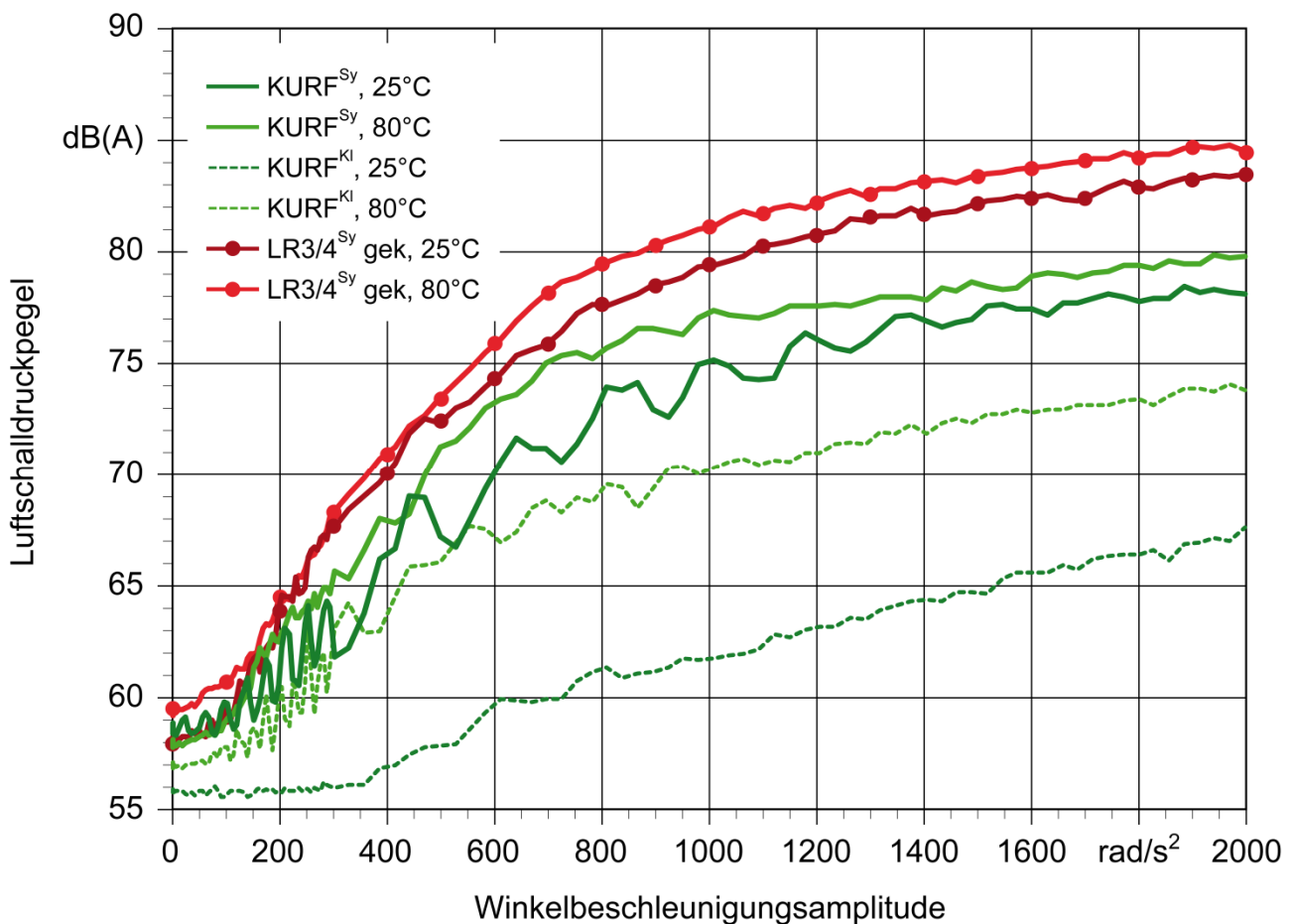


Abb. 6.5. Klappergeräuschverhalten der Radsätze KURF^{Sy}, KURF^{Kl} und LR3/4^{Sy} mit gekoppeltem Konstantenritzel bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min mit einer Anregung der 2. Ordnung und Betriebstemperaturen von 25 und 80 °C

Der Vergleichsratsatz besitzt im kalten Zustand einen Grundschalldruckpegel von 58 dB(A) und eine Klappergrenze von 60 rad/s^2 . Im weiteren Verlauf steigt der emittierte Luftschalldruckpegel auf 83,6 dB(A) bei Maximalanregung an. Im Zustand der geringeren Ölviskosität beträgt der Grundschalldruckpegel bei 80 °C 59,5 dB(A) und die Klappergrenze befindet sich wie beim kalten Zustand bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 60 rad/s^2 . Im Verlauf der Klapperkurve liegt der Luftschalldruckpegel im heißen Zustand bis zu 2,2 dB(A) höher als im kalten Zustand und endet bei Maximalanregung bei 84,6 dB(A).

Die synchronisierte KURF-Anordnung besitzt bei beiden Betriebstemperaturen einen Grundschalldruckpegel von 58,0 dB(A). Im kalten Zustand steigt das emittierte Klappergeräusch ab einer Klappergrenze von 50 rad/s^2 an, wobei ein hörbar pulsierendes An- und Abschwollen des Klappergeräuschs auftritt. Dieses Pulsieren ist auf das undefinierte Mitnahmeverhalten der nicht geschalteten Loskomponenten infolge des Schleppmoments zurückzuführen. Bei maximaler Anregungsamplitude beträgt der Luftschalldruckpegel 78,1 dB(A). Im Gegensatz hierzu steigt die Klapperkurve im heißen Zustand nach einer Klappergrenze von 95 rad/s^2 steiler an, was durch das reduzierte Schleppmoment und der daraus resultierenden geringeren Abbremsung der Losräder auf der Vorgelegewelle erklärbar ist. Auch hier tritt zu Beginn ein pulsierendes Klappergeräusch auf. Bei maximaler Anregung emittiert das Getriebe bei einer Betriebstemperatur von 80 °C einen Luftschalldruckpegel von 79,8 dB(A) und liegt hier ca. 2 dB(A) über dem Luftschalldruckpegel des kalten Betriebszustands. Die Pegeldifferenz der beiden Kurven beträgt in Abhängigkeit der Winkelbeschleunigungsamplitude zwischen 1 und 5 dB(A).

Der dritte dargestellte Fall ist die KURF-Anordnung mit Klauenschaltung. Hier entfällt sowohl das Synchronringklappern als auch der Mitnahmeeffekt des Losrads infolge von Schleppmomenten im Synchronspalt. Im kalten Zustand besitzt dieser Ratsatz einen Grundschalldruckpegel von 55,8 dB(A), der erst nach der Klappergrenze bei 355 rad/s^2 auf maximal 67,6 dB(A) ansteigt. Im heißen Zustand liegt der Grundschalldruckpegel ca. 1 dB(A) oberhalb des kalten Zustands und die Klappergrenze befindet sich bereits bei 65 rad/s^2 . Zudem bewirkt die geringere Viskosität des Öls einen steileren Anstieg nach der Klappergrenze bis zu einem Maximalwert von 73,8 dB(A) bei maximaler Winkelbeschleunigungsamplitude. Die Differenz zwischen diesen beiden Messkurven beträgt infolge der unterschiedlichen Ölviskosität je nach Anregungsamplitude 1–9 dB(A).

Vergleicht man die synchronisierte KURF-Anordnung mit dem Vergleichsradatz, so erkennt man im Bereich bis 400 rad/s^2 eine Reduzierung des Klappergeräuschs von bis zu $2,1 \text{ dB(A)}$ bei 25 °C und $3,8 \text{ dB(A)}$ bei 80 °C . Im weiteren Verlauf erhöht sich das Potential zur Geräuschreduzierung auf bis zu $6,3$ bzw. $5,3 \text{ dB(A)}$ in Abhängigkeit der Betriebstemperatur.

Aufgrund der fehlenden Synchronringe fällt der Vergleich zwischen dem klauengeschalteten KURF-Getriebe und dem Vergleichsradatz noch deutlicher aus. Hier liegen die maximalen Schallpegelreduzierungen bei 18 dB(A) im kalten und $11,5 \text{ dB(A)}$ im heißen Betriebszustand. Die Klappergrenze des synchronisierten KURF-Radsatzes liegt im Bereich des Vergleichsradatzes, wohingegen die Klappergrenze des KURF-Radsatzes mit Klauenschaltung bei kalter Getriebetemperatur um den Faktor 6 verschoben wird.

Der von den Synchronringen direkt bzw. indirekt beeinflusste Anteil am Klappergeräusch zeigt der Vergleich der beiden KURF-Radsätze. Neben einer Reduzierung des Grundschalldruckpegels um 1 (25 °C) bzw. $2,2 \text{ dB(A)}$ (80 °C) entfällt durch den Ausbau der Synchronringe das Synchroningklappern, wodurch der Luftschalldruckpegel der unsynchronisierten Variante KURF^{Kl} bei einer Betriebstemperatur von 25 °C bis zu $13,5 \text{ dB(A)}$ unterhalb der synchronisierten Variante KURF^{Sy} liegt. Bei 80 °C beträgt die maximale Differenz ca. 8 dB(A) .

Neben der hochauflösenden Anregungsrampe mit einer maximalen Winkelbeschleunigungsamplitude von 2000 rad/s^2 wurden die Klappergeräuschuntersuchungen auch mit höheren Anregungen durchgeführt. Hierfür wurden Stufenversuche mit einer Schrittweite von 500 rad/s^2 und einer maximalen Anregung von 4000 rad/s^2 durchgeführt.

In Abb. 6.6 ist der Stufenversuch der drei zuvor diskutierten Radsätze bei 80 °C dargestellt. In der linken Hälfte des Diagramms finden sich die bereits diskutierten Messwerte mit einer Anregungsamplitude zwischen 0 und 2000 rad/s^2 wieder. Im weiteren Verlauf steigen diese Werte im Bereich zwischen 2000 und 4000 rad/s^2 in erster Näherung parallel an, wobei die Pegelreduzierung zwischen dem Vergleichsradatz und der synchronisierten KURF-Anordnung 5 – $5,5 \text{ dB(A)}$ beträgt. Hinsichtlich des klauengeschalteten KURF-Radsatzes beträgt die Pegelreduzierung 10 – 11 dB(A) .

Im Vergleich der KURF-Getriebe untereinander emittiert die synchronisierte Variante einen um 4 – 6 dB(A) höheren Luftschalldruckpegel, was auf die beiden zusätzlichen Synchronringklapperstellen und den Mitnahmeeffekt des Konstantenritzels infolge eines im

Synchronspalt induzierten Schleppmoments zurückzuführen ist. Dieser Mitnahmeeffekt überträgt aufgrund der Fluidreibung die Drehungleichförmigkeitsamplitude in abgeschwächter Weise auf die Vorgelegewelle, auf der wiederum Synchronringe direkt und Losräder indirekt angeregt werden.

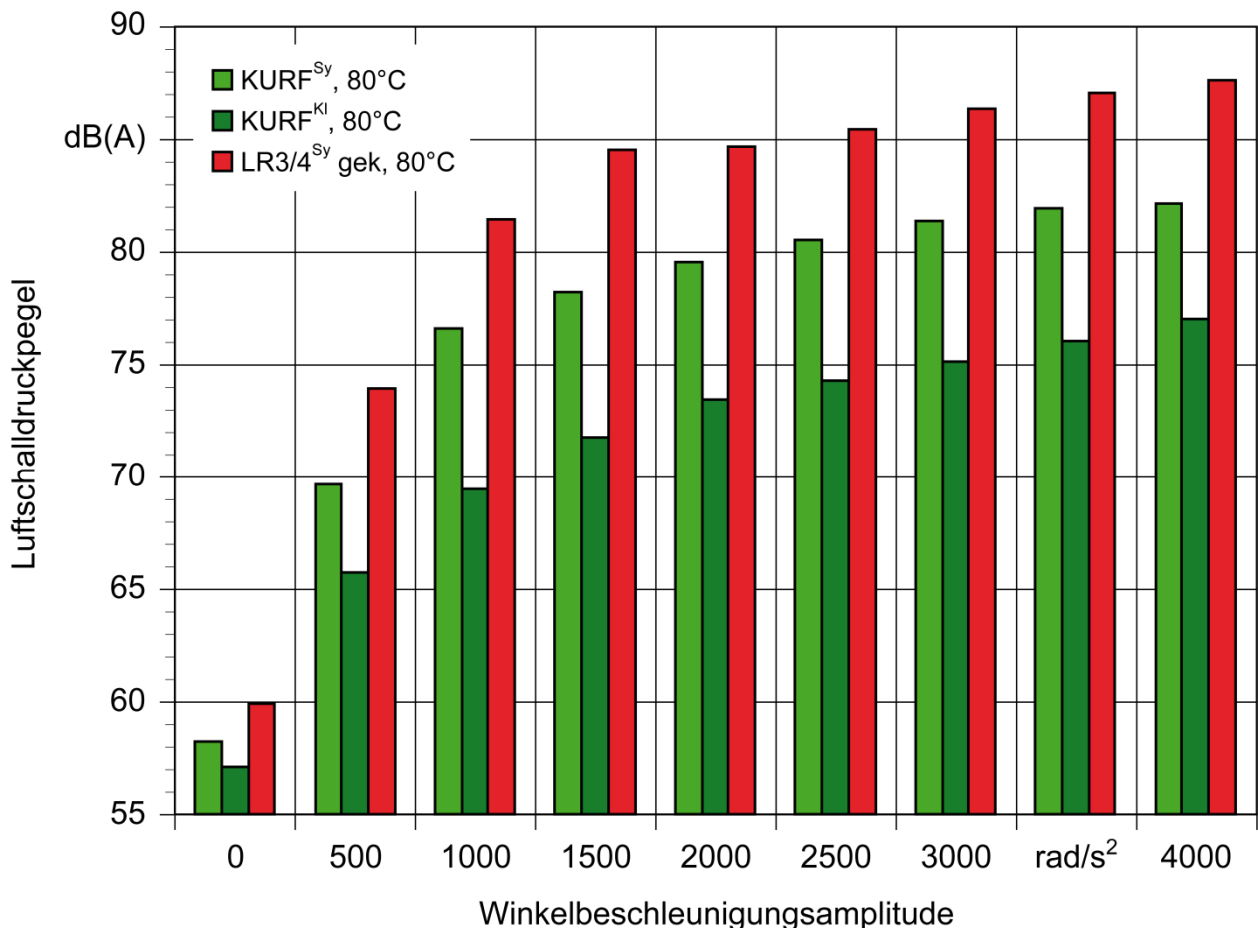


Abb. 6.6. Klappergeräuschverhalten der Radsätze KURF^{Sy}, KURF^{Kl} und LR3/4^{Sy} mit gekoppeltem Konstantenritzel bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min und Hochanregung mit der 2. Ordnung bei 80 °C

6.2.2 Konstantenritzelentkopplung zur Reduzierung der Klappergeräusche bei Seriengetrieben

Eine weitere Möglichkeit zur Reduzierung der Klappergeräusche bei Getrieben mit Festrad/Losradanordnungen besteht in der Entkopplung des Konstantenritzels von der Eingangswelle. Dieser Einfluss soll exemplarisch an der synchronisierten Serienanordnung mit Anordnung der 3./4.-Gang-Synchronisierung auf der Vorgelegewelle (LR3/4) bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min und einer Anregung mit der 2. Motorordnung demonstriert werden. Bei diesem Radsatz werden durch die Entkopplung des auf der Eingangswelle

angeordneten Konstantenritzels die Verzahnungsklapperstellen im Leerlauf vollständig eliminiert, s. Tabelle 6.2. Die Zahl der Synchronringklapperstellen reduziert sich von drei auf zwei Stellen, wobei in diesem Fall die Klapperstelle der Direktgang-Synchronisierung bestehen bleibt und die beiden auf der Vorgelegewelle befindlichen Synchronringklapperstellen der Gänge 3 und 4 durch die auf der Eingangswelle befindliche Synchronisierung des Konstantenritzels ersetzt wird, welche im Gegensatz zu den Stellen auf der Vorgelegewelle mit der vollen Drehschwingung der Eingangswelle angeregt wird. In Abb. 6.7 sind hierzu die Klapperkurven sowohl im kalten als auch heißen Betriebszustand abgebildet.

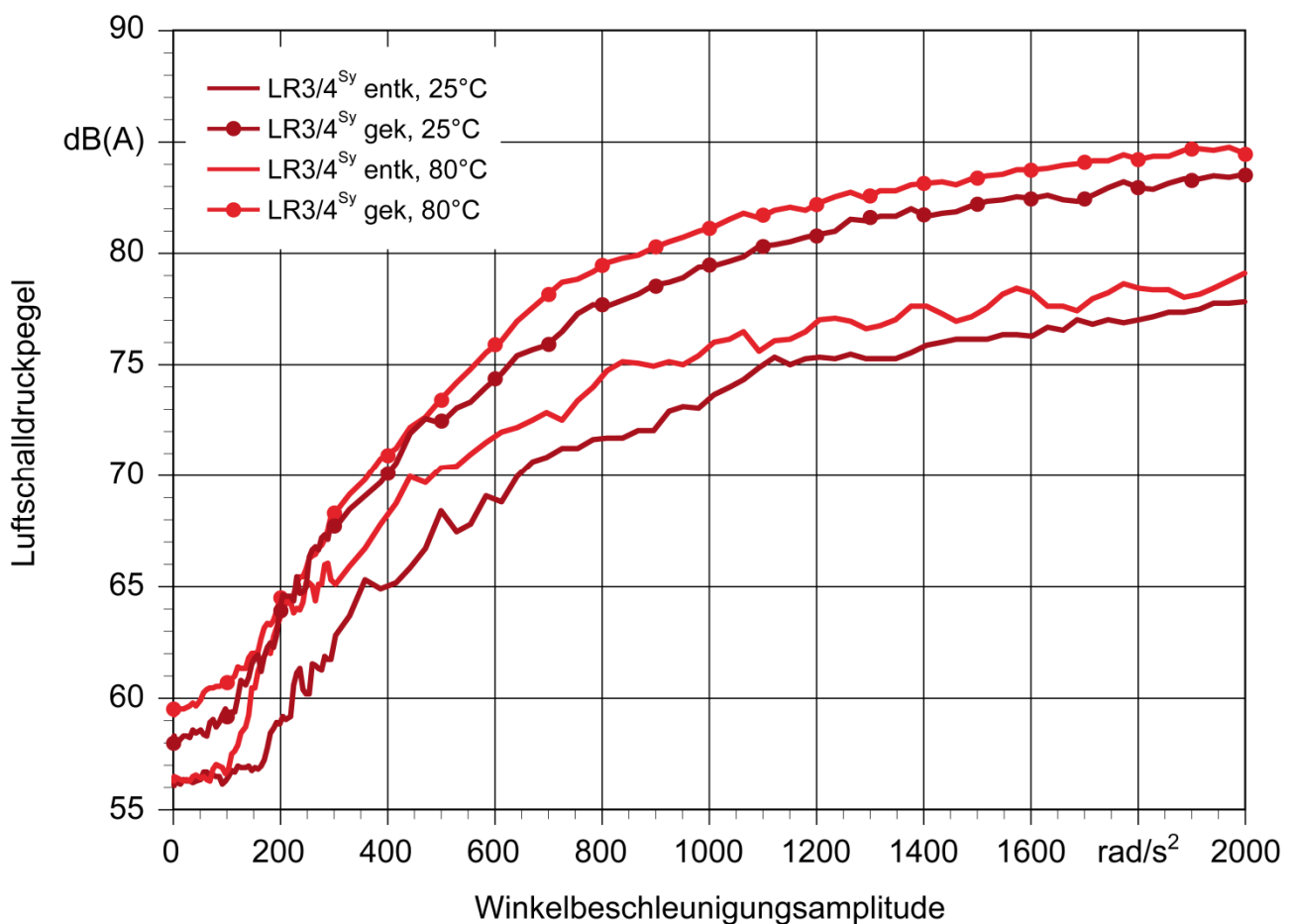


Abb. 6.7. Einfluss der Konstantenritzelentkopplung auf das Klappergeräuschverhalten des synchronisierten Radsatzes mit Festrad-/Losradanordnung (LR3/4^{Sy}) bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min mit einer Anregung der 2. Ordnung bei kalter und heißer Betriebstemperatur

Deutlich zu erkennen ist die Absenkung des Grundschalldruckpegels um ca. 2 dB(A) im kalten und ca. 3 dB(A) im heißen Betriebszustand infolge der entkoppelten Vorgelegewelle, wodurch neben den Verzahnungs- und Lagergeräuschen der Vorgelegewellenlagerung auch die Planschgeräusche reduziert werden.

Eine weitere Auswirkung der Konstantenritzelentkopplung liegt in der Verschiebung der Klappergrenze hin zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden. Bei einer Öltemperatur von 25 °C verschiebt sich die Klappergrenze von 85 rad/s² nach 180 rad/s², bei 80 °C von 70 rad/s² nach 115 rad/s². Die geringere Verschiebung im heißen Zustand resultiert aus der geringeren Viskosität und des daraus reduzierten Dämpfungsverhaltens des Getriebeöls. Bei steigender Winkelbeschleunigungsamplitude oberhalb der Klappergrenze reduziert die Entkoppelung des Konstantenritzels das Klappergeräusch um bis zu 6,5 dB(A).

6.3 Rasselgeräuschverhalten

Im Folgenden werden die Messergebnisse der Rasselgeräuschuntersuchungen am Getriebe-prototyp präsentiert. Die variierten Parameter und deren Zustände sind in Tabelle 6.3 dargestellt.

Tabelle 6.3. Parametervariation und deren Zustände im geschalteten Gang

*Konstantenritzelentkopplung während der Leistungsübertragung ausschließlich im Direktgang

Parameter	Zustand		
	1	2	3
Radsatzanordnung	KURF	LR3/4	Inline
Schalteinrichtung	Konussynchronisierung	Klauenschaltung	-
Konstantenritzel	gekoppelt	entkoppelt*	-
Grunddrehzahl	800 1/min	1400 1/min	2000 1/min
Motorordnung	2. Hauptordnung	3. Hauptordnung	4. Hauptordnung
Betriebstemperatur	25 °C	80 °C	-

Stellvertretend für die untersuchten Vorwärtsgänge wurden die Messergebnisse des geschalteten 2. Gangs als Vertreter des mehrstufigen Leistungsflusses über die Vorgelegewelle und des 5. Gangs als Direktgang mit der Besonderheit der Konstantenritzelentkopplung ausgewählt.

6.3.1 Rasselgeräusche bei mehrstufigem Leistungsfluss über die Vorgelegewelle

Wie bereits in Abschn. 2.1 und 2.2 erläutert, werden Rasselgeräusche vorrangig in den unteren Gängen bei Motordrehzahlen bis ca. 2500 1/min wahrgenommen, da in diesen Fahrzuständen die Reifen- und Umströmungsgeräusche aufgrund der geringen Fahrzeuggeschwindigkeit noch eine untergeordnete Rolle spielen. Da der 2. Gang einen höheren Fahranteil als der 1. Gang aufweist, werden im Folgenden die Messergebnisse des 2. Gangs vorgestellt und analysiert. Die Prüfstandsuntersuchungen haben zudem gezeigt, dass das Rasselgeräuschverhalten der Gangstufen 1–4, deren Leistungsflüsse über die Vorgelegewelle geleitet werden, vergleichbar ist.

Als Basis der Untersuchungen dient der synchronisierte KURF-Radsatz nach Abb. 4.8a, der prinzipbedingt keine Verzahnungsklapperstellen besitzt. Da jedoch alle Losräder von den Getriebewellen schaltbar entkoppelt sind, besitzt dieser Radsatz neun Synchronringklapperstellen. Der Einfluss dieser Synchronringe auf das Rasselgeräusch wird anhand eines Ausbauersuchs aller Synchronringe untersucht, so dass die Synchronisierungen zu Klauenschaltungen entarten, wie sie bei Nutzfahrzeuggetrieben Anwendung finden, Abb. 4.8b. Hier besitzt das Getriebe weder Verzahnungs- noch Synchronringklapperstellen.

Zur Darstellung der Wirksamkeit des KURF-Prinzips im geschalteten Zustand dienen als Vergleichsradsätze die bei Pkw- und Nkw-Getrieben üblichen Anordnungen mit Festrad-/Losrad-Paarungen und Konussynchronisierungen bzw. Klauenschaltungen. Bei der in Abb. 4.8c abgebildeten Anordnung des Typs LR3/4^{Sy} sind die Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle angeordnet. Alle weiteren Synchronpakete befinden sich auf der Hauptwelle. Daraus resultieren jeweils fünf Verzahnungs- und Synchronringklapperstellen, wobei zwei Festräder auf der Hauptwelle angeordnet sind, wodurch diese nur die abgeschwächte Drehschwingung der Hauptwelle auf die beiden auf der Vorgelegewelle befindlichen Losräder übertragen. Der Einfluss des Synchronringrasselns bei dieser Konfiguration wird durch die klauengeschaltete Variante LR3/4^{Kl} ersichtlich. Die Inline-Anordnung wird mit Synchronisierung (Inline^{Sy}) und Klauenschaltung (Inline^{Kl}) untersucht. Beide Varianten besitzen fünf Verzahnungsklapperstellen. Im Gegensatz zu den Radsätzen des Typs LR3/4^{Sy} und LR3/4^{Kl} werden alle Losräder mit der Vorgelegewellenanregung zu Schwingungen angeregt, was voraussichtlich zu einem höheren Schalldruckpegel führen wird.

Tabelle 6.4 fasst die Analyse der Klapperstellen der unterschiedlichen Radsätze im geschalteten 2. Gang zusammen.

Tabelle 6.4. Analyse der Verzahnungs(ZRK)- und Synchronring(SRK)-Klapperstellen im 2. Gang

Radsatz	2.Gang	
	ZRK	SRK
KURF ^{Sy} (Abb. 4.8a)	0	9
KURF ^{Kl} (Abb. 4.8b)	0	0
LR3/4 ^{Sy} (Abb. 4.8c)	5	5
LR3/4 ^{Kl} (Abb. 4.8d)	5	0
Inline ^{Sy} (Abb. 4.8e)	5	5
Inline ^{Kl} (Abb. 4.8f)	5	0

Beispielhaft soll zunächst der Einfluss der unterschiedlichen Festrad-/Losradanordnungen auf das Rasselgeräusch aufgezeigt und den Ergebnissen der KURF-Anordnungen gegenübergestellt werden. Als Betriebsparameter wurde hier eine Anregung mit der 2. Motorordnung bei einer für das Getrieberasseln mittleren Grunddrehzahl von 1400 1/min und einer Getriebetemperatur von 25 °C gewählt. Das in Abb. 6.8 aufgezeigte Rasselgeräuschverhalten konnte bei allen Gangstufen und Temperaturbereichen beobachtet werden.

Betrachtet man das Grundgeräusch bei allen Radsatzanordnungen, so liegen diese mit einem Luftschalldruckpegel von $65 \pm 0,7$ dB(A) auf einem vergleichbaren Niveau. Im Fall der synchronisierten Serienanordnungen liegen die Klappergrenzen bei 280 rad/s^2 (LR3/4^{Sy}) bzw. 275 rad/s^2 (Inline^{Sy}) und dadurch 65 respektive 55 rad/s^2 oberhalb der zugehörigen klauengeschalteten Variante. Diese zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden hin verschobenen Klappergrenzen der synchronisierten Radsätze lassen sich auf zusätzliche Schleppmomente zurückführen, die durch die Synchronspalte in das jeweilige System eingebracht werden und die Losräder abbremsen. Das im Fall der synchronisierten KURF-Anordnung emittierte erste Rasselgeräusch tritt bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 585 rad/s^2 auf und liegt somit bei einer über doppelt so hohen Anregung wie im Fall der Serienradsätze. Zudem liegt diese Klappergrenze im Dämpfungsbereich von Zweimassenschwungrädern, so dass dieser Zustand als rasselgeräuschfrei bezeichnet werden kann.

Im weiteren Verlauf der Klapperkurven liegt der Rasselgeräuschpegel der Inline-Anordnung infolge der größten Anzahl von Primärklapperstellen erwartungsgemäß im Bereich zwischen 1 und 2,2 dB(A) oberhalb des vergleichbaren Pegels der Radsatzanordnung LR3/4^{Sy}.

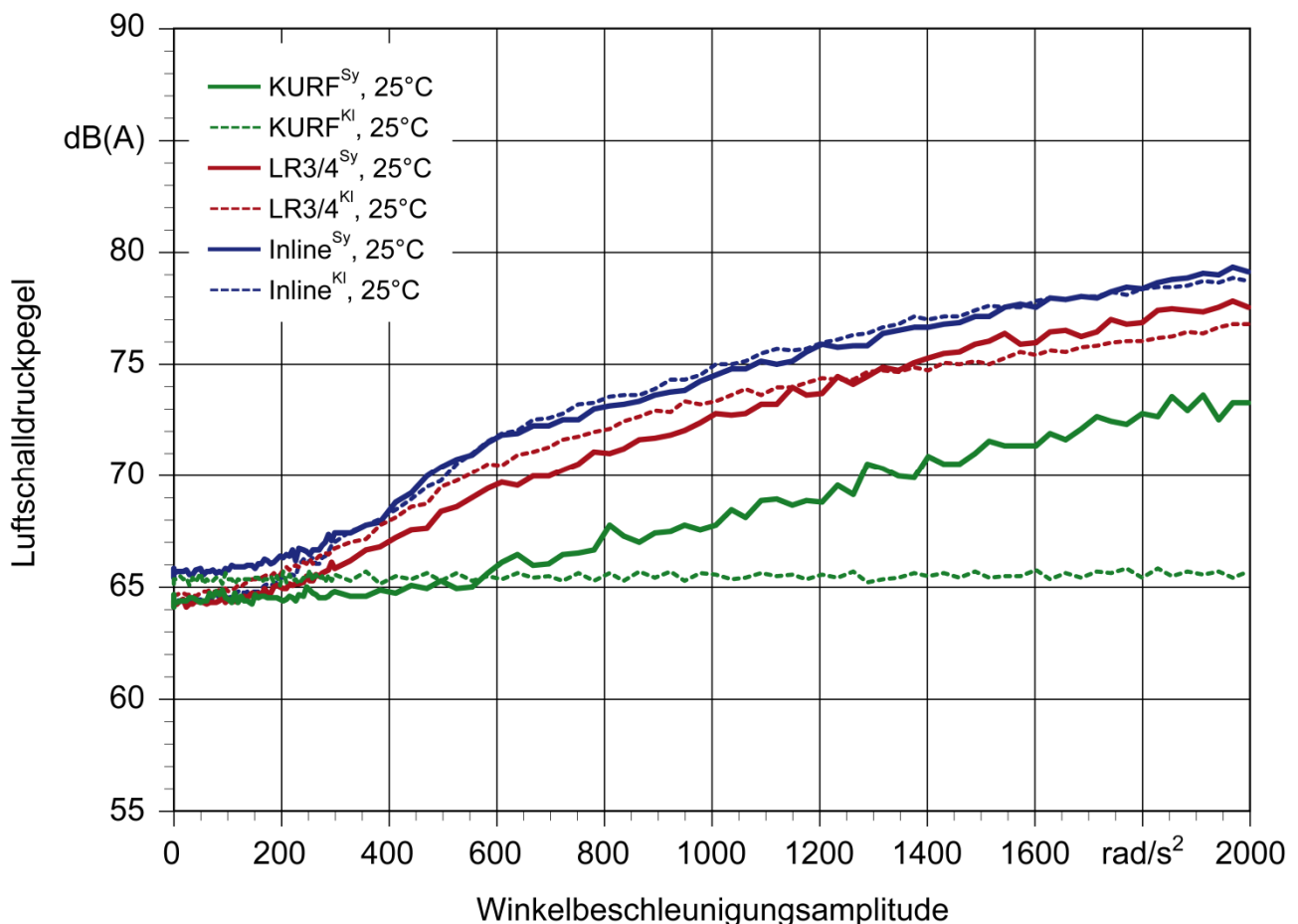


Abb. 6.8. Rasselgeräuschverhalten der Radsätze nach Abb. 4.8 im geschalteten 2. Gang bei einer Grunddrehzahl von 1400 1/min mit einer Anregung der 2. Ordnung und einer Betriebstemperatur von 25 °C

Die Tatsache, dass in weiten Bereichen der Schallpegel der klauengeschaltete Variante oberhalb der zugehörigen synchronisierten Variante liegt, deutet wiederum auf die Interaktion im tribologischen System Synchronringreibfläche–Getriebeöl–Gegenreibfläche hin, wodurch das Bewegungsverhalten des Losrads eingengt wird. Ebenfalls wird hier das Synchronringrasseln günstig beeinflusst, welches hierdurch erst bei höheren Anregungsamplituden einsetzt. Der Rasselgeräuschpegel bei der maximalen Anregung liegt beim Radsatz mit synchronisierter Inline-Anordnung bei 79,2 dB(A) und somit ca. 1,5 dB(A) oberhalb des Pegels der LR3/4^{Sy}-Anordnung. Bei den klauengeschalteten Varianten beträgt die Pegeldifferenz 2 dB(A).

Im Gegensatz zu den Serienanordnungen steigt der Rasselgeräuschpegel der synchronisierten KURF-Variante nur gering bis zu einem Luftschalldruckpegel von 73,3 dB(A) bei Maximalanregung an. Der Anstieg des Rasselgeräuschs ist hierbei in erster Näherung linear. Bei der klauengeschalteten KURF-Anordnung konnte kein Rasseln festgestellt werden, wodurch in diesem Fall die vollständige Festrudentkopplung das Ziel der Vermeidung von Rasselgeräuschen erfüllt hatte.

Aufgrund der geringen Differenz des emittierten Schalldruckpegels der synchronisierten Serienradsätze wird analog zu den Klappergeräuschmessungen im Folgenden der synchronisierte Radsatz mit der Losradanordnung der Gänge 3 und 4 auf der Vorgelegewelle als Vergleichsradsatz festgelegt. Der Drehzahleinfluss auf das Rasselgeräuschverhalten im geschalteten 2. Gang wird in Abb. 6.9 vorgestellt. Als Grunddrehzahlen wurden 1400 und 2000 1/min und eine Anregung der 2. Motorordnung bei 80 °C gewählt.

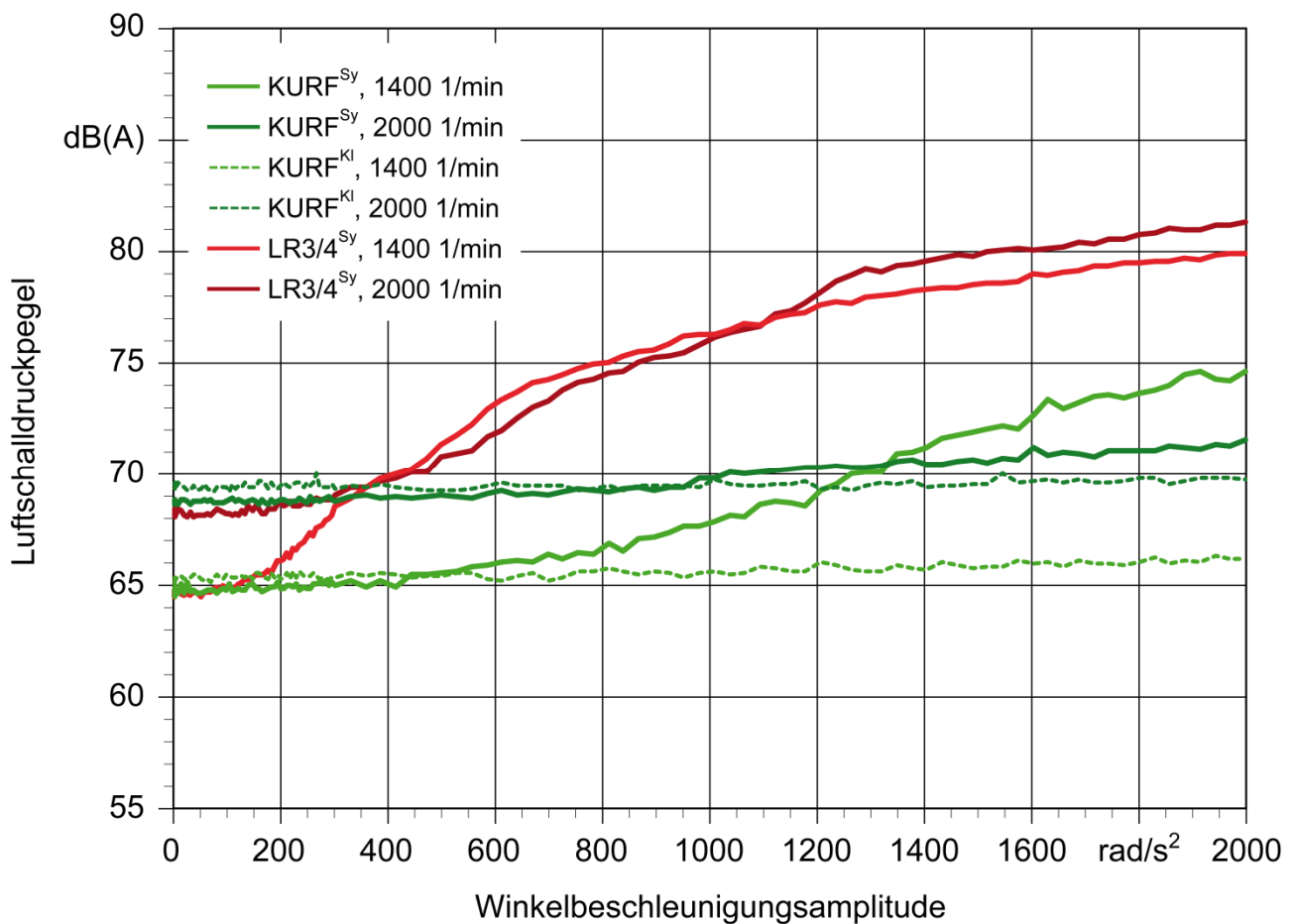


Abb. 6.9. Drehzahleinfluss auf das Rasselgeräuschverhalten am Beispiel der Radsätze KURF^{Sy}, KURF^{Kl} und LR3/4^{Sy} im geschalteten 2. Gang bei Grunddrehzahlen von 1400 und 2000 1/min mit einer Anregung der 2. Ordnung und einer Betriebstemperatur von 80 °C

Aus Abb. 6.9 ist gut ersichtlich, dass die Grundschalldruckpegel bei beiden Grunddrehzahlen mit einer Pegeldifferenz kleiner 1 dB(A) sehr gut übereinstimmen. Betrachtet man im weiteren Verlauf die Klappergrenzen, so zeigt die Klapperkurve des synchronisierten KURF-Getriebes bei einer Grunddrehzahl von 1400 1/min einen ersten merklichen Anstieg oberhalb einer Anregung von 400 rad/s^2 . Die Auswertung der Schallaufzeichnungen dieser Messreihe zeigt jedoch, dass dieser Anstieg nicht durch den Beginn der Rasselgeräusche hervorgerufen wird. Die Klappergrenze konnte in diesem Fall bei 585 rad/s^2 identifiziert werden. Diese Winkelbeschleunigungsamplitude liegt jedoch oberhalb der Grenze der von Dämpfungsmaßnahmen, wie Zweimassenschwungrad, durchgeleiteten Anregungen. Bei der Grunddrehzahl von 2000 1/min entfällt bei diesem Radsatz die Klappergrenze ganz und es herrscht ein geringer homogener Anstieg des Luftschalldruckpegels über der Anregungsamplitude vor, der durch ein geringes Synchronringrasseln hervorgerufen wird. Zudem steigt das vom Antriebsmotor abgestrahlte Betriebsgeräusch über der Winkelbeschleunigung leicht an.

Die Klappergrenzen des Vergleichsradsatzes LR3/4^{Sy} liegen bei einer Grunddrehzahl von 1400 1/min bei 180 rad/s^2 und bei der höheren Grunddrehzahl von 2000 1/min bei 300 rad/s^2 . Der Vergleichsradsatz zeigt im Anschluss an die Klappergrenzen einen typischen Klapperkurvenverlauf. Aufgrund der bei einer geringeren Grunddrehzahl bei gleicher Winkelbeschleunigungsamplitude höheren Drehzahlschwankung ist hierbei der Anstieg der Kurve wie auch die Differenz zwischen Grundschalldruckpegel und Pegel bei Maximalanregung höher als im Fall der erhöhten Grunddrehzahl. Aufgrund des unterschiedlichen Klapperkurvenanstiegs kommt es bei der geringeren Grunddrehzahl im Anregungsbereich von $380\text{--}1100 \text{ rad/s}^2$ zu einem erhöhten Pegel, als er bei 2000 1/min vorherrscht.

Das dargestellte synchronisierte KURF-Getriebe KURF^{Sy} zeigt bei einer Grunddrehzahl von 1400 1/min trotz der vollständigen Entkopplung der nicht am Leistungsfluss beteiligten Zahnräder einen Anstieg des Rasselgeräuschs. Subjektiv konnte der Anstieg dem höherfrequenten Synchronringrasseln zugeordnet werden, welches durch die bauartbedingte Anzahl von neun Synchronringklapperstellen entsteht. Mit Zunahme der Grunddrehzahl nimmt dieser Einfluss sichtlich ab, was auf die absolut gesehene Verringerung der Drehzahlschwankung bei gleicher Winkelbeschleunigungsamplitude zurückzuführen ist. Der Anstieg des vom Antriebsmotor emittierten Luftschalls lässt sich anhand der Messkurven des KURF-Getriebes mit Klauenschaltung deutlich erkennen. Bei dieser Radsatzanordnung

kann keine Drehungleichförmigkeit von den Getriebewellen auf die entkoppelten Zahnräder übertragen werden, da neben der fehlenden Festradübertragung auch die in den Synchronring- und Axialspalten induzierten Schleppmomente wegfallen, die eine Übertragung der Drehzahlschwankung über Fluid- und Festkörperreibung begünstigen.

Vergleicht man die beiden KURF-Anordnungen mit dem Vergleichsratsatz, so stellt man ein großes Potential zur Verringerung bzw. Vermeidung der Rasselgeräusche durch Festradentkopplung der nicht im Leistungsfluss stehenden Radpaare fest. Bei den realitätsnahen Grunddrehzahlen von 1400 bzw. 2000 1/min kann das emittierte Geräusch durch diese Maßnahme unter Verwendung der Synchronvariante bis zu 5 bzw. 8 dB(A) abgesenkt werden. Bei Verwendung der Variante mit Klauenschaltung entsteht bei beiden Grunddrehzahlen eine Absenkung des Rasselgeräuschs von bis zu 11 dB(A).

Zur Darstellung des Rasselgeräuschpegels bei Winkelbeschleunigungsamplituden oberhalb 2000 rad/s^2 wurden Stufenversuche bis zu einer maximalen Anregungsamplitude von 4000 rad/s^2 durchgeführt. Diese hohen Anregungsamplituden werden im Fahrzeug aufgrund der drehschwingungsreduzierenden Maßnahmen, wie Ein- und Zweimassenschwungrad nicht erreicht, sondern stellen den Betriebsfall ohne Dämpfereinrichtung dar. In Abb. 6.10 sind die Ergebnisse dieses Versuchs bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min und einer Anregung der 2. Motorordnung im heißen Zustand dargestellt.

Analog zu den Klapperkurven bei den höheren Grunddrehzahlen besitzen der Vergleichsratsatz und die synchronisierte KURF-Anordnung bei 800 1/min eine Klapperkurvenform, wobei der Anstieg des Schalldruckpegels beim KURF-Getriebe deutlich flacher ausfällt. Ebenso steigen die Messwerte des klauengeschalteten KURF-Ratsatzes nur geringfügig an, was auf die erhöhte Schallabstrahlung des Antriebsmotors zurückzuführen ist. Liegen die Grundschalldruckpegel der drei Ratsätze noch auf einem Niveau, so steigt die Pegeldifferenz zwischen dem synchronisierten KURF-Getriebe und dem Vergleichsratsatz bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 2000 rad/s^2 auf ca. 4 dB(A) an, im klauengeschalteten Fall beträgt die Differenz sogar 13 dB(A). Noch deutlicher wird der Pegelunterschied bei einer Anregung von 4000 rad/s^2 , wie sie bei modernen Verbrennungsmotoren an der Kurbelwelle gemessen werden können. Hier beträgt der Unterschied 5,5 respektive 15,5 dB(A).

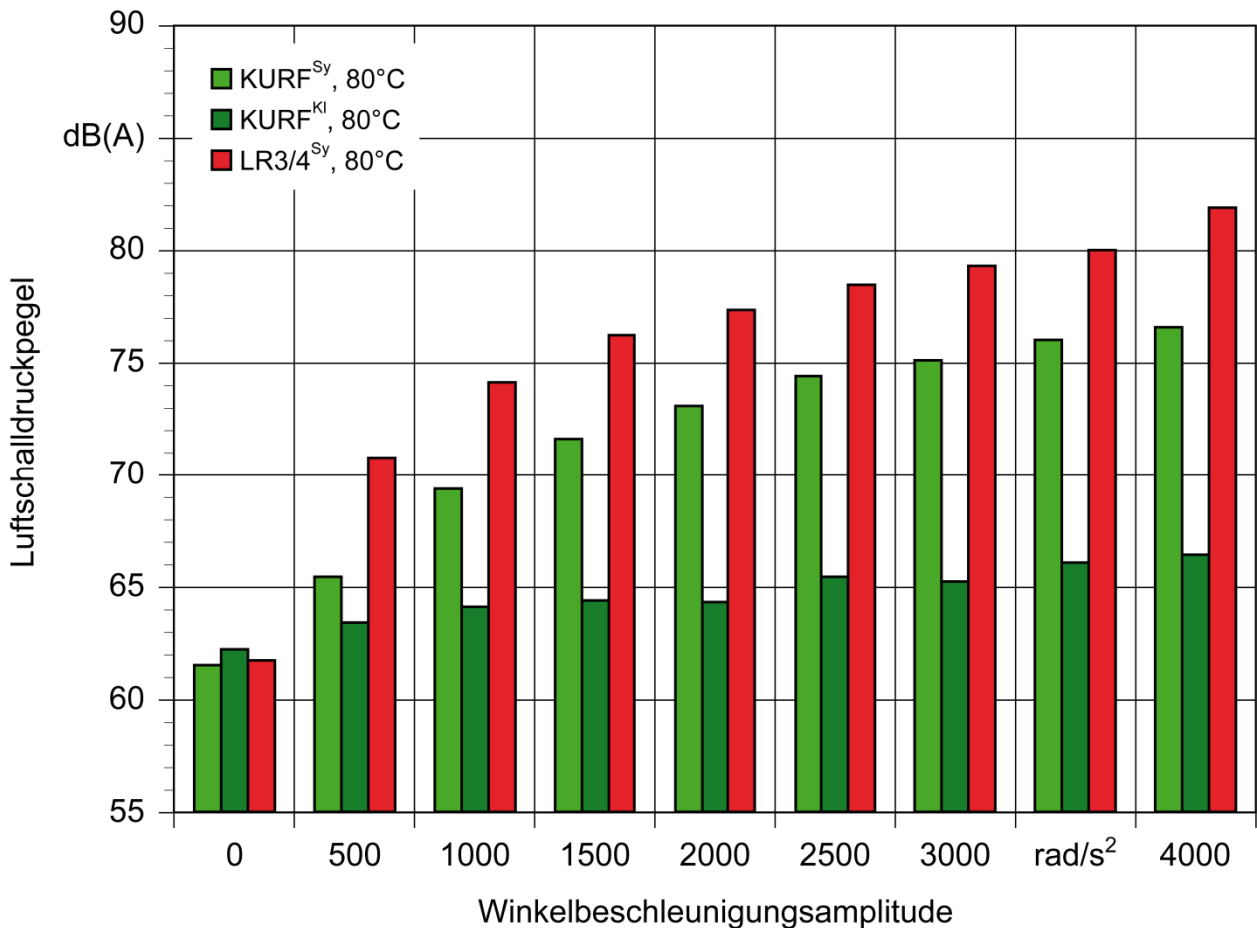


Abb. 6.10. Rasselgeräuschverhalten der Radsätze KURF^{Sy}, KURF^{Kl} und LR3/4^{Sy} mit gekoppeltem Konstantenritzel im 2. Gang bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min und Hochanregung mit der 2. Ordnung bei 80 °C

6.3.2 Rasselgeräusche im Direktgang

Bei einer geringen Fahrzeuggeschwindigkeit in Verbindung mit einem hohen Gang und daraus resultierend einer geringen Motordrehzahl kann es bei Vollastbeschleunigungen infolge der hohen Drehungleichförmigkeiten ebenfalls zu Rasselgeräuschen kommen. Aus diesem Grund soll neben dem Leistungsfluss über die Vorgelegewelle auch der Fall des Direktgangs untersucht werden, der bei den Koaxialgetrieben eine Besonderheit darstellt, da in diesem Gang das Getriebe zu einer Kupplung (Übersetzungsverhältnis 1:1) entartet. Bedingt durch den Aufbau des Prototypgetriebes ist bei der Nachbildung von Serienradsätzen eine Kopplung der Vorgelegewelle nicht möglich, so dass diese Seriennachbildung mit einer Konstantenritzelentkopplung im Direktgang einhergeht. Tabelle 6.5 fasst für diese Fälle die Verzahnungs- und Synchronringklapperstellen zusammen.

Tabelle 6.5. Angabe der Verzahnungs(ZRK)- und Synchronring(SRK)-Klapperstellen.

* Konstantenritzelentkopplung

Radsatz	5.Gang	
	ZRK	SRK
KURF ^{Sy} (Abb. 4.8a)	0	6
KURF ^{Kl} (Abb. 4.8b)	0	0
LR3/4 ^{Sy} (Abb. 4.8c)	2*	4*
LR3/4 ^{Kl} (Abb. 4.8d)	2*	0*
Inline ^{Sy} (Abb. 4.8e)	0*	6*
Inline ^{Kl} (Abb. 4.8f)	0*	0*

In Abb. 6.11 werden die Ergebnisse des synchronisierten KURF-Radsatzes mit den Ergebnissen des synchronisierten LR3/4-Radsatzes bei den Grunddrehzahlen 800 und 1400 1/min und der Betriebstemperatur von 25 °C gegenübergestellt.

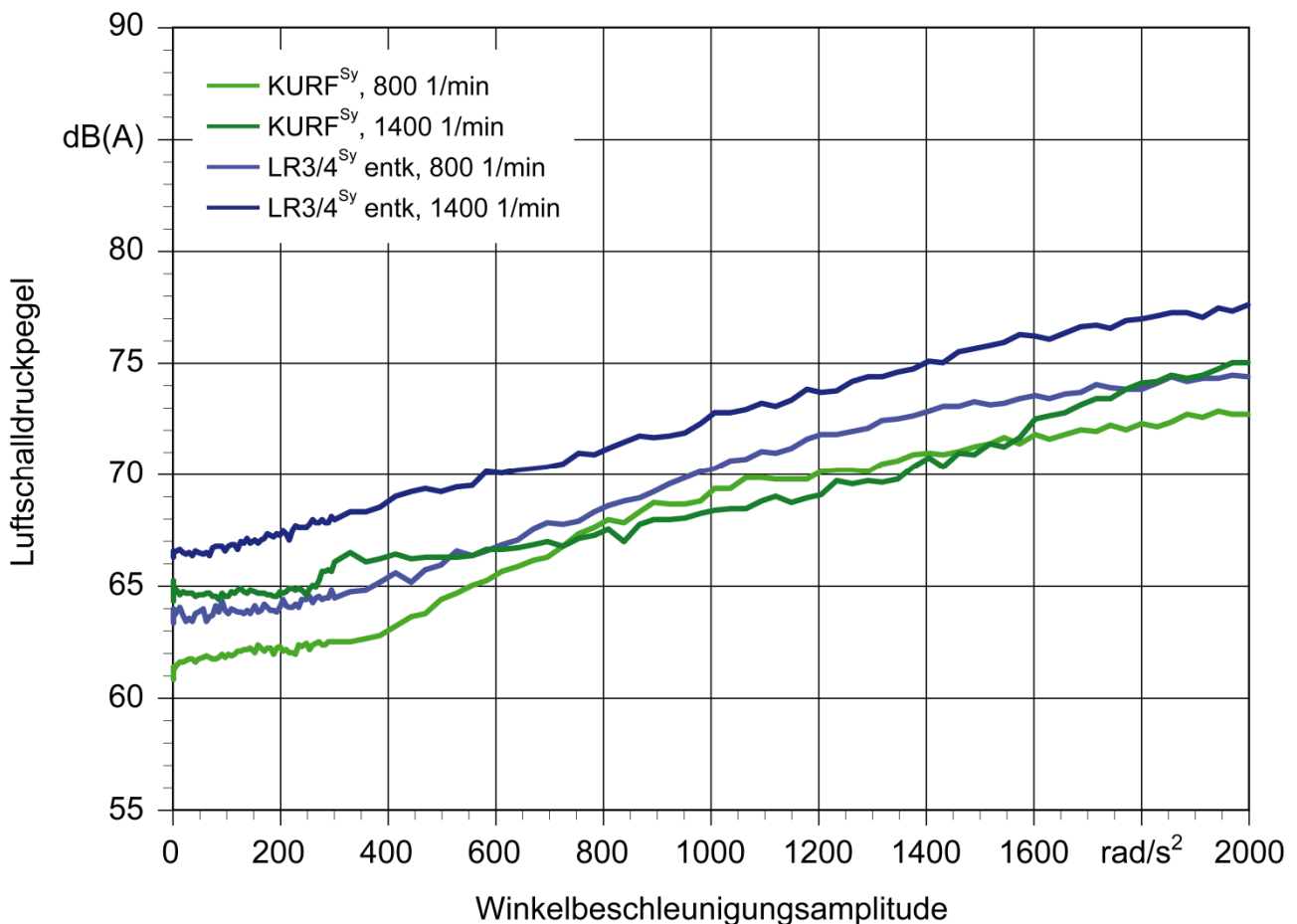


Abb. 6.11. Vergleich der Konstantenritzelentkopplung am Radsatz LR3/4^{Sy} gegenüber der vollständigen Festradentkopplung des KURF^{Sy}-Radsatzes im direkten 5. Gang bei den Grunddrehzahlen 800 und 1400 1/min und der Betriebstemperatur von 25 °C

Der synchronisierte KURF-Radsatz besitzt aufgrund der Festridentkopplung im Direktgang null Verzahnungs- und sechs Synchronringklapperstellen. Da der Vergleichsradsatz des Typs LR3/4^{Sy} im Direktgang die Besonderheit der Konstantenritzelentkopplung aufweist, bei der das Konstantenritzel von der Eingangswelle entkoppelt ist und somit im Idealfall keine Drehungleichförmigkeiten auf die Vorgelegewelle übertragen werden kann, entstehen hier zwei Verzahnungs- und vier Synchronringklapperstellen.

Bei der geringen Grunddrehzahl von 800 1/min ist sowohl beim synchronisierten KURF-Radsatz wie auch beim Vergleichsradsatz eine klassische Klapperkurvenform ausgebildet. Betrachtet man hingegen die Messergebnisse bei 1400 1/min, so ist erkennbar, dass der übliche Klapperkurvenverlauf durch einen in erster Näherung homogenen parallelen Anstieg des emittierten Luftschalldruckpegels substituiert wird.

Der Radsatz LR3/4^{Sy} besitzt bei beiden Grunddrehzahlen eine eindeutige Klappergrenze. Diese befinden sich bei der geringen Grunddrehzahl bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 355 rad/s^2 und bei der erhöhten Grunddrehzahl bei 385 rad/s^2 . Im Fall der KURF-Anordnung treten bei der geringen Grunddrehzahl erste Rasselgeräusche bei einer Anregung von 330 rad/s^2 auf. Hingegen besitzt die Klapperkurve der erhöhten Grunddrehzahl eine erste Klappergrenze bei 270 rad/s^2 , die dem Synchronringrasseln zugeordnet werden kann sowie eine zweite Klappergrenze bei 1545 rad/s^2 , ab der erste Verzahnungen zum Rasseln angeregt werden.

Je nach Anregungsamplitude liegt der Radsatz LR3/4^{Sy} um 2 bis 5 dB(A) oberhalb der synchronisierten KURF-Variante. Lediglich im Bereich zwischen 500 und 1200 rad/s^2 findet bei der geringeren Grunddrehzahl eine Annäherung auf minimal 1 dB(A) infolge der geringeren Steigung des Schallpegels des Radsatzes LR3/4^{Sy} statt.

6.4 Variation der Motorhauptordnung

Neben den bisher vorgestellten und variierten Parametern Grunddrehzahl und Betriebstemperatur, die auf die unterschiedlichen Radsatzkonfigurationen angewendet wurden, wurde auch der Einfluss der Motorordnung auf das Klapper- und Rasselgeräusch hin untersucht. Im Speziellen wurden neben der standardmäßigen 2. Motorordnung auch Versuche mit der 3. und 4. Ordnung durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Ordnungsvariationen werden im Folgenden am Beispiel des 2. Gangs diskutiert. Hierbei werden zuerst die Ergebnisse der

Vergleichsanordnung des LR3/4^{Sy}-Radsatzes mit dem synchronisierten KURF-Radsatz (KURF^{Sy}) bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min und kalten Betriebstemperatur verglichen. Darauf folgend wird am synchronisierten KURF-Getriebe der zusätzliche Einfluss der erhöhten Grunddrehzahl von 1400 1/min sowie bei 80 °C dargestellt.

Bei manuellen Fahrzeuggetrieben mit klassischer Festrads-/Losrad-Paarung wurde in der Vergangenheit bei allen am Institut durchgeführten Messungen festgestellt, dass mit zunehmender Motorordnung der vom Getriebe emittierte Klapper- bzw. Rasselgeräuschpegel ebenfalls zunimmt. Grund hierfür ist die bei gleicher Drehzahlamplitude steigende Anregungsfrequenz, wodurch pro Zeiteinheit eine erhöhte Anzahl von Verdrehflanken- und Axialstößen auftreten. Dieses Verhalten ist am Beispiel des Radsatzes Typ LR3/4^{Sy} in Abb. 6.12 zu sehen.

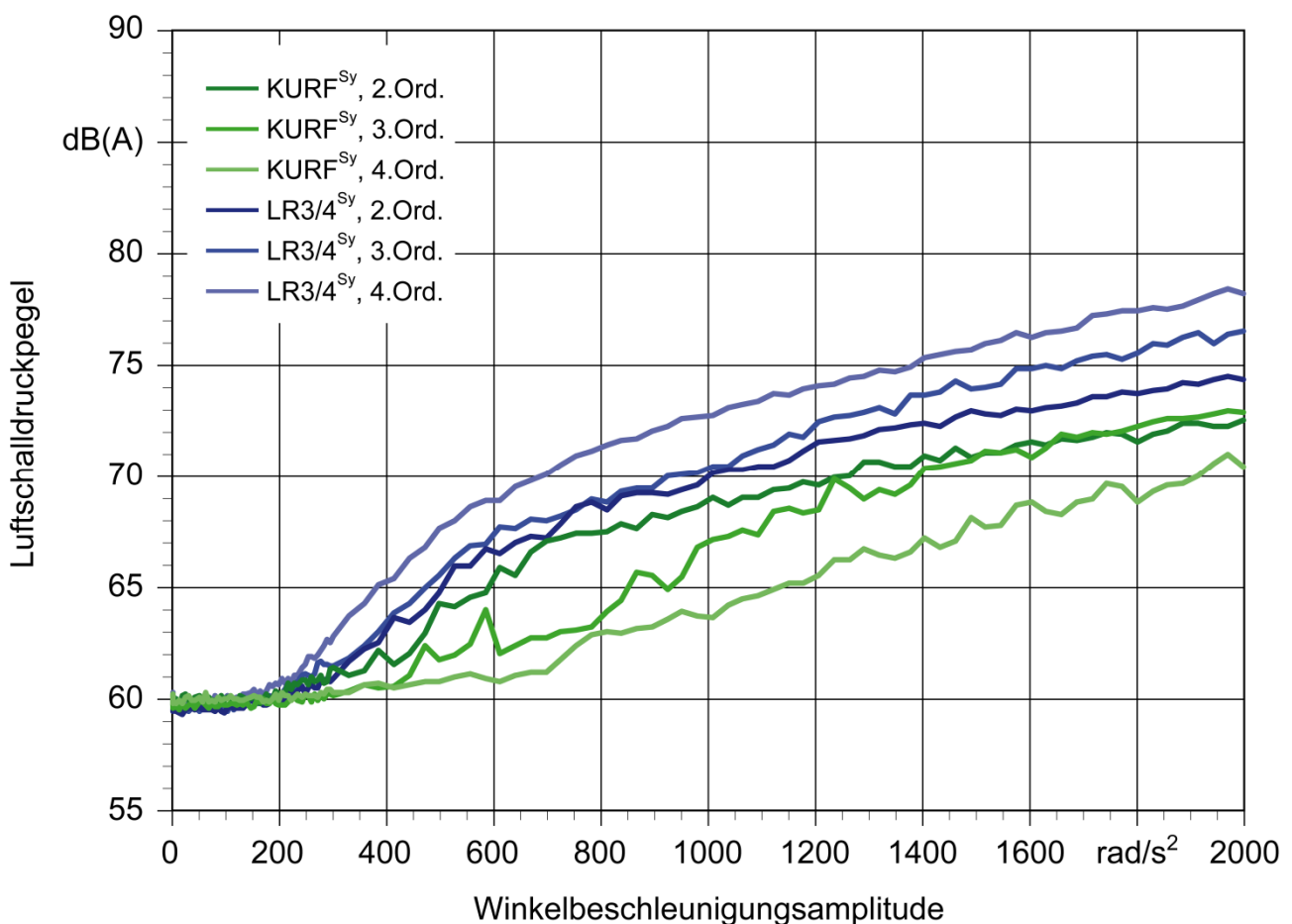


Abb. 6.12. Variation der Motorordnung am Beispiel der Radsätze KURF^{Sy} und LR3/4^{Sy} im 2. Gang bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min bei 25 °C

Vergleicht man diese Stapelung der Klapperkurven in der Reihenfolge der zunehmenden Motorordnungen mit dem KURF-Getriebe, so stellt man fest, dass in diesem Fall die

Anregung des Getriebes mit der 4. Ordnung den geringsten Rasselgeräuschpegel emittiert. Hier nimmt mit zunehmender Motorordnung der Geräuschpegel ab.

Unter Verwendung der aufgezeichneten Audiodateien können die Klappergrenzen sehr genau bestimmt werden. Beim Radsatz LR3/4^{Sy} liegt die Klappergrenze bei Anregung mit der 2. Ordnung bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 330 rad/s^2 . Diese Klappergrenze verschiebt sich bei zunehmender Zündfrequenz zu geringeren Drehungleichförmigkeiten. So beginnt das Getriebe bei der 3. Ordnung bereits bei 290 rad/s^2 zu rasseln, bei Anregung mit der 4. Ordnung noch früher bei 250 rad/s^2 . Im Gegensatz hierzu steigt die Klappergrenze beim synchronisierten KURF-Getriebe mit zunehmender Zündfrequenz an. Aufgrund der vollständigen Festradentkopplung entfallen die Zwangskoppelungen zwischen Fest- und Losrad, wodurch sich eine andere Charakteristik ergibt. Bei der Anregung des Radsatzes KURF^{Sy} mit der 2. Ordnung treten erste Rasselgeräusche bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 210 rad/s^2 auf. Dieses Rasseln steigt bis zur einer zweiten Klappergrenze bei 470 rad/s^2 nur unmerklich an. Bei 470 rad/s^2 ist deutlich zu erkennen, dass eine erhöhte Anzahl von Losteilen zu Rasselgeräuschen angeregt werden. Im Fall der 3. Ordnung konnten drei Klapperstufen festgestellt werden. Ein erster Anstieg des Geräuschpegels findet bei einer Anregung von 245 rad/s^2 statt, wobei hier nur vereinzelt Rasseln auftritt. Bei 440 rad/s^2 steigt der Geräuschpegel sprunghaft an, da ab dieser Ungleichförmigkeit mehrere lastlose Bauteile zu Schwingungen angeregt werden. Ab 810 rad/s^2 kann angenommen werden, dass alle nicht geschalteten Losräder und Synchronringe angeregt werden, was in einem erneuten sprunghaften Anstieg des Schallpegels zu sehen ist. Die Form der Klapperkurve der 4. Ordnung entspricht nicht mehr der klassischen Klapperkurvenform. In diesem Fall ist ein relativ homogener Anstieg des Geräuschpegels ab einer Klappergrenze von 355 rad/s^2 , bei der erste Losteile zu Rasseln beginnen, zu erkennen, der im weiteren Verlauf nur durch einen erneuten Sprung bei 725 rad/s^2 infolge einer Zunahme der schwingenden Losteile angehoben wird.

Daraus lässt sich ableiten, dass die Festradentkopplung speziell bei höheren Motorhauptordnungen ihre Wirksamkeit zeigt. Infolge der steigenden Zündfrequenz bei einer gleichbleibenden Drehzahlamplitude können die höherfrequenten Drehschwingungen – Faktor 1,5 bei der 3. und Faktor 2 bei der 4. Ordnung – über die bereits diskutierten Reibungsmechanismen nicht mehr in dem Maße übertragen werden, wie es bei der 2. Ordnung der Fall ist.

Steigt die Grunddrehzahl an, so reduziert sich bei gleicher Winkelbeschleunigungsamplitude die Drehzahlamplitude der Drehschwingung. Dies hat zur Folge, dass die Intensität der in das Getriebe eingeleiteten Drehschwingungen abnimmt, wodurch der emittierte Rasselgeräuschpegel nicht in dem Maße zunimmt, wie es bei geringen Grunddrehzahlen der Fall ist. Dieser Zusammenhang ist in Abb. 6.13 dargestellt. Hier verschiebt sich durch die Drehzahlanhebung die Klappergrenze in allen betrachteten Zuständen hin zu höheren Anregungen.

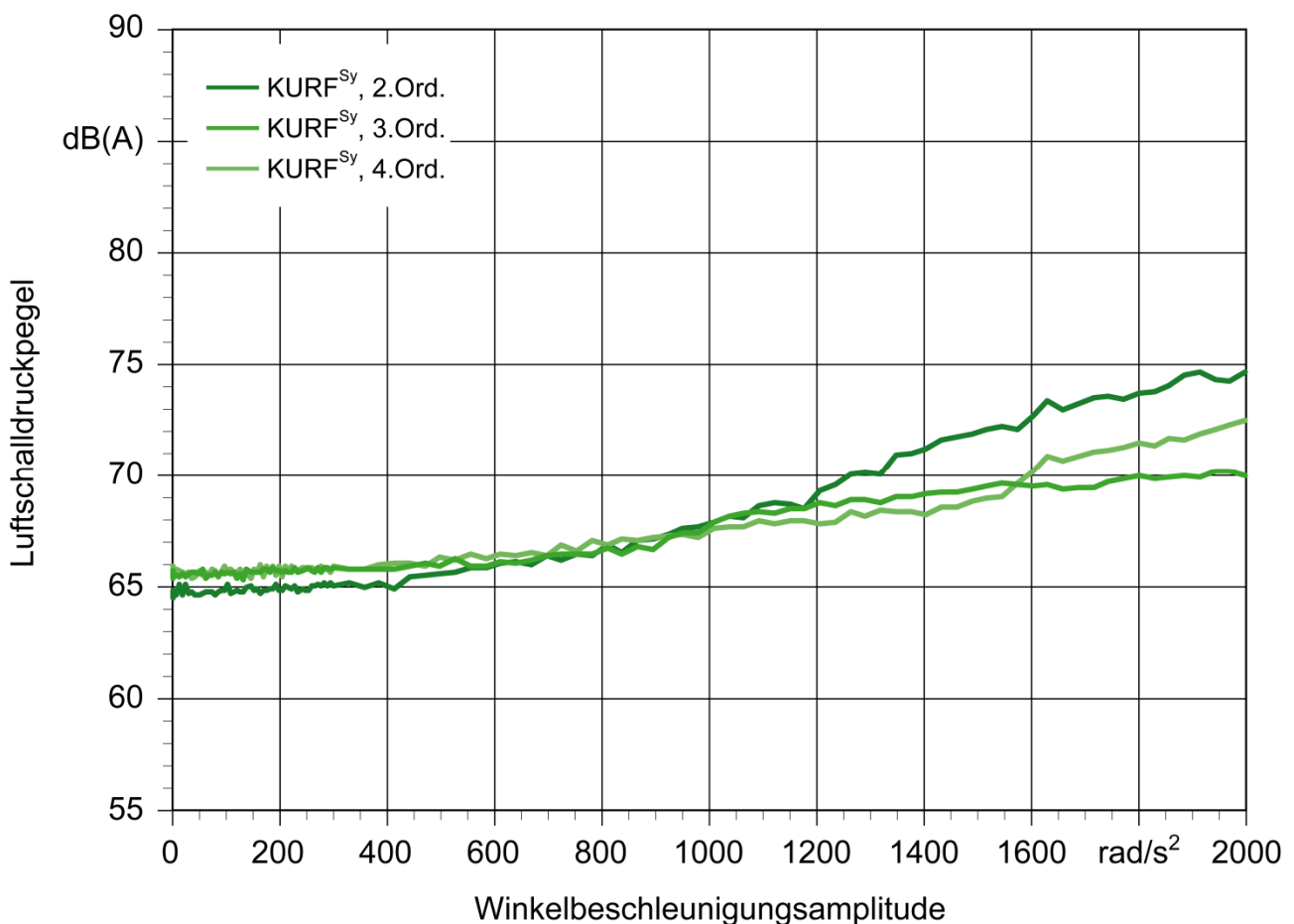


Abb. 6.13. Variation der Motorordnung am Beispiel des synchronisierten KURF-Radsatzes (KURF^{Sy}) im 2. Gang bei einer Grunddrehzahl von 1400 1/min bei 80 °C

In allen drei Fällen ist erkennbar, dass der übliche Verlauf einer Klapperkurve durch einen in erster Näherung parallelen homogenen Anstieg des emittierten Luftschalldruckpegels substituiert wird. Die Klapperkurve der 2. Ordnung ist dahingegen gekennzeichnet, dass bis zu einer ersten Klappergrenze von 525 rad/s² keinerlei Rasselgeräusche auftreten. Ab 525 rad/s² beginnen erste lastlose Verzahnungen in der Höhe angeregt zu werden, dass es zu einem Abheben der Verzahnungs- und Axialflanken mit einem anschließenden Stoß kommt.

Bis zu einer zweiten Klappergrenze bei 1350 rad/s^2 steigt der Rasselpegel leicht an. Bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 1350 rad/s^2 ist ein starker Anstieg des Pegels zu hören, was darauf schließen lässt, dass ab dieser Drehungleichförmigkeit alle lastfreien Loseile zum Rasseln angeregt werden. Im Falle der 3. Ordnung ist ein ähnlicher Vorgang zu beobachten, wobei hier die erste Klappergrenze bei 755 rad/s^2 klar dem Synchronringrasseln zugeordnet werden kann. Bei der zweiten Klappergrenze bei 895 rad/s^2 beginnt das Verzahnungsrasseln. Die Klapperkurve der 4. Ordnung besitzt drei Klappergrenzen. Bei einer Anregung von 1005 rad/s^2 beginnt ein leichtes Synchronringrasseln, dessen Rasselgeräuschpegel ab 1350 rad/s^2 von vereinzeltem Verzahnungsrasseln erhöht wird. Ab einer Drehungleichförmigkeit von 1550 rad/s^2 ist ein starker Anstieg des Schallpegels zu beobachten, der darauf zurückzuführen ist, dass ab dieser Anregung alle Loseile zum Rasseln angeregt werden.

7 Wirkungsgraduntersuchungen

Fahrzeuggetriebe mit Stirnradverzahnung besitzen den höchsten Wirkungsgrad aller Schaltgetriebe. Ein wichtiger Anteil der Getriebeverluste stellen die lastunabhängigen Schleppverluste dar, die durch das Planschen ungenutzter Gangstufen im Ölsumpf wie auch durch das Ausquetschen des Öls aus den Zahnzwischenräumen entstehen. Hier bietet das KURF-Prinzip aufgrund der Entkopplung aller Gangstufen, die nicht am Leistungsfluss beteiligt sind, ein großes Potential, diese Verluste zu minimieren. Infolge der zusätzlichen Losradlagerungen werden die Getriebewellen durch die lastfreien Losräder mit einem Lagerreibmoment beaufschlagt, welches in Summe geringer als die Schleppmomentreduzierung ausfallen muss, um eine Wirkungsgradsteigerung zu erreichen.

Des Weiteren induzieren die mit der jeweiligen Wellendrehzahl drehenden Synchronringe ein Schleppmoment auf die nicht geschalteten Losräder infolge von Fluid-, Misch- bzw. Festkörperreibung im Synchronspalt. Prinzipbedingt steigt beim KURF-Getriebe im Vergleich zu Serienradsätzen die Anzahl der Synchronspalte, jedoch sinkt die Differenzdrehzahl im jeweiligen Synchronspalt zwischen dem Reibkonus des Synchronrings und der Gegenreibfläche des am Losrad angebrachten Kupplungskörpers infolge eines sich einstellenden Gleichgewichts zwischen den treibenden und bremsenden Reaktionsmomenten.

Aufgrund der Leistungsdaten des Prüfstands sind die Verspannungsmomente für die Ermittlung der Verzahnungswirkungsgrade zu gering. Da in dieser Arbeit das Augenmerk auf die Reduzierung der lastunabhängigen Verluste – im Speziellen der Plansch-, Quetsch- und Synchronisierungsverluste – gelegt wird, ist ein Quervergleich zwischen unterschiedlichen Radsätzen bei gleichem Gang zulässig, da der Verzahnungswirkungsgrad in den einzelnen Gangstufen bei unterschiedlichen Radsatzanordnungen als identisch angesehen werden kann.

7.1 Versuchsdurchführung

Zur Untersuchung der Wirkungsweise des KURF-Prinzips hinsichtlich der Wirkungsgradsteigerung bzw. der Schleppmomentreduzierung wurde der variable Getriebeprototyp auf dem IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand untersucht. Als Prinzip zur Messung des Wirkungsgrads wurde die Leistungsdifferenzmessung mittels Drehmomentmesswellen

gewählt. Hierbei erfolgt die Bestimmung des Wirkungsgrads aus dem Quotienten aus Abtriebsleistung zur Antriebsleistung, s. Gleichung 2.5. Die Messkette zur Wirkungsgraduntersuchung ist in Abb. 7.1 dargestellt.

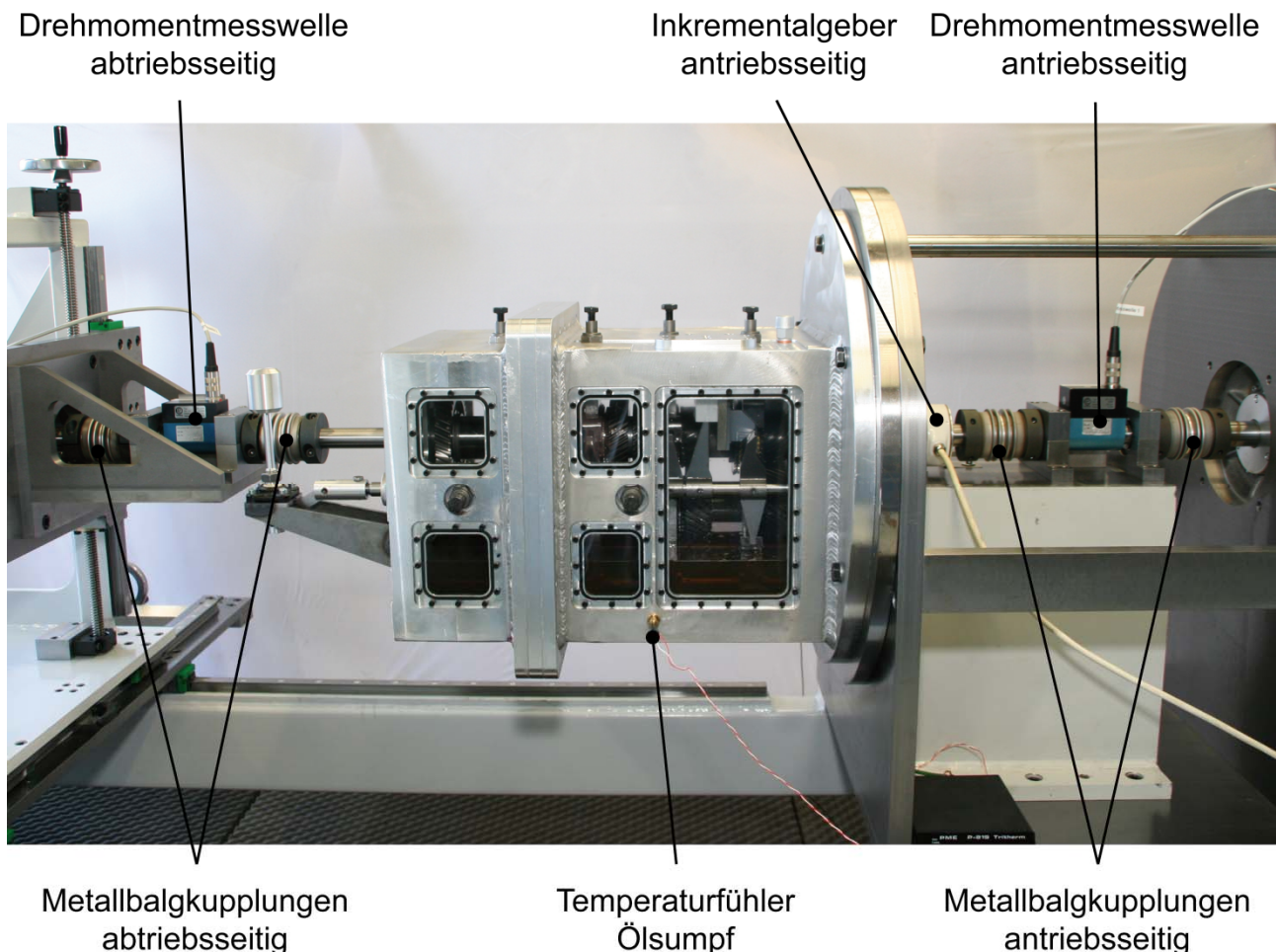


Abb. 7.1. Messkette zur Wirkungsgraduntersuchung des Getriebeprototyps auf dem IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand

Die Drehmomentmessung erfolgt durch zwei baugleiche Zweibereich-Messwellen des Typs DR-2208 der Firma Lorenz Messtechnik. Im Fall der Wirkungsgraduntersuchungen wurde der Messkanal des Messbereichs bis 100 Nm ausgewertet. Da die Schleppmomente im Leerlauf nur sehr geringe Werte aufweisen, wurde hier der hochauflösende Messbereich bis 10 Nm gewählt.

Die Drehzahlüberwachung erfolgt auf der Getriebeeingangswelle mittels eines Inkrementalgebers mit 10000 Inkrementen (Hengstler RI 76 TD). Die zur Berechnung der Abtriebsleistung benötigte Abtriebsdrehzahl wird aus der gemessenen Antriebsdrehzahl und den jeweiligen Übersetzungsverhältnissen in Echtzeit berechnet.

Aufgrund der Leistungsgrenze des Prüfstands handelt es sich bei den Wirkungsgradmessungen um Teillast-Messungen. Der Prüfstand wurde zur Steigerung des maximalen Drehmoments bei allen Messungen im Überlastbereich gefahren. In den Gängen 1–4 liegt infolge der Drehmoment/Drehzahl-Wandlung des Getriebes das höhere Drehmoment an der Abtriebsmaschine an. Hier konnte ein Abtriebsmoment von ca. 83 Nm erreicht werden. Im Direktgang liegt hingegen das höhere Drehmoment an der Antriebsmaschine an. Das maximale Antriebsmoment betrug in diesem Fall ca. 75 Nm.

Zur Untersuchung des Optimierungspotentials des KURF-Prinzips wurden verschiedene Parametervariationen durchgeführt. Die Parameter sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst.

Tabelle 7.1. Parametervariation und deren Zustände im geschalteten Gang
*Konstantenritzelentkopplung im Direktgang aufgrund Konstruktion zwingend

Parameter	Zustand		
	1	2	3
Radsatzanordnung	KURF	LR3/4	Inline
Schalteinrichtung	Konussynchronisierung	Klauenschaltung	-
Konstantenritzel	gekoppelt	entkoppelt*	-
Betriebstemperatur	25 °C	50 °C	80 °C

Die Viskosität des Getriebeöls beeinflusst das Plansch- und Quetschmoment wie auch die Loslager-Reibmomente und die Schleppmomente in den Synchronspalten. Diese Viskosität ist abhängig von der Betriebstemperatur und wurde in den drei Stufen 25, 50 und 80 °C variiert, s. hierzu Abschn. 4.1.4. Der generelle Einfluss der Synchronspalte auf den Wirkungsgrad wurde durch Ausbaueversuche der Synchronringe untersucht. Das Axialspiel der Losräder wurde dadurch nicht beeinflusst.

Zur vergleichenden Untersuchung der Ergebnisse des KURF-Radsatzes wurden – wie schon bei den Akustikuntersuchungen – Radsätze mit Festrad-/Losradlagerungen nachgebildet. Bedingt durch die Konstruktion des Prototyps sind die nachgebildeten Radsätze bereits mit einer Konstantenritzelentkopplung im Direktgang ausgestattet. Im Leerlauf kann die Vorgelegewelle mit der Antriebswelle zwangsgekoppelt werden, um den Zustand realer Seriengeräte nachzubilden. Zur Untersuchung des Potentials der Konstantenritzelentkopplung im Leerlauf kann diese Zwangskopplung zwischen der Eingangs- und Vorgelegewelle aufgehoben werden.

7.2 Vergleichende Untersuchung im Leerlaufbetrieb

Der Leerlaufbetrieb eines Fahrzeuggetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass das Anfahr-element zwischen Motor und Schaltgetriebe geschlossen ist und die Schaltelemente, wie Synchronisierungen oder Lamellenkupplungen, nicht geschaltet sind, d.h. es existiert ein Lüftspiel zwischen den Reibflächen und keine zusätzliche mechanische Koppelung der Kupplungsverzahnungen der Synchroneinrichtungen. Im Bereich der koaxialen Handschaltgetriebe wird hierbei die Getriebeeingangswelle mit Motordrehzahl angetrieben und bauartbedingt findet ein Zwangsantrieb der Vorgelegewelle mit der durch die Konstantenübersetzung reduzierten Drehzahl statt. Für den Leerlaufbetrieb wird angenommen, dass das Fahrzeug still steht, wodurch die Hauptwelle des Getriebes ebenfalls steht.

Zum Vergleich der Effizienz von Getrieben im Leerlauf wird die mechanische Größe des Schleppmoments angewendet. Da alle Schleppmomentuntersuchungen mit dem variablen Getriebeprototyp durchgeführt wurden und folglich die schleppmomentinduzierenden Bauteile Wellendichtung und -lagerungen identisch sind, wird im Folgenden nur der Einfluss der Unterscheidungsmerkmale betrachtet, die zu einer Optimierung des Schleppmoments führen.

Bei einem Vergleich der KURF-Radsätze mit Konussynchronisierung (KURF^{Sy}) bzw. Klauenschaltung (KURF^{Kl}) ist dieses Unterscheidungsmerkmal der Synchronspalt, der beim Radsatztyp KURF^{Sy} ein zusätzliches Schleppmoment induziert, welches überwiegend im hydrodynamischen Bereich anzusehen ist. Aufgrund der freien Lagerung der Synchronringe kann es jedoch bei mangelnder Schmierung auch zu Misch- oder Festkörperreibung kommen. Das Axialspiel beider Radsätze ist hierbei identisch, um keine zusätzlichen Einflüsse zu generieren.

Zur Untersuchung des Optimierungspotentials hinsichtlich der Schleppmomentreduzierung durch Anwendung des KURF-Prinzips mit einer vollständigen Festridentkopplung wird als Vergleichsradatz die synchronisierte Inline-Anordnung (Inline^{Sy}) herangezogen, bei der alle Festräder auf der drehenden Vorgelegewelle angeordnet sind und somit das maximale Planschmoment induziert wird, welches sich negativ auf das Schleppmoment auswirkt. Dieser Radsatz stellt zugleich den worst case der untersuchten Radsatznachbildungen dar. Die Radsätze unterscheiden sich im Bereich der Eingangswelle durch die Konstantenritzelentkopplung der KURF-Anordnungen, wodurch eine zusätzliche Losradlagerung und im

Fall des Radsatztyps $KURF^{Sy}$ ein Synchronspalt entsteht. Alle weiteren Elemente der Eingangswellen verbleiben unverändert. Die Vorgelegewellen unterscheiden sich durch die Entkopplung der Festräder und die zusätzliche Einbringung von Losradlagerungen und im Fall der synchronisierten $KURF^{Sy}$ -Anordnung fünf Synchronspalte.

Als dritter Vergleich wird der Einfluss der Konstantenritzelentkopplung bei Serienradätzen am Beispiel des Radsatztyps $Inline^{Sy}$ analysiert. Hierbei wird das Konstantenritzel in einem ersten Fall an die Eingangswelle gekoppelt, so dass das Konstantenritzel zu einem Festrad entartet und ein Zwangsantrieb der Vorgelegewelle erfolgt. Durch die Entkopplung dieses Konstantenritzels wird in einem zweiten Fall der Zwangsantrieb der Vorgelegewelle aufgehoben. Hieraus resultiert eine zusätzliche Losradlagerung mit Synchronspalt im Bereich der Eingangswelle. Die vorgestellten Unterscheidungsmerkmale der Radsatzanordnungen sind in Tabelle 7.2 gegenübergestellt.

Tabelle 7.2. Schleppmomentinduzierende Unterscheidungsmerkmale der Radsätze Typ $KURF^{Sy}$, $KURF^{Kl}$ und $Inline^{Sy}$ im Leerlaufbetrieb. * Konstantenritzelentkopplung

Unterscheidungsmerkmal	Radsatztyp			
	KURF		Inline	
	Sy	Kl	Sy	Sy*
<i>Getriebeeingangswelle</i>				
- Synchronspalt Konstantenritzelentkopplung	X	-	-	X
- Losradlagerung Konstantenritzel	X	X	-	X
- Konstantenritzel als Festrad	-	-	X	-
<i>Vorgelegewelle</i>				
- 5 Losradlagerungen	X	X	-	-
- 5 Synchronspalte	X	-	-	-
- 5 Festräder (ohne Konstantrad)	-	-	X	X

Die Messergebnisse werden im Folgenden diskutiert und das Optimierungspotential analysiert. Der Einfluss der Ölviskosität wird anhand verschiedener Betriebstemperaturen untersucht. Bei allen Messungen erfolgt die Temperierung des Getriebes durch Heizgebläse, wodurch ein gleichbleibender Ölpegel sichergestellt wird.

7.2.1 Schleppmomentanalyse der KURF-Radsätze

Zu Beginn der Schleppmomentanalyse wird der synchronisierte KURF-Radsatz betrachtet und die Ölviskosität mithilfe der Betriebstemperatur variiert. Der Einfluss des Synchronspalts wird durch einen Ausbauversuch der Synchronringe – wodurch der Radsatztyp KURF^{KI} entsteht – analysiert.

Abbildung 7.2 zeigt die Messergebnisse der Schleppmomentuntersuchung der Getriebe bei den Betriebstemperaturen 25, 50 und 80 °C. Betrachtet man den Kurvenverlauf der Prüfstandsuntersuchungen, so ergibt sich bei allen Messungen ein geringer Anstieg des Schleppmoments über der Antriebsdrehzahl.

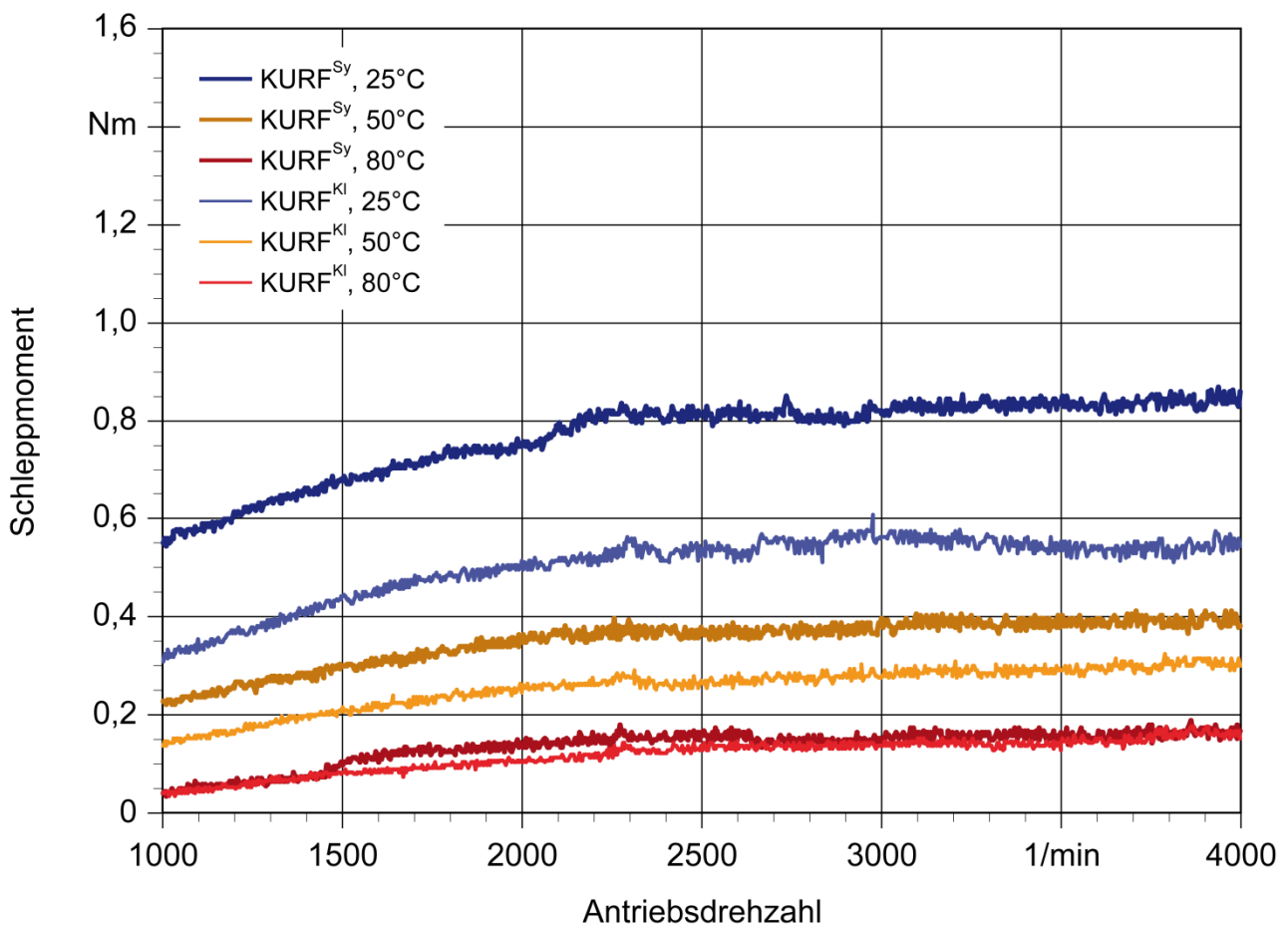


Abb. 7.2. Schleppmomentverhalten im Leerlaufbetrieb der KURF-Radsätze KURF^{Sy} und KURF^{KI} in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl und der Betriebstemperaturen

Der steilere Anstieg im ersten Drittel der Messkurven bei der Betriebstemperatur 25 °C kann auf das Mitnahmeverhalten des nicht geschalteten Konstantenritzels infolge des viskosen Öls in der Nadellagerung wie auch im Synchronspalt zurückgeführt werden. Dieses Mitschleppen des Konstantenritzels führt zu einem messbaren Reaktionsmoment an der

Eingangswelle, wenn die Konstantraststufe infolgedessen mit einem Antriebsmoment beaufschlagt wird und die Vorgelegewelle langsam zu drehen beginnt, wodurch am Konstantrad ein Planschmoment induziert wird. Diese geringe Drehung der Vorgelegewelle induziert zudem ein Lagerreibmoment in den Losrädern, die in den Ölsumpf eintauchen und durch diesen gebremst werden. Mit zunehmender Drehzahl ändert sich das Übertragungsverhalten der Drehbewegung auf das Konstantenritzel, wodurch das Reaktionsmoment nur noch marginal ansteigt.

Bei steigender Betriebstemperatur sinkt das Schleppmoment im Nadellager des Konstantenritzels, wodurch das Mitnahmeverhalten der Vorgelegewelle geringer ausfällt und somit das gesamte Reaktionsmoment abnimmt. Die Viskositätsänderung des Getriebeöls reduziert das Schleppmoment bei einem Vergleich der Betriebstemperaturen von 25 und 80 °C in Abhängigkeit der Drehzahl um 60–80 %. Bei einer Temperatur von 50 °C wird das Schleppmoment im Vergleich zum kalten Zustand um ca. 55–60 % reduziert.

Durch den Ausbau der Synchronringe werden beim Radsatz KURF^{Kl} die schleppmoment-behafteten Synchronspalte eliminiert. Vergleicht man die Ergebnisse der klauengeschalteten Version mit denen des synchronisierten Radsatzes bei einer Antriebsdrehzahl von 1000 1/min, so stellt man im kalten Zustand eine Verringerung des Schleppmoments um ca. 0,2 Nm fest, was einer Reduktion um 45 % des Ausgangswerts entspricht. Bei steigender Betriebstemperatur sinkt das Potential zur Schleppmomentreduktion, da die Verluste im Synchronspalt, wie bereits diskutiert, infolge der geringeren Viskosität abnehmen. So verringert sich das Schleppmoment des Radsatztyps KURF^{Kl} bei gleicher Antriebsdrehzahl und einer Betriebstemperatur von 50 °C um 40 %, bei 80 °C sind die Messkurven in erster Näherung kongruent.

7.2.2 Optimierungspotential durch vollständige Festrudentkopplung

Zur Analyse des Optimierungspotentials infolge der vollständigen Festrudentkopplung wird im Folgenden der synchronisierte Inline-Radsatz Inline^{Sy} als Vergleich herangezogen. Dieser Radsatz besitzt alle Festräder auf der Vorgelegewelle, wodurch im Leerlauf neben dem Konstantrad auch die Festräder der Gangstufen 1–4 und Rückwärtsgang im Ölsumpf planschen und zudem die auf der stehenden Hauptwelle angeordneten Losräder antreiben müssen. Im Fall des Rückwärtsgangs findet der Antrieb des Losrads über das nadelgelagerte Zwischenrad statt, wodurch zusätzliche Verluste entstehen.

Abbildung 7.3 stellt die Messergebnisse beider Radsatzvarianten bei den drei Betriebstemperaturen 25, 50 und 80 °C gegenüber. Für den synchronisierten KURF-Radsatz gilt die in Abschn. 7.2.1 behandelte Analyse.

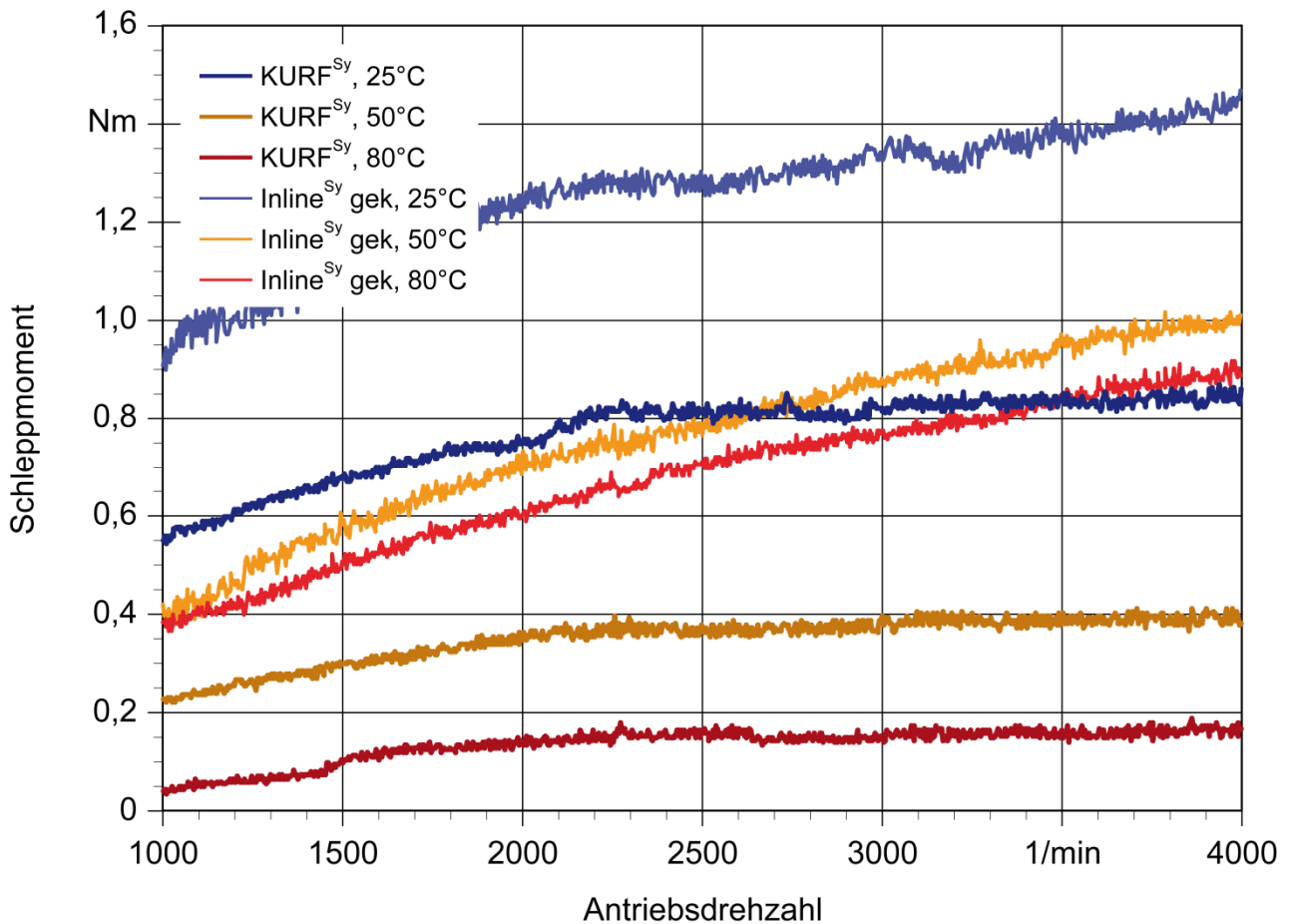


Abb. 7.3. Einfluss der vollständigen Festradentkopplung auf das Schleppmomentverhalten im Leerlaufbetrieb am Beispiel des synchronisierten Radsatzes KURF^{Sy} im Vergleich zum Referenzradsatz Inline^{Sy} in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl und der Betriebstemperaturen

Betrachtet man die über der Drehzahl aufgetragenen Schleppmomente des synchronisierten Inline-Radsatzes, so fällt der kontinuierliche Anstieg des Schleppmoments bei steigender Antriebsdrehzahl auf. Bei diesem Radsatz induzieren der Zwangsantrieb der Vorgelegewelle und die Zwangskopplung der Festräder auf der Vorgelegewelle ein steigendes Verlustmoment infolge der planschenden Verzahnungen, wie auch der steigenden Differenzdrehzahlen in den Nadellagerungen und Synchronspalten der Losräder. Infolge des geringen Unterschieds der Ölviskosität bei den Temperaturen 50 und 80 °C und der definierten Bewegungszustände aller drehenden Bauteile fällt der Unterschied der gemessenen Schleppmomente beim Inline-Getriebe geringer aus als beim KURF-Getriebe.

Im kalten Betriebszustand beträgt das Schleppmoment des Inline-Radsatzes bei einer Antriebsdrehzahl von 1000 1/min ca. 0,9 Nm. Bei steigender Betriebstemperatur sinkt das Schleppmoment auf ca. 0,4 Nm bei 50 °C respektive 0,38 Nm bei 80 °C. Auf Basis dieser Messungen ergibt sich für das synchronisierte KURF-Getriebe eine Verringerung des Verlustmoments um ca. 40 % im kalten Zustand. Bei 50 °C beträgt das Potential ca. 50 % und bei 80 °C kann das Schleppmoment infolge der Festridentkopplung um bis zu 80 % reduziert werden.

7.2.3 Optimierungspotential durch Konstantenritzelentkopplung

Neben der Möglichkeit der vollständigen Entkopplung aller nicht am Leistungsfluss beteiligter Festräder von den jeweiligen Wellen stellt die ausschließliche Entkopplung des Konstantenritzels bei den Betriebszuständen Leerlauf und Direktgang eine weitere Möglichkeit dar, die Verluste zu minimieren. Hierbei wird die Zwangskopplung der Vorgelegewelle an die Eingangswelle mithilfe eines schaltbaren Konstantenritzels aufgehoben, wodurch sich ein Momentengleichgewicht im Bereich der Nadellagerung und des Synchronspalts einstellt.

In Abb. 7.4 ist der Vergleich der beiden synchronisierten Inline-Radsätze mit gekoppeltem bzw. entkoppeltem Konstantenritzel abgebildet. Die Messergebnisse der gekoppelten Variante entsprechen denen der in Abschn. 7.2.2 behandelten Analyse.

Wie schon bei der vollständigen Festridentkopplung beobachtet werden konnte, stellt sich auch bei der ausschließlichen Entkopplung des Konstantenritzels eine definierte Drehzahl der Vorgelegewelle ein, die geringer als die Drehzahl bei gekoppelter Konstantradstufe ist, wodurch das Schleppmoment der entkoppelten Variante im Vergleich zum kontinuierlichen Anstieg im Fall der gekoppelten Variante deutlich flacher ausfällt.

Das gemessene Schleppmoment der entkoppelten Variante liegt im kalten Zustand bei einer Antriebsdrehzahl von 1000 1/min mit einem Absolutwert von 0,6 Nm ca. 33 % unterhalb der seriennahen Variante mit gekoppeltem Konstantenritzel. Im weiteren Verlauf steigt das Optimierungspotential infolge des geringeren Gradienten auf bis zu 45 % an. Bei steigender Betriebstemperatur steigert sich das Potential zur Verringerung der Schleppverluste bei einer Antriebsdrehzahl von 1000 1/min auf ca. 65 % bei 50 °C und 82 % bei 80 °C. Bei zunehmender Antriebsdrehzahl bleibt das Optimierungspotential bei 50 °C in erster Näherung konstant, bei 80 °C fällt es geringfügig auf ca. 76 % ab.

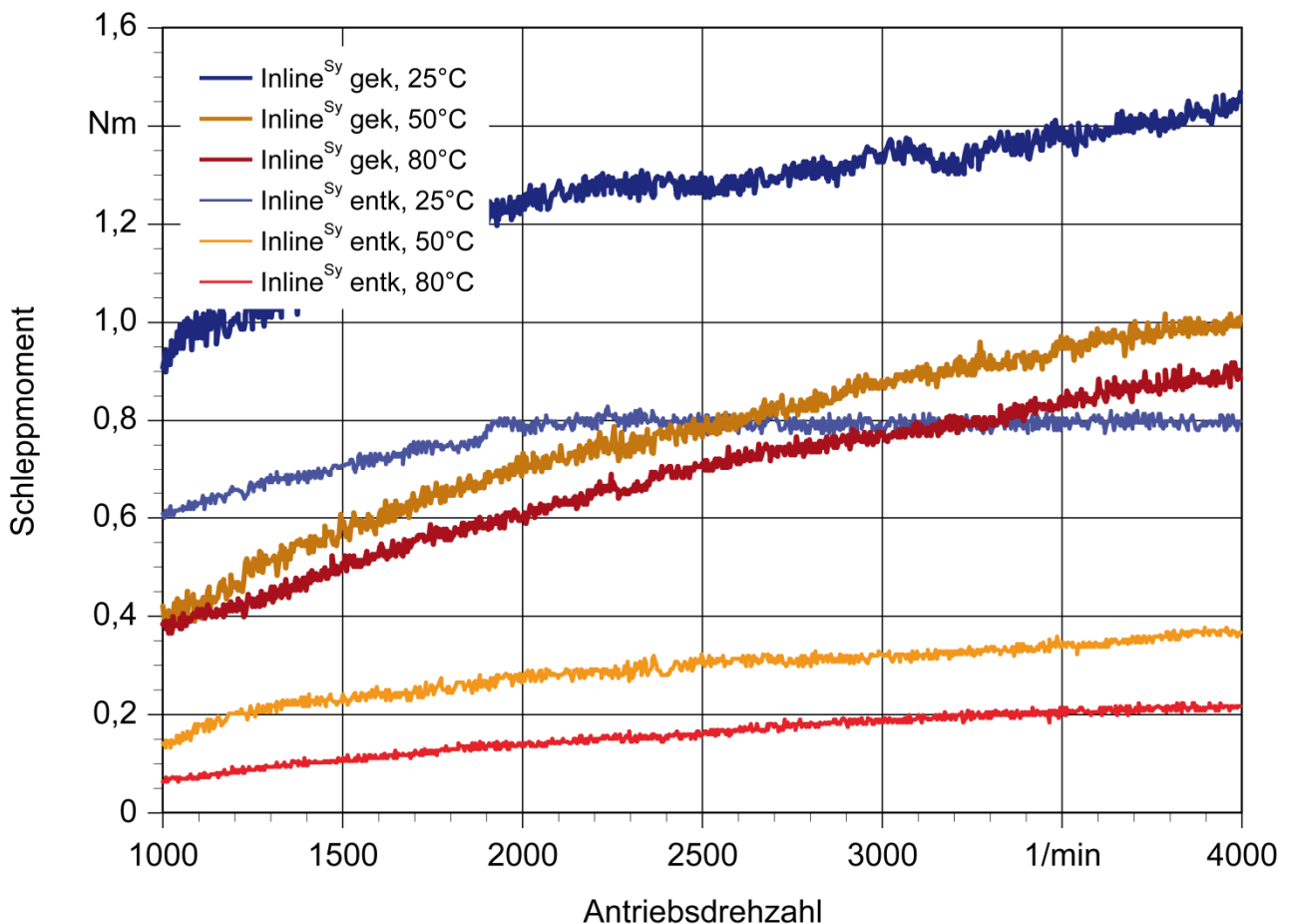


Abb. 7.4. Einfluss der Konstantenritzelentkopplung auf das Schleppmomentverhalten im Leerlaufbetrieb am Beispiel des synchronisierten Inline-Radsatzes des Typs Inline^{Sy} in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl und der Betriebstemperaturen

Vergleicht man das Optimierungspotential der singulären Konstantenritzelentkopplung mit dem der vollständigen Festradentkopplung des KURF-Getriebes, so lässt sich ausgehend vom Inline-Serienradsatz feststellen, dass mithilfe der Konstantenritzelentkopplung bei einer Antriebsdrehzahl von 1000 1/min im betrachteten Temperaturbereich ca. 84–90 % des Potentials einer vollständigen Festradentkopplung erreicht werden kann.

7.3 Wirkungsgrad im geschalteten Gang

Der Leistungsfluss in einem koaxialen Schaltgetriebe wird abhängig vom Schaltzustand von der Eingangswelle über die Vorgelegewelle oder direkt auf die Hauptwelle übertragen. Daraus resultiert eine unterschiedliche Anzahl von leistungsführenden und lastlosen Zahnengriffen. Außerdem beeinflusst die jeweilige Gangübersetzung die Drehzahl der Hauptwelle und folglich die Differenzdrehzahlen in den Losradlagerungen und Synchronspalten sowie im Dichtspalt des Wellendichtrings. Die Drehzahl der Vorgelegewelle in

Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl ist bei allen Gängen infolge der Konstantenübersetzung identisch. Der Verzahnungswirkungsgrad in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl wird im Folgenden nicht betrachtet, da für alle Versuche die identischen Verzahnungen verwendet wurden und folglich die jeweiligen lastführenden Gangstufen bei allen Radsätzen vergleichbare Wirkungsgrade aufweisen.

Im Fall des KURF-Getriebes wird die klassische Festrads-/Losrad-Paarung aufgehoben, wodurch die lastlosen Zahnradpaare aufgrund des rotatorischen Freiheitsgrads unterschiedliche Drehzahlen annehmen werden. Im Direktgang wird zudem die Zwangskopplung der Vorgelegewelle an die Eingangswelle aufgehoben, wodurch sich eine im Vergleich zum gekoppelten Zustand geringere Vorgelegewellendrehzahl einstellen wird.

Alle Wirkungsgradanalysen wurden mit dem variablen Getriebeprototyp durchgeführt, um vergleichbare Verzahnungsgeometrien und Umgebungsbedingungen zu erhalten. Infolge der sich drehenden Hauptwelle ergeben sich im Vergleich zur Schleppmomentanalyse weitere wirkungsgradbeeinflussende Unterscheidungsmerkmale, die im Folgenden diskutiert und in Tabelle 7.3 zusammengefasst werden.

Zu Beginn wird der synchronisierte KURF-Radsatz (KURF^{Sy}) betrachtet und die Übersetzungsverhältnisse am Beispiel des 2. und 5. Gangs wie auch die Betriebstemperatur variiert. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Differenzdrehzahlen in den Wellen- und Losradlagerungen sowie in den Synchronspalten und im abtriebsseitigen Dichtungsspalt. Das Planschmoment im Ölsumpf wird durch die temperaturabhängige Ölviskosität und die verschiedenen Drehzahlen der gekoppelten bzw. entkoppelten Vorgelegewellenräder beeinflusst.

Der Einfluss der Synchronringe wird anhand von Ausbauversuchen dargestellt, bei dem die durch die Synchronspalte induzierten Schleppmomente entfallen und somit diese Verluste eliminiert wurden.

Das Potential zur Optimierung der lastunabhängigen Getriebeverluste und somit einer Wirkungsgradsteigerung infolge der Festradentkopplung aller nicht im Leistungsfluss stehender Zahnräder wird mit dem als Referenzradsatz definierten Inline-Radsatz untersucht, bei dem durch die Zwangskopplung alle Festräder auf der Vorgelegewelle im Ölsumpf planschen und somit ein Planschmoment induzieren. Neben den synchronisierten Komplettgetrieben wird der Einfluss der Synchronringe bei dieser Analyse durch Versuche mit demontierten Synchronringen untersucht.

Tabelle 7.3. Unterscheidungsmerkmale der Radsätze $KURF^{Sy}$, $KURF^{KI}$, $Inline^{Sy}$ und $Inline^{KI}$ bei Wirkungsgradmessungen. * Konstantenritzelentkopplung

Unterscheidungsmerkmal	Radsatztyp			
	KURF		Inline	
	Sy	KI	Sy	KI
<i>Getriebeeingangswelle</i>				
- Synchronspalt Konstantenritzelentkopplung	X	-	X*	-
- Losradlagerung Konstantenritzel	X	X	X*	X*
- Konstantenritzel als Festrad	-	-	X	X
<i>Vorgelegewelle</i>				
- Losradlagerungen	5	5	-	-
- Synchronspalte	5	-	-	-
- Festräder (ohne Konstantrad)	-	-	5	5
<i>Hauptwelle</i>				
- Losradlagerungen	5	5	5	5
- Synchronspalte	5	-	5	-
- Festräder	-	-	-	-

Als letzte Untersuchung wird ein Vergleich der beiden Maßnahmen Festridentkopplung und Konstantenritzelentkopplung im Direktgang durchgeführt. Hier wird ebenfalls der Synchronringeinfluss separat betrachtet.

Die Wirkungsgradmessungen werden im Folgenden dargestellt und diskutiert und das Optimierungspotential analysiert. Der Einfluss der Ölviskosität wird anhand verschiedener Betriebstemperaturen untersucht. Bei allen Messungen erfolgt die Temperierung des Prototypgetriebes durch Heizgebläse, wodurch ein gleichbleibender Ölpegel sichergestellt wird.

7.3.1 Wirkungsgradanalyse der KURF-Radsätze

Zu Beginn der Wirkungsgradanalyse wird der synchronisierte KURF-Radsatz betrachtet und die Ölviskosität mithilfe der Betriebstemperatur variiert. In Abb. 7.5 sind die Messergebnisse der Teillastwirkungsgrade des synchronisierten KURF-Radsätze am Beispiel des 2. und 5. Gangs bei den Betriebstemperaturen 25, 50 und 80 °C dargestellt. Bei den vorliegenden Wirkungsgradanalysen beträgt das Antriebsdrehmoment im 2. Gang 37 Nm, im direkten 5. Gang sind es 75 Nm.

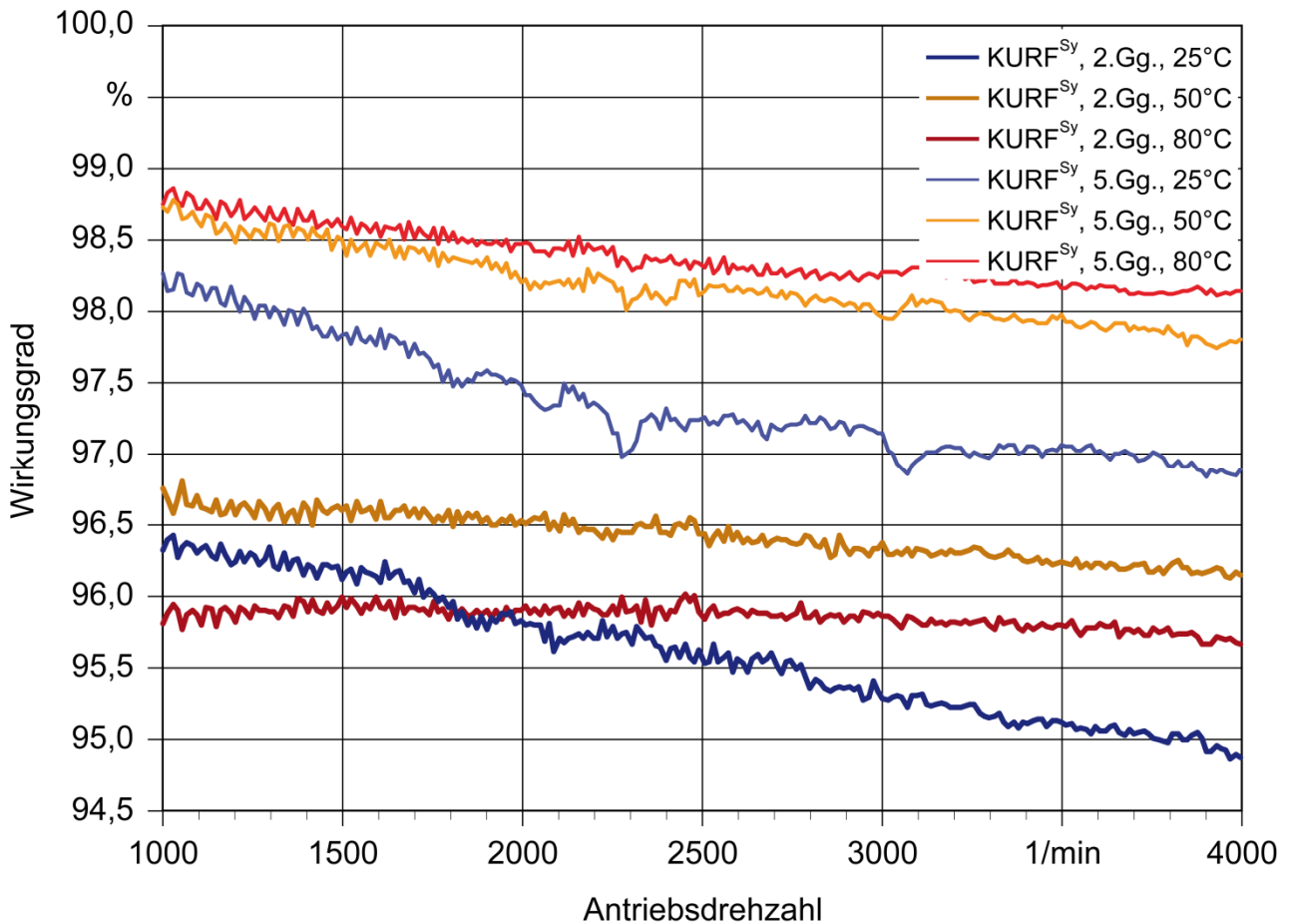


Abb. 7.5. Analyse der Teillastwirkungsgrade des synchronisierten KURF-Radsatzes KURF^{Sy} am Beispiel des 2. und 5. Ganges in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl und der Betriebstemperatur

Der 2. Gang steht bei dieser Untersuchung stellvertretend für einen Gang, dessen Leistungsfluss über die Vorgelegewelle geleitet wird. Hierfür werden das Konstantenritzel wie auch die beiden Losräder der 2. Gangstufe auf der Vorgelege- und Hauptwelle mit den jeweiligen Getriebewellen gekoppelt. Alle weiteren Losräder verbleiben ungekoppelt und können frei um die Mittelachse der Getriebewellen rotieren. Der 5. Gang ist beim vorliegenden KURF-Getriebe der Direktgang, bei dem die Eingangs- und Ausgangswelle direkt gekoppelt werden und somit das Getriebe zu einer Kupplung entartet. In diesem Schaltzustand ist die Zwangskopplung der Vorgelegewelle mit der Eingangswelle mithilfe der Konstantenritzelentkopplung aufgehoben. Weiterhin befinden sich alle Gangstufen auf den Wellen im ungekoppelten Zustand.

Betrachtet man den Kurvenverlauf der Prüfstandsergebnisse des synchronisierten KURF-Radsatzes im 2. Gang, so erkennt man einen einheitlichen Abfall des Teillastwirkungsgrads bei steigender Antriebsdrehzahl. Bei kalter Betriebstemperatur ist dieser Wirkungsgrad-

abfall am signifikantesten, da das viskose Öl in diesem Zustand ein Mitschleppen der nicht gekoppelten lastlosen Losräder infolge von Schleppmomenten in den acht Losradlagerungen und den acht zugehörigen Synchronspalten bewirkt, wodurch die Vorgelegewellenräder des 1., 3., 4. und Rückwärtsgangs mit angetrieben werden und im Ölsumpf planschen. Hierdurch wird ein zusätzliches Verlustmoment in den Triebstrang induziert. Zudem steigen mit zunehmender Antriebsdrehzahl die Differenzdrehzahlen in den Wälzlagern und den Dichtspalten, was zu einem zusätzlichen Wirkungsgradabfall führt.

Infolge der sinkenden Viskosität bei zunehmender Betriebstemperatur nehmen die Schleppmomente in den Losradlagerungen und Synchronspalten ab, wodurch die Drehzahlen der lastlosen Vorgelegewellenräder sinken und somit die Plansch- und Quetschverluste abnehmen. Ebenfalls sinken die Plansch- und Quetschmomente der leistungsführenden Zahnradstufen.

Die Verluste bewirken bei einer Betriebstemperatur von 25 °C einen Wirkungsgradabfall über der Drehzahlspannung von 1000–4000 1/min von ca. 1,45 Prozentpunkten, bei 50 °C beträgt die Differenz ca. 0,55 Prozentpunkte. Bei heißem Öl sinkt der Teillastwirkungsgrad über der dargestellten Drehzahlspanne um ca. 0,2 Prozentpunkte.

Im direkten 5. Gang spiegelt sich ein ähnlicher Zustand wie im 5. Gang wieder. Wie bereits bei den Prüfstandsergebnissen des 2. Gangs festgestellt werden konnte, sinkt auch im Direktgang der Teillastwirkungsgrad mit zunehmender Antriebsdrehzahl. Hier beträgt dieser Abfall bei einer Temperatur von 25 °C ca. 1,35 Prozentpunkte. Mit zunehmender Temperatur wird dieser Abfall geringer und beträgt bei 50 °C ca. 0,95 Prozentpunkte, bei 80 °C sind es ca. 0,65 Prozentpunkte.

Dieser Abfall des Teillastwirkungsgrads im Direktgang ist durch das Mitschleppen des entkoppelten Konstantenritzels zu erklären, wodurch die Vorgelegewelle mit angetrieben wird und dadurch das fest auf die Vorgelegewelle aufgepresste Konstantenrad im Ölsumpf planscht. Möglich wird dieser Mitnahmeeffekt durch viskoses Öl in der Konstantenritzel-lagerung wie auch in geringerem Maße im Synchronspalt der zugehörigen Synchron-einrichtung der Konstantstufe. Zudem befindet sich dieses viskose Öl auch in den Lagerungen der auf der Vorgelegewelle angeordneten lastfreien Losräder, wodurch diese ebenfalls angetrieben werden und im Ölsumpf planschen können. Außerdem induzieren diese Vorgelegewellenräder über die permanent im Eingriff befindlichen Gegenrädern ein Bremsmoment auf die Hauptwelle.

7.3.2 Einfluss der Synchronisierungen auf dem Gesamtwirkungsgrad

Im Folgenden wird der Einfluss der Synchronisierungen auf die Teillastwirkungsgrade des KURF-Getriebes mittels Ausbauversuche bei verschiedenen Betriebstemperaturen untersucht. In Abb. 7.6 sind die Ergebnisse des Ausbauversuchs den bereits in Abb. 7.5 vorgestellten Teillastwirkungsgraden des synchronisierten KURF-Radsatzes gegenübergestellt.

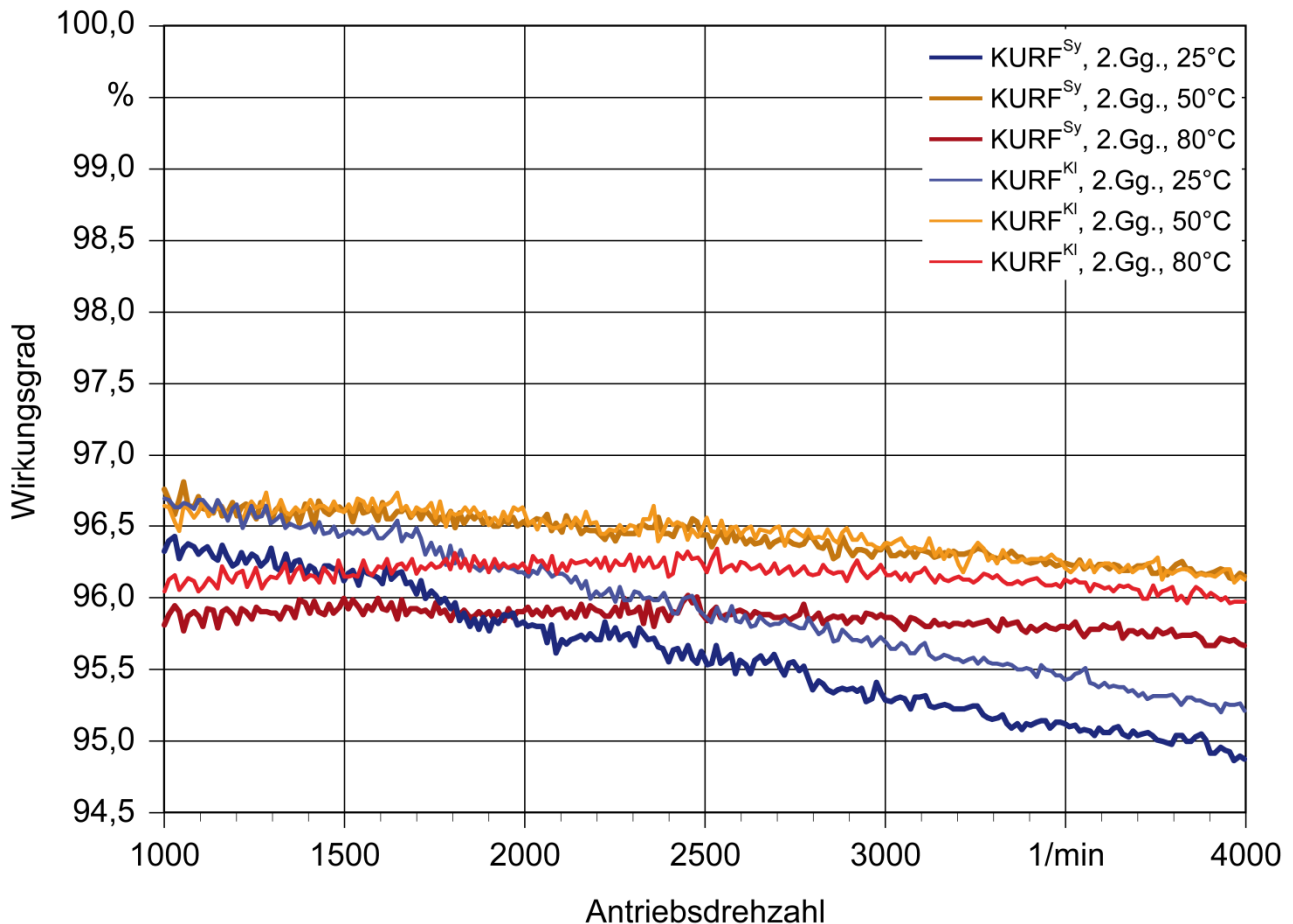


Abb. 7.6. Vergleich der Teillastwirkungsgrade der Radsätze $KURF^{Sy}$ und $KURF^{Kl}$ im 2. Gang in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl und der Betriebstemperatur

Infolge der Synchronringdemontage werden beim Radsatz $KURF^{Kl}$ die neun schleppmomentbehafteten Synchronspalte eliminiert. Die gemessenen Wirkungsgrade der $KURF^{Kl}$ -Anordnung entsprechen vom Verlauf her der synchronisierten Variante, jedoch sind die Wirkungsgrade bei einer Betriebstemperatur von 25 °C im Mittel ca. 0,35 Prozentpunkte höher als die des Ausgangszustands mit Konussynchronisierungen. Bei 50 °C liegt der Wirkungsgrad der klauengeschalteten Variante im Mittel ca. 0,05 Prozentpunkte oberhalb der synchronisierten Variante, bei 80 °C liegt die Wirkungsgradsteigerung bei 0,3 Prozentpunkten. Die Wirkungsgradsteigerung kann durch die fehlenden Synchronspaltverluste

erklärt werden, die zum einen direkt ein Bremsmoment auf die Getriebewellen induzieren und indirekt die Vorgelegewellenräder anschleppen und somit zusätzliche Planschverluste induzieren.

Abbildung 7.7 zeigt die Gegenüberstellung der Messergebnisse der Teillastwirkungsgrade des direkten 5. Ganges der beiden KURF-Radsätze. Wie zuvor wird hierbei die Betriebstemperatur zur Darstellung unterschiedlicher Ölviskositäten und Toleranzen in den Stufen 25, 50 und 80 °C variiert.

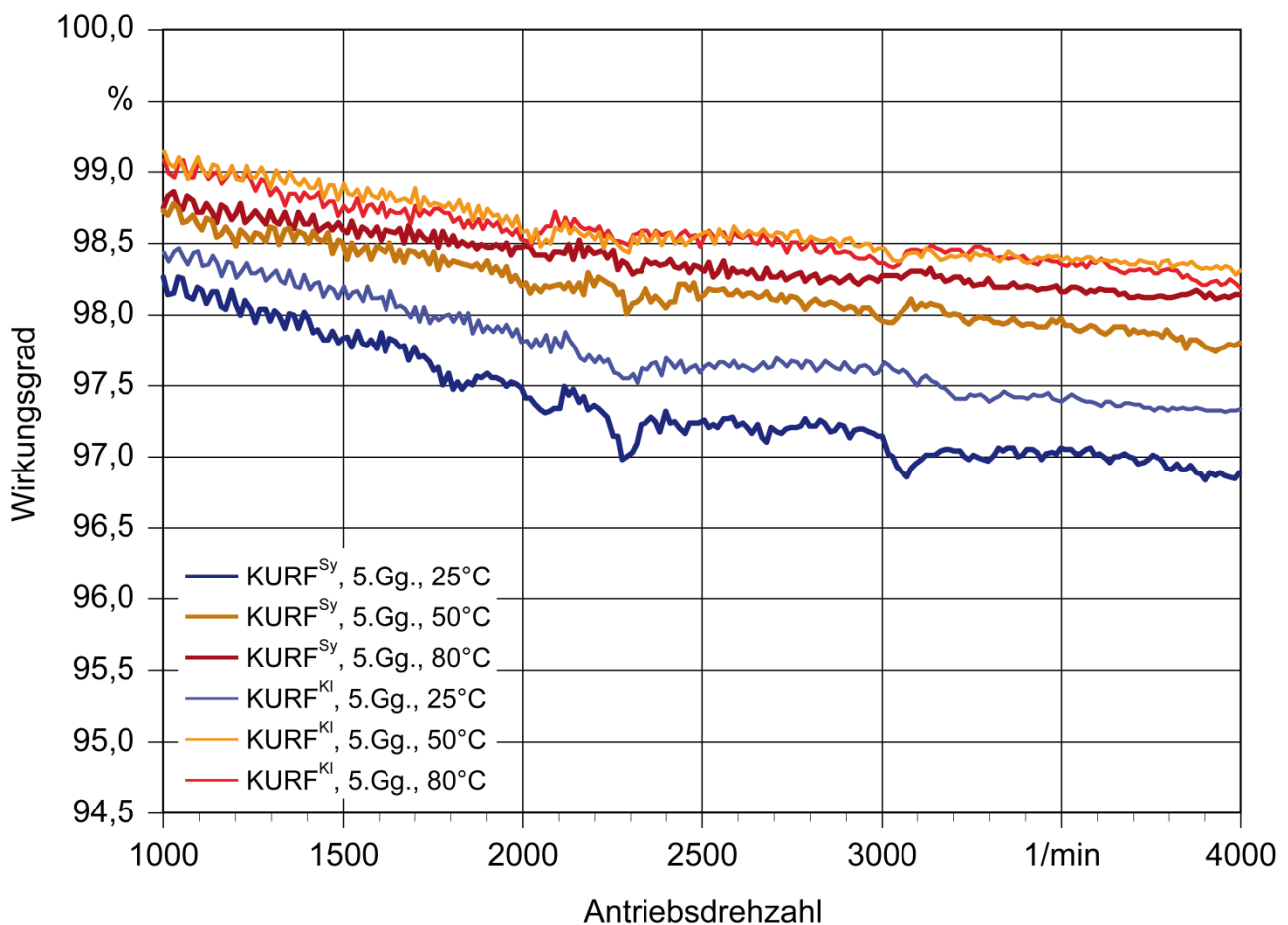


Abb. 7.7. Vergleich der Teillastwirkungsgrade der Radsätze KURF^{Sy} und KURF^{Kl} im direkten 5. Gang in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl und der Betriebstemperatur

Durch den Ausbau der Synchronringe entfallen elf Synchronspalte, die ein Synchronring-schleppmoment induzieren können. Dadurch steigt der Teillastwirkungsgrad des Radsatzes KURF^{Kl} gegenüber dem Radsatz KURF^{Sy} bei kalter und mittlerer Betriebstemperatur im Mittel um ca. 0,4 Prozentpunkte an, im heißen Zustand um ca. 0,2 Prozentpunkte.

7.3.3 Optimierungspotential durch vollständige Festradentkopplung

Die Untersuchung zum Optimierungspotential infolge der vollständigen Festradentkopplung wird mit dem synchronisierten Inline-Radsatz als Vergleichsradatz durchgeführt, bei dem alle Festräder auf der Vorgelegewelle angeordnet sind. Der Vergleich wird anhand des 2. Gangs bei mittlerer Betriebstemperatur durchgeführt. Abbildung 7.8 präsentiert die Ergebnisse dieses Vergleichs.

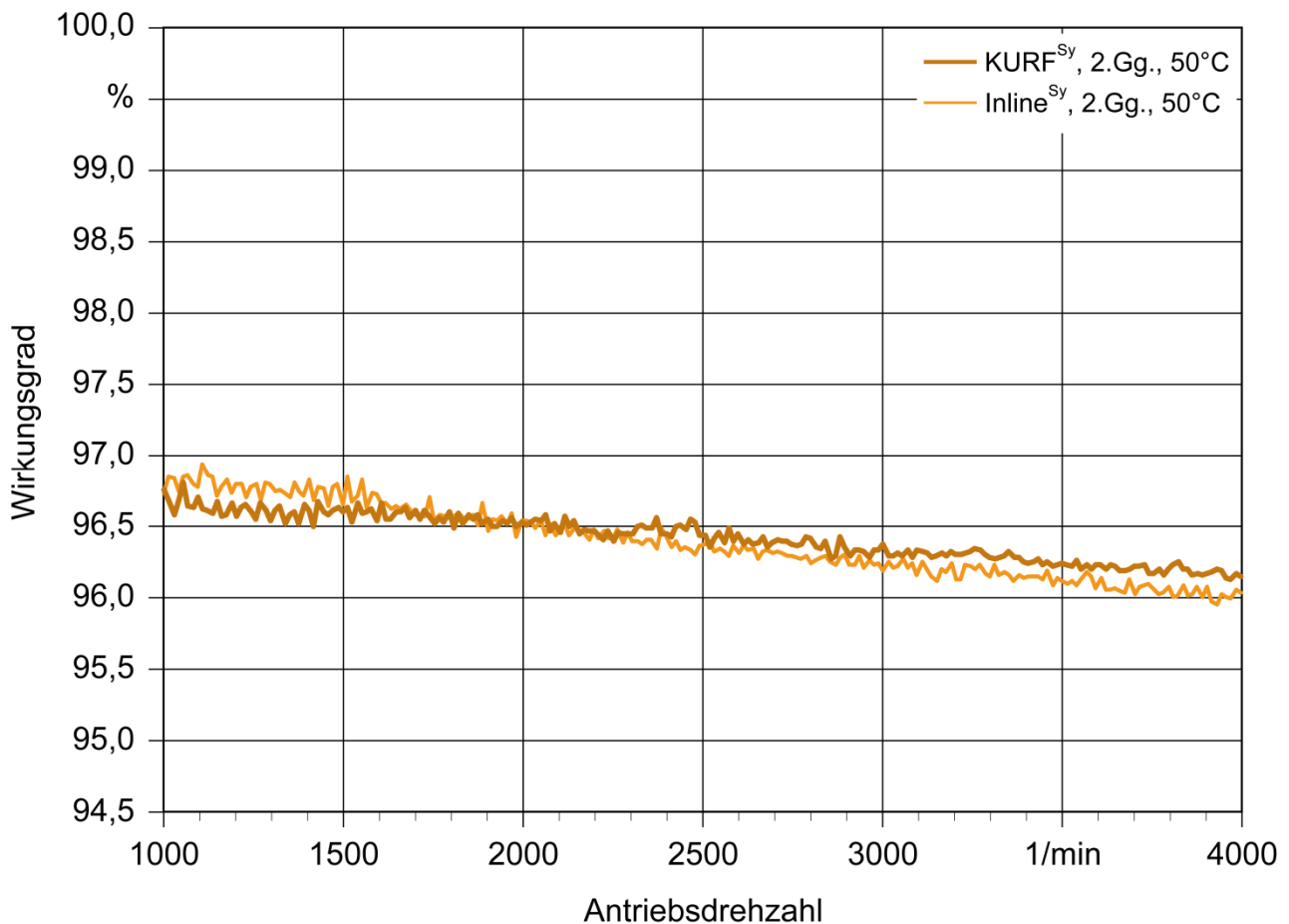


Abb. 7.8. Einfluss der vollständigen Festradentkopplung auf den Teillastwirkungsgrad im 2. Gang am Beispiel der synchronisierten Radsätze KURF^{Sy} und Inline^{Sy} in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl bei mittlerer Betriebstemperatur

Vergleicht man die beiden in Abb. 4.8 dargestellten Radsätze, so erkennt man beim Radsatz Inline^{Sy} die vollständige Anordnung der Synchronisierungen auf der Hauptwelle, wodurch kein Synchronspalt in den Ölsumpf eintaucht. Infolge der vollständigen Festradentkopplung besitzt der KURF^{Sy}-Radsatz sowohl auf der Vorgelege- wie auch auf der Hauptwelle Synchronisierungen, die im Bereich der Vorgelegewelle in den Ölsumpf eintauchen und

somit erhöhte Synchronschleppverluste induzieren können, sofern das Öl durch die Drehzahl der Vorgelegewelle nicht ausgeschleudert wird.

Betrachtet man den Verlauf der Teillastwirkungsgrade, so fällt auch bei der Inline^{Sy}-Anordnung auf, dass mit zunehmender Antriebsdrehzahl die gemessenen Wirkungsgrade abfallen. Im dargestellten Fall beträgt der Wirkungsgradabfall bei zunehmender Drehzahl ca. 0,8 Prozentpunkte. Im Vergleich liegt hierzu der Wirkungsgradabfall der synchronisierten KURF-Variante bei ca. 0,55 Prozentpunkten.

Dieser Wirkungsgradabfall des Inline^{Sy}-Radsatzes wird zum Großteil durch die permanent im Ölsumpf planschenden zwangsgekoppelten fünf Festräder der Vorgelegewelle verursacht, obwohl nur ein Festräd – Konstantenrad nicht mitgezählt – an der Leistungsübertragung beteiligt ist. Diese Zwangskopplung treibt die mit den jeweiligen Festrädern kämmenden Losräder auf der Vorgelegewelle an, wodurch Differenzdrehzahlen in den Nadellagerungen wie auch in den Synchronspalten entstehen, die ein zusätzliches Verlustmoment induzieren können.

Im direkten Vergleich der beiden Messungen fällt auf, dass der Teillastwirkungsgrad des KURF^{Sy}-Radsatzes zu Beginn unterhalb des Inline^{Sy}-Radsatzes liegt. Dies ist auf die erhöhten Verlustmomente in den zusätzlichen Synchronspalten und Nadellagerungen zurückzuführen. Mit steigender Drehzahl kommt es zu einem Ausschleudern des überflüssigen Öls, wodurch bei einer Antriebsdrehzahl von ca. 1650 1/min der Wirkungsgrad beider Radsätze auf einem vergleichbaren Niveau liegt und bei weiterer Drehzahlsteigerung die Festrädentkopplung Wirkungsgradvorteile bietet.

Dieser Einfluss der Synchronspalte kann wiederum durch Versuche mit demontierten Synchronringen durchgeführt werden. Um den Einfluss der Ölviskosität besser darstellen zu können, wird hierbei die kalte Betriebstemperatur von 25 °C für den folgenden Vergleich herangezogen. Wie aus Abb. 7.9 ersichtlich ist, liegt der Teillastwirkungsgrad des klauengeschalteten KURF-Radsatzes ca. 0,15–0,5 Prozentpunkte oberhalb der klauengeschalteten Inline-Variante.

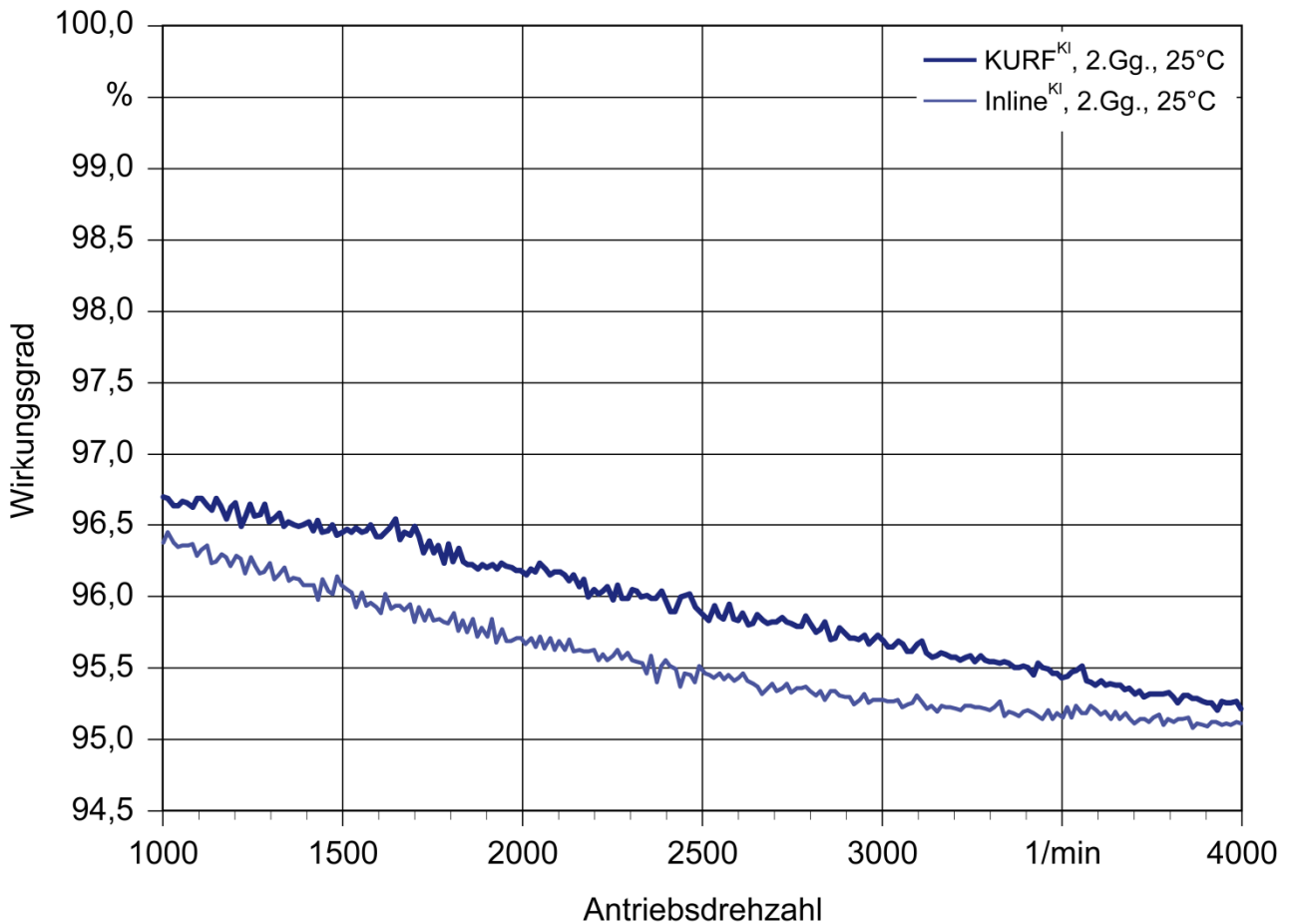


Abb. 7.9. Einfluss der vollständigen Festradentkopplung auf den Teillastwirkungsgrad im 2. Gang am Beispiel der klauengeschalteten Radsätze KURF^{Kl} und Inline^{Kl} in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl bei niedriger Betriebstemperatur

7.3.4 Vergleich der vollständigen Festradentkopplung mit der Konstantenritzelentkopplung im Direktgang

Zum Abschluss der Wirkungsgradanalyse werden die beiden konstruktiven Maßnahmen der vollständigen Festradentkopplung und der singulären Konstantenritzelentkopplung im Direktgang gegenübergestellt. Beide Maßnahmen bieten im Vergleich zur klassischen Festrad/Losrad-Anordnung bei coaxialen Vorgelegewellengetrieben mit Antriebskonstante Vorteile bei den lastunabhängigen Getriebeverlusten. Als Betriebstemperatur wird im Folgenden die mittlere Temperatur bei 50 °C betrachtet.

Abbildung 7.10 zeigt die Teillastwirkungsgrade der beiden Radsätze KURF^{Sy} und Inline^{Sy} mit Konstantenritzelentkopplung.

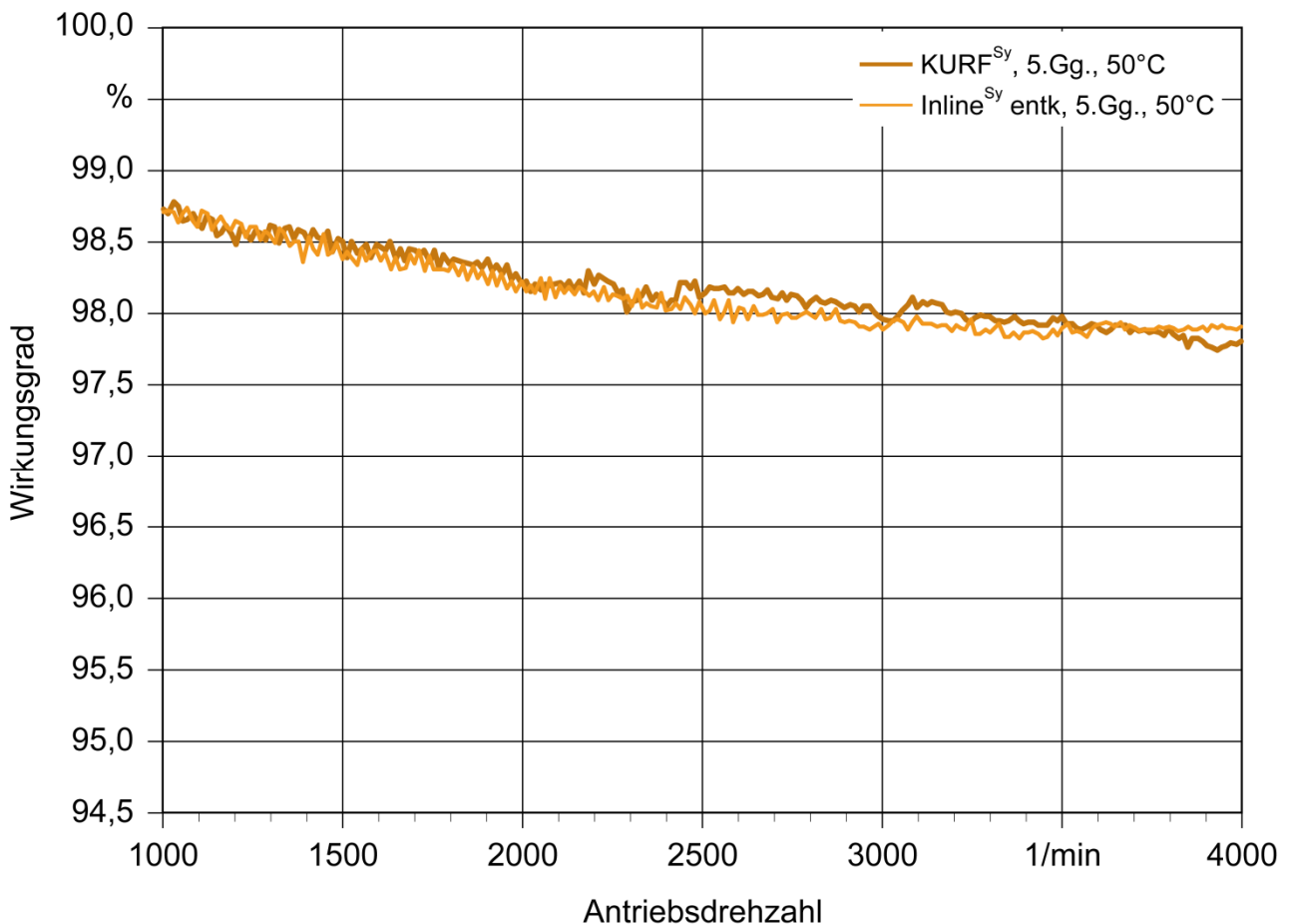


Abb. 7.10. Vergleich der vollständigen Festradentkopplung mit der singulären Konstantenritzelentkopplung im Direktgang bei mittlerer Betriebstemperatur im Direktgang am Beispiel der synchronisierten Radsätze KURF^{Sy} und Inline^{Sy} in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl

In erster Näherung sind beide Messkurven kongruent, so dass in diesem Fall postuliert werden kann, dass im Fall des Direktgangs die Konstantenritzelentkopplung einen vergleichbaren Vorteil bei der Reduzierung der Getriebeverluste besitzt – die Getriebeakustik wird hier nicht betrachtet. In diesem Fall der Verlustreduzierung im Direktgang wäre der zusätzliche konstruktive und bauteilmäßige Aufwand des KURF-Getriebes nicht gerechtfertigt und es könnte auf die einfache konstruktive Änderung des Konstantenritzels in ein schaltbares Losrad zurückgegriffen werden.

Betrachtet man jedoch bei beiden Radsätzen die unsynchronisierte Variante bei sonst gleichbleibenden Betriebsbedingungen, so zeigt sich in Abb. 7.11 ein signifikantes Potential des KURF-Radsatzes mit Klauenschaltung zur Verlustreduzierung und dementsprechend zur Wirkungsgradsteigerung. In diesem Vergleich liegt der Wirkungsgradvorteil des KURF^{Kl}-Radsatzes zwischen 0,25 und 0,5 Prozentpunkten, im Mittel bei ca. 0,3 Prozentpunkten.

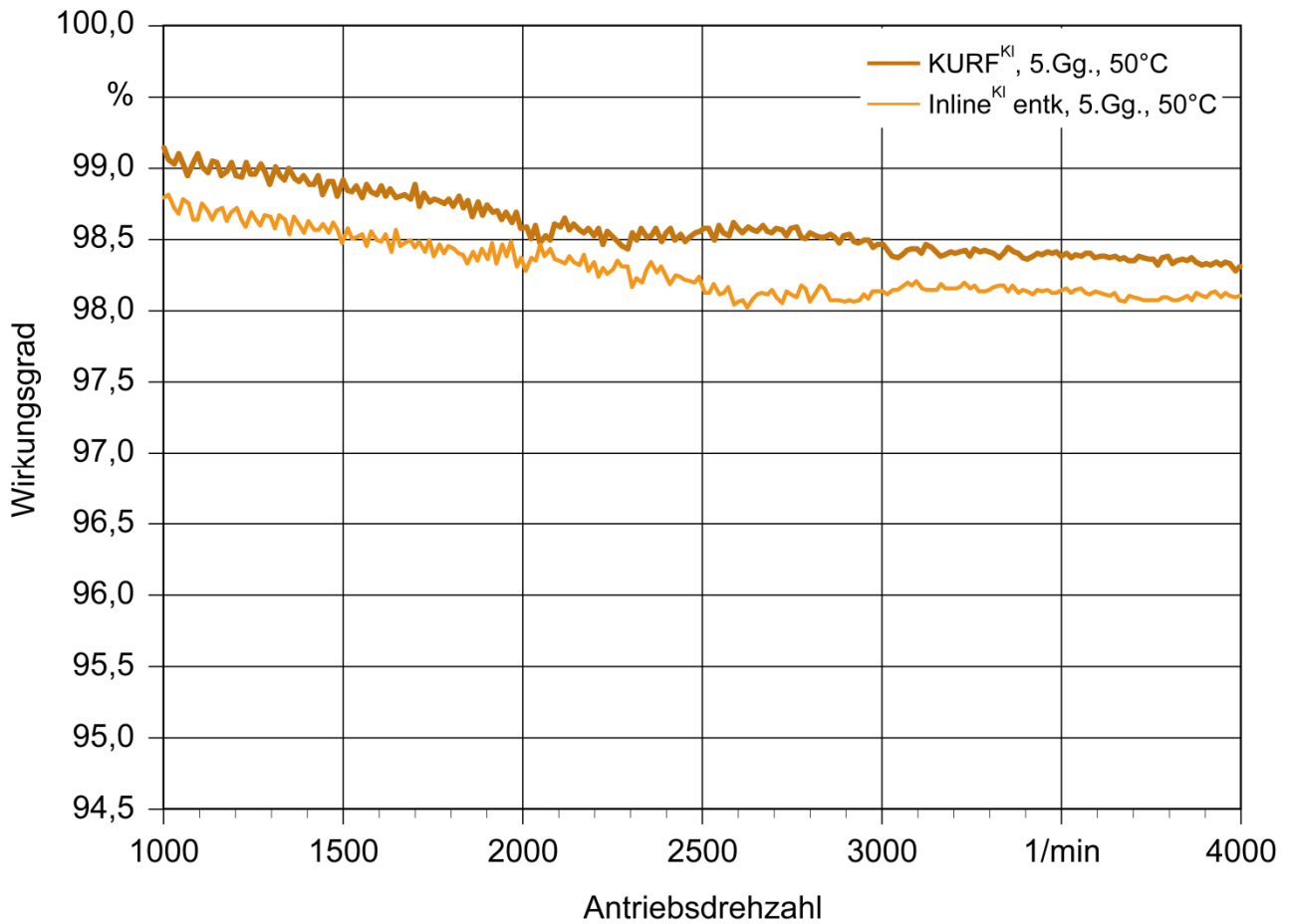


Abb. 7.11. Vergleich der vollständigen Festradentkopplung mit der singulären Konstantenritzelentkopplung im Direktgang bei mittlerer Betriebstemperatur im Direktgang am Beispiel der unsynchronisierten Radsätze KURF^{KI} und Inline^{KI} in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die Entwicklung moderner Kraftfahrzeuge bedarf in steigendem Maße komfortorientierter und effizienter Triebstränge. Ein Ziel hierbei liegt in der Reduzierung bzw. Eliminierung auftretender Losteilgeräusche bei Fahrzeuggetrieben, die durch motorinduzierte Drehungleichförmigkeiten entstehen. Diese Losteilgeräusche werden je nach Schaltungszustand des Getriebes in Klappergeräusche (Leerlaufbetrieb) und Rasselgeräusche (bei geschaltetem Gang) eingeteilt. Eine Steigerung der Effizienz kann infolge des sehr guten Verzahnungswirkungsgrads und des zu erwartenden Aufwands vor allem auf dem Gebiet der lastunabhängigen Verluste, wie Plansch-, Quetsch-, Lager-, Dichtungs- und Synchronisierungsverluste erreicht werden.

Hieraus leitet sich das Ziel der vorliegenden Arbeit ab – die Entwicklung eines klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebes mit dem Potential, die lastunabhängigen Verluste zu minimieren.

Zu Beginn der Arbeit wurde eine ausführliche Literatur- und Patentrecherche auf dem Gebiet der Getriebeakustik und der Getriebeverluste durchgeführt. Im Bereich der Getriebeakustik wurde der Fokus auf die komfortmindernden Klapper- und Rasselgeräusche gelegt, deren Ursache Losteilschwingungen unbelasteter Komponenten darstellen. Neben den Maßnahmen zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche wurde das ursächliche Drehschwingungsverhalten moderner Verbrennungsmotoren anhand einer Marktanalyse untersucht. Der Abschluss der Recherche stellen eine Analyse der Messverfahren wie auch die auftretenden Wirkungsgrad- und Schleppmomentverluste bei Fahrzeuggetrieben dar.

In nächsten Schritt wurden die Grundlagen des klapper- und rasselgeräuschfreien (KURF-) Fahrzeuggetriebes erarbeitet und als Ergebnis der mehrstufigen Machbarkeitsstudie die vollständige Festradentkopplung vorgestellt, bei der alle nicht im Leistungsfluss stehenden Zahnräder von den jeweiligen Getriebewellen entkoppelt sind, um keine Drehschwingungsübertragung und folglich Klapper- und Rasselgeräusche zu ermöglichen.

Im Anschluss wurde auf Basis der Machbarkeitsstudie ein Fünfgang-Handschaftgetriebe mit vollständiger Festradentkopplung entworfen und konstruiert. Die konstruktive Ausführung wurde näher vorgestellt und dabei auf die Umfänge Radsatz, Schaltmechanismus und Getriebegehäuse eingegangen sowie die für die Versuche relevanten Viskositätsdaten des

Getriebeöls vorgestellt. Zudem wurde ein Bauraumvergleich zwischen dem KURF-Prototypgetriebe und einem Seriengetriebe angestellt. Hierbei konnte festgestellt werden, dass der axiale Bauraum des Fünfgang-KURF-Getriebes infolge der Konstantenritzelentkopplung mit einem konventionellen Sechsgang-Handschaftgetriebe in Vorgelegebauweise vergleichbar ist.

Das Optimierungspotential der Festridentkopplung des KURF-Getriebes wurde anhand von serienmäßigen Radsatzanordnungen verifiziert. Hierzu wurde der Getriebeprototyp so gestaltet, dass mithilfe von speziellen Bauteilen eine klassische Festrident/Losradanordnung hergestellt werden kann und so Serienradsätze nachgebildet werden. In diesem Fall besitzen alle Radsätze dieselben Übersetzungsverhältnisse, Geometrien, Massenträgheiten und das Abstrahlverhalten des Getriebegehäuses ist ebenfalls identisch.

Zur realitätsnahen Erprobung wurde für diese Arbeit der institutseigene Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand von Grund auf neu konzipiert, konstruiert und aufgebaut. Die neuen Leistungsdaten lassen nunmehr die Nachbildung aktueller Drehschwingungsverhalten moderner Verbrennungsmotoren mit Aufladung und Direkteinspritztechnik zu.

Im Anschluss an den konstruktiven Umfang dieser Arbeit wurden die Prüfstandsergebnisse präsentiert, die sich in die beiden Kapitel der Geräusch- und Wirkungsgraduntersuchungen gliedern.

Die Ergebnisse der akustischen Prüfstandsmessungen lassen sich in die drei Gruppen Klappergeräuschverhalten im Leerlaufbetrieb, Rasselgeräuschverhalten bei geschaltetem Gang wie auch die Variation der Motorhauptordnung untergliedern.

Im Bereich der Klappergeräuschanalyse kann festgestellt werden, dass der synchronisierte KURF-Radsatz infolge der Synchronisierungsschleppmomente und der Öl-induzierten Losradlager-Reibmomente bei kalter Betriebsbedingung zu Klappergeräuschen neigt, die jedoch mit zunehmender Temperatur stark abnehmen. Im Vergleich zum Serienradsatz ist jedoch auch im kalten Zustand eine deutliche Absenkung des Klappergeräuschpegels zu beobachten. Durch den Ausbau der verwendeten Synchronisierungen entarten die Synchronisierereinrichtungen zu Klauenschaltungen. Infolge der fehlenden Synchronspalte konnte das Klappergeräusch minimiert werden, da das Mitnahmeverhalten der Losräder durch das viskose Öl im Synchronspalt eliminiert wurde und zudem kein Synchronringklappern entstehen kann.

Neben dem Klappergeräuschverhalten bei vollständiger Festridentkopplung wurde auch die Schallemission bei einer singulären Konstantenritzelentkopplung untersucht. Hierbei konnte festgestellt werden, dass die Konstantenritzelentkopplung eine weitere Maßnahme ist, das Klappergeräusch deutlich zu senken.

Die Ergebnisse der Rasselgeräuschuntersuchungen zeigen ein deutliches Potential zur Absenkung bzw. Eliminierung der Rasselgeräusche beim synchronisierten KURF-Radsatz im 2. Gang. Bei einer Grunddrehzahl von 2000 1/min ist das synchronisierte KURF-Getriebe rasselgeräuschfrei. Bei einer mittleren Drehzahl von 1400 1/min emittiert das Getriebe noch Rasselgeräusche, jedoch kann hier eine Verschiebung der Klappergrenze hin zu höheren Anregungsamplituden festgestellt werden, so dass bei Verwendung eines Zweimassenschwungrads ebenfalls von einer Rasselgeräuschfreiheit ausgegangen werden. Die klauengeschaltete KURF-Variante besitzt über den kompletten Anregungs- und Drehzahlbereich eine Rasselgeräuschfreiheit. Im Direktgang emittiert das synchronisierte Getriebe bei höheren Anregungsamplituden wiederum Rasselgeräusche, jedoch liegen die Klappergrenzen auch hier oberhalb der Dämpfungsgrenze von Zweimassenschwungradern.

Die Wirkungsgraduntersuchungen können in die Bereiche der vergleichenden Untersuchungen im Leerlaufbetrieb wie auch bei geschaltetem Gang unterteilt werden.

Zu Beginn wird das Schleppmomentverhalten des synchronisierten KURF-Getriebes im Leerlaufbetrieb bei verschiedenen Betriebstemperaturen und Antriebsdrehzahlen analysiert und der Einfluss der Synchronspaltverluste ermittelt. Das Potential der Festridentkopplung wird in einem Vergleich mit einem Serienradsatz ersichtlich. Bei kalter Betriebstemperatur kann durch die Festridentkopplung das Verlustmoment um ca. 40 % gesenkt werden, bei heißer Betriebstemperatur sind es sogar 80 %. Neben dem Potential der Festridentkopplung wurde auch das Potential der Konstantenritzelentkopplung im Leerlauf an einem Serienradsatz betrachtet. Auch hier können die Verluste in einem ähnlichen Maße reduziert werden, jedoch liegen die Absolutwerte oberhalb derer des KURF-Getriebes.

Bei den Wirkungsgraden wurden der 2. und 5. Gang betrachtet. Zu Beginn wurde hier der Teillastwirkungsgrad der synchronisierten KURF-Variante untersucht und im Anschluss durch Ausbauversuche der Einfluss der Synchronringe analysiert. Das Optimierungspotential durch die vollständige Festridentkopplung beträgt im 2. Gang bis zu 0,2 Prozentpunkte gegenüber dem Inline-Radsatz. Unter Verwendung der Klauenschaltung bei beiden Radsätzen steigt das Potential bis auf 0,5 Prozentpunkte an.

Im Direktgang ist neben der vollständigen Festradentkopplung auch eine Konstantenritzelentkopplung bei Serienradsätzen denkbar. Unter Verwendung von Konussynchronisierungen kann durch die solitäre Entkopplung des Konstantenritzels beim Inline^{Sy}-Radsatz ein vergleichbar hoher Wirkungsgrad erreicht werden, wie es beim KURF^{Sy}-Radsatz der Fall ist. Durch den Ausbau der Synchronringe ergibt sich jedoch ein Wirkungsgradvorteil des KURF^{Kl}-Radsatzes gegenüber dem Inline^{Kl}-Radsatz von bis zu 0,5 Prozentpunkten.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass das KURF-Getriebe nach dem Prinzip der vollständigen Entkopplung aller nicht im Leistungsfluss befindlichen Zahnräder eine in weiten Gebieten wirksame Möglichkeit darstellt, die komfortmindernden Klapper- und Rasselgeräusche zu minimieren bzw. ganz zu eliminieren. Des Weiteren bietet die Entkopplung der lastlosen Zahnräder ein Potential zur Reduzierung lastunabhängiger Verluste. Weiteres Optimierungspotential bieten die Synchronisierungen. Bei Handschaltgetrieben können Wellenfedern oder Ausgleichshebel eingesetzt werden, um die Geräusche des KURF-Radsatzes weiter zu senken. Bei Doppelkupplungsgetrieben können die Synchronisierungen eventuell komplett entfallen, wodurch sich neben Geräusch- auch Wirkungsgradvorteile ergeben.

9 Literatur

- [1] Hinz, M. (1998) *Das akustische Abstrahlverhalten von Pkw-Schaltgetrieben*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig
- [2] Ryborz, J. (2003) *Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben*. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- [3] Novak, W. (2007) *Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben*. 1. Kolloquium "Fahrzeuggetriebe", Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart,
- [4] Dogan, S. N. (2001) *Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- [5] Stockmeier, M. (2008) *Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- [6] Philippe-Damagnez, C.; Baron, E. (2001) *Correlation between gearbox housing vibration and teeth impacts*. European Automotive Congress, Bratislava. SAITS 01094
- [7] Bellomo, P.; Cricenti, F.; De Vito, N.; Lang, C.-H.; Minervini, D. (2000) *Innovative vehicle powertrain systems engineering: beating the noisy offenders in vehicle transmissions*. SAE 2000 World Congress Powertrain Systems NVH, Detroit, Michigan. SP-1515. SAE-Paper 2000-01-0033
- [8] Brosey, T.G.; Seaman, R.L.; Johnson, C.E.; Hamilton, R.F. (1986) *Effect of transmission design on gear rattle and shiftability*. International Journal of Vehicle Design, Vol. 7, No. 1/2
- [9] Laschet, A. (1989) *Simulation des dynamischen Verhaltens von Kfz-Antriebssträngen*. Antriebstechnisches Kolloquium 1989 „Maschinen- und Anlagenüberwachung, Elemente der Antriebstechnik im System, neue Konzepte in der Antriebstechnik. IME-Leitfaden, Aachen. Verlag TÜV Rheinland
- [10] Lorenz, K.; Sebulke, A. (1986) *Das Zwei-Massen-Schwungrad, ein neuentwickelter Torsionsdämpfer für den Pkw-Antriebsstrang*. 21. FISITA-Congress, Belgrad. Proceedings Vol. 2. FISITA-Paper 865150

- [11] Petri, H.; Heidingsfeld, D. (1989) *The hydraulic torsion damper – a new concept for vibration damping in powertrains*. SAE-Paper 892477
- [12] Küçükay, F. (2006) *Getrieberasseln*. TAE-Lehrgang „Schwingungen, Geräusche und Laufverhalten von Zahnradgetrieben“. TAE Technische Akademie Esslingen
- [13] Escher, C. (2007) *Analyse von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben mithilfe der Fast Fourier-Transformation (FFT)*. Unveröffentlichte Studienarbeit, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- [14] Bellomo, P.; De Vito, N.; Lang, C.-H. (2000) *Simulation and servo-powered bench testing to analyse transmission rattle excited by a vehicle driveline: an innovative approach*. 33rd ISATA Electric, Hybrid, Fuel Cell and Alternative Vehicles/Powertrain Technology. ISATA-Proceedings 00POW012
- [15] Bellomo, P.; De Vito, N.; Lang, C.-H.; Scamardi, L. (2002) *In depth study of vehicle powertrains to identify causes of loose components rattle in transmissions*. SAE Transmission and Driveline Symposium 2002. SP-1655. SAE-Paper 2002-01-0702
- [16] Bodden, M.; Heinrichs, R. (1999) *Analysis of the time structure of gear rattle*. Internoise 99 – The International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Dearborn, Michigan
- [17] Forcelli, A.; Grasso, C.; Pappalardo, T. (2004) *The transmission gear rattle noise: parametric sensitivity study*. SAE Transmission and Driveline Symposium 2004. SP-1817. SAE-Paper 2004-01-1225
- [18] Stoffels, H. (2001) *Untersuchungen zur Verminderung von Torsionsschwingungen in Pkw-Antriebssträngen*. VDI-Tagung „Schwingungen in Antrieben“, Würzburg. VDI-Berichte 1630
- [19] Jürgens, G.; Fischer, R. (1988) *Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen*. VDI-Tagung „Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben“. VDI-Berichte Nr. 697
- [20] Witte, L. (1982) *Schwingungen im Antriebstrang von Personenkraftwagen*. VDI-Tagung „Berechnung im Automobilbau“, Fellbach. VDI-Berichte Nr. 444
- [21] Fan, J.; Hierlwimmer, P.; Laschet, A. (1997) *Untersuchung der Rasselsensitivität von manuellen Schaltgetrieben im Rahmen des „Target-Setting-Prozesses“*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 99(5)

- [22] Baret, A.; Lorea, A.; Corsi, M.; Macheda, F. (1992) *Analysis of rattling in a car transmission*. ATA 2nd International Conference Vehicle Comfort – Ergonomic, Vibrational, Noise and Thermal Aspects. Vol. 2
- [23] Bellomo, P.; De Vito, N.; Lang, C.-H. (1999) *Application of an innovative simulation model to investigate noise-vibration harshness (NVH) effects in vehicle drivelines*. ATA 6th International Conference The New Role of Experimentation in the Modern Automotive Product Development Process. 99A4030
- [24] Wang, M.Y. (1998) *Transmission modeling for gear rattle analysis*. European Conference on Vehicle Noise and Vibration. IMechE-Paper C521/004/98
- [25] Küçükay, F.; Pfeiffer, F. (1986) *Über Rasselschwingungen in Kfz-Schaltgetrieben*. Ingenieur-Archiv 56(1)
- [26] Küçükay, F. (1987) *Dynamik der Zahnradgetriebe. Modelle, Verfahren, Verhalten*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York
- [27] Küçükay, F. (1988) *Berechnung und Optimierung der Rasselschwingungen bei Schaltgetrieben*. VDI-Tagung „Berechnung im Automobilbau“, Würzburg. VDI-Berichte Nr. 699
- [28] Pfeiffer, F. (1988) *Theorie des Getrieberasseln*. VDI-Berichte Nr. 697
- [29] Pfeiffer, F. (1991) *Rasseln in Theorie und Praxis*. Antriebstechnisches Kolloquium 1991 „Maschinen- und Anlagenüberwachung, Komponenten der Antriebstechnik im System, Neu- und Weiterentwicklungen“. IME-Leitfaden, Aachen. Verlag TÜV Rheinland
- [30] Weidner, G.; Lechner, G. (1990) *Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben*. Tagung „Dynamische Probleme“, Hannover. Mitt. Curt-Risch-Institut, Universität Hannover
- [31] Weidner, G. (1991) *Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- [32] Lang, C.-H. (1997) *Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- [33] Rach, J. (1998) *Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart

- [34] Dogan, S. N.; Ryborz, J.; Bertsche, B. (2006) *Design of low-noise manual automotive transmissions*. Proceedings of the IMechE, Vol. 220, Part K: Journal of Multi-body Dynamics
- [35] Bertsche, B.; Novak, W.; Kiefer, S.; Stockmeier, M.; Ryborz, J.; Doğan, S.N. (2005) *Development process of clatter and rattle noise free (CARF-)transmissions*. ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences IDETC 2005, Long Beach, CA, USA
- [36] Novak, W.; Kiefer, S.; Bertsche, B.; Stockmeier, M.; Ryborz, J.; Doğan, S.N. (2007) *Noise reduction and efficiency improvements via clatter and rattle noise free (CARF-)transmissions*. Proceedings of the IMechE, Part K, Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 221
- [37] Rinderknecht, S. (1998) *Rechnerische Bewertung der Rasselneigung von Kfz-Schaltgetrieben in der Konzeptphase*. VDI-Tagung „Schwingungen in Antrieben ‘98“, Frankenthal. VDI-Berichte Nr. 1416
- [38] Chae, C.-K.; Won, K.-M.; Kang, K.-T.; Schulz, I. (2005) *Measurement of transmission rattle sensitivity and calculation of driveline torsional vibration for gear rattle analysis*. Transmissions and Driveline Symposium – 4WD/AWD. SP-1979. SAE-Paper 2005-01-1785
- [39] Delprete, C.; Rosso, C. (2005) *Numerical analysis of gear rattle*. Transmissions and Driveline Symposium – 4WD/AWD. SP-1979. SAE-Paper 2005-01-1786
- [40] Fremau, N.; Baron, E. (2001) *Numerical and experimental study of gear rattle*. European Automotive Congress, Bratislava. SAITS 01095
- [41] Powell, N.N.; Amphlett, S.A.; March, J.P. (1995) *The modelling of automotive transmission rattle*. IMechE 2nd International Conference on Gearbox, Noise, Vibration and Diagnostics. IMechE-Paper C492/010/95
- [42] Fujimoto, T.; Kizuka, T. (2003) *Predictive calculation of idling rattle in manual transmissions*. SAE Transmission and Driveline Symposium 2003. SP-1760. SAE-Paper 2003-01-0678
- [43] Brancati, R.; Rocca, E.; Russo, R. (2005) *A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth*. Proceedings of the IMechE, Vol. 219, Part D: Journal of Automobile Engineering

- [44] Solfrank, P. (1991) *Die Modellierung der Schallabstrahlung beim Getrieberasseln*. VDI-Fortschrittsberichte Reihe 11 Nr. 156. VDI-Verlag, Düsseldorf
- [45] Reik, W. (1988) *Schwingungsverhalten eines Pkw-Antriebsstrangs mit Zweimassenschwungrad*. VDI-Berichte 697 „Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben“. VDI-Verlag, Düsseldorf
- [46] Reik, W. (1990) *Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen – Allgemeine Überlegungen*. 4. LuK-Kolloquium, Baden-Baden
- [47] Reik, W. (1990) *Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen – Ein Wertungsversuch*. 4. LuK-Kolloquium, Baden-Baden
- [48] Keller, W.; Wastl, W. (2008) *Neue Methoden und Konzepte zur Drehungleichförmigkeits-Reduzierung*. VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen 2008“, Friedrichshafen. VDI-Berichte Nr. 2029
- [49] Rohs, U.; Banaschek, J.; Heidingsfeld, D. (1997) *Neue Konzepte zur Schwingungs-isolation in Kfz-Antriebsstängen*. VDI-Tagung „Kupplungen in Antriebssystemen '97“. VDI-Berichte Nr. 1323
- [50] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Lechner, G.; Ryborz, J.; Novak, W. (2007) *Fahrzeuggetriebe*. 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York
- [51] Tonndorf, J. (1988) *Das Drehschwingungsverhalten von Fahrzeugantrieben und Maßnahmen zur Reduzierung der motorerregten Getriebebelastung*. VDI-Tagung „Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben“. VDI-Berichte Nr. 697
- [52] Petri, H.; Philipsenburg, H.-J. (1991) *Der hydraulische Torsionsschwingungs-dämpfer*. VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen, heute und morgen“. VDI-Berichte Nr. 878
- [53] Steinel, K.; Tebbe, G. (2004) *New torsional damper concept to reduce idle rattle in truck transmissions*. SAE-Paper 2004-01-2722
- [54] Jörg, B. (1988) *Abbau der Resonanzschwingungen im Antriebsstrang durch Drehschwingungstilger*. VDI-Berichte 697 „Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben“. VDI-Verlag, Düsseldorf
- [55] Reik, W. (1988) *Schwingungsverhalten eines PKW-Antriebsstrangs mit Zweimassenschwungrad*. VDI-Tagung „Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben“. VDI-Berichte Nr. 697

- [56] Albers, A. (1991) *Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation – Optimierung der Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen*. Antriebstechnisches Kolloquium 1991 „Maschinen- und Anlagenüberwachung, Komponenten der Antriebstechnik im System, Neu- und Weiterentwicklungen“. IME-Leitfaden, Aachen. Verlag TÜV Rheinland
- [57] Albers, A. (1994) *Fortschritte beim ZMS – Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge*. 5. LuK-Kolloquium, Baden-Baden
- [58] Albers, A. (1995) *Selbsteinstellende Kupplung (SAC) und Zweimassenschwungrad (ZMS) zur Verbesserung des Antriebsstrangkomforts*. VDI-Berichte Nr. 1175
- [59] Reik, W.; Seebacher, R.; Kooy, A. (1998) *Das Zweimassenschwungrad*. 6. LuK-Kolloquium, Baden-Baden
- [60] Reik, W.; Pennec, B. (2008) *The centrifugal pendulum absorber – calming down the drivetrain*. 7. CTI-Symposium „Innovative Fahrzeugantriebe“, Berlin
- [61] Schulte, L.-F. (1987) *Funktion und Konstruktion eines Zweimassenschwungrads*. Automobil-Industrie 32(2)
- [62] Fidlin, A.; Seebacher, R. (2006) *Simulationstechnik am Beispiel des ZMS. Die Stecknadel im Heuhaufen finden*. 8. LuK-Kolloquium, Bühl
- [63] Kooy, A.; Gillmann, A.; Jackel, J.; Bosse, M. (2002) *ZMS – Nichts Neues?* 7. LuK-Kolloquium, Bühl
- [64] Schnurr, M. (1990) *Entwicklungen zum Superweitwinkel-ZMS*. 4. LuK-Kolloquium, Baden-Baden
- [65] Shaver, R. (1997) *Manual transmission clutch systems*. AE-17. SAE Society of Automotive Engineers
- [66] Firmenschrift: *LuK Kupplungs-Kurs – Einführung in die Kupplungstechnik des Automobils*. LuK GmbH & Co, Bühl
- [67] Drexl, H.J. (1997) *Kraftfahrzeugkupplungen. Funktion und Auslegung*. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech
- [68] Pels, T.; Zeyen, K.-P. (1998) *Das neue ISAD-System*. ATZ/MTZ-Sonderausgabe System Partners 59
- [69] Gerhardt, F.; Fechler, C.; Lehmann, S.; Langeneckert, H. (2002) *Der Interne Kurbelwellendämpfer (ICD)*. 7. LuK-Kolloquium, Bühl

- [70] Philipsenburg, H.J. (1991) *Systeme zur Minimierung von Antriebsstrangschwingungen in Kraftfahrzeugen*. Antriebstechnisches Kolloquium 1991 „Maschinen- und Anlagenüberwachung, Komponenten der Antriebstechnik im System, Neu- und Weiterentwicklungen. IME-Leitfaden, Aachen. Verlag TÜV Rheinland
- [71] Schöpf, H.J.; Jürgens, G. (1988) *Komfortverbesserung am Antriebsstrang*. Autec 88 – Internationale Kongress-Messe für Automobiltechnik, Sindelfingen
- [72] Schöpf, H.-J.; Jürgens, G.; Fischer R. (1989) *Optimierung der Komforteigenschaften des Triebstrangs von Mercedes-Benz Fahrzeugen mit Schaltgetriebe*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 91(10)
- [73] Drexl, H.J. (1988) *Der Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe*. VDI-Berichte 697 „Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz- und Industriegetrieben“. VDI-Verlag, Düsseldorf
- [74] Li, H. (2006) *Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- [75] Patentschrift DE 10 2004 036 507 (2005) *Synchronisierereinrichtung*. DaimlerChrysler AG, Stuttgart, DE
- [76] Novak, W.; Stockmeier, M.; Bertsche, B. (2005) *Improvement of powertrain efficiency via CARF-Transmissions*. International Conference on Engineering Design ICED 05. Melbourne, Australien
- [77] Novak, W.; Kiefer, S.; Stockmeier, M.; Bertsche, B. (2008) *Geräuschoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festrudentkopplung*. VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen 2008“, Friedrichshafen. VDI-Berichte Nr. 2029
- [78] Zenker, L. (2005) *Schwingungen und Geräusch von Automatikgetrieben*. TAE-Lehrgang „Automatische Getriebe“. TAE Technische Akademie Esslingen
- [79] Imdahl, M. (1997) *Hochgenaue Wirkungsgradbestimmung an Getrieben unter praxisnahen Betriebsbedingungen*. Dissertation, WZL, RWTH Aachen. Shaker-Verlag, Aachen
- [80] Goebbelet, J.; Mierswa, D.; Weck, M. (1982) *Wirkungsgradmessung an Getrieben und Getriebeelementen*. FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., FAT-Schriftenreihe Nr. 29

- [81] Thiel, E. (1983) *Messung der Verlustleistung von Kraftfahrzeugschalt- und -achsgetrieben*. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart
- [82] Schicker, R.; Wegener, G. (2002) *Drehmoment richtig messen*. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Bielefeld
- [83] Wienecke, D.; Becker, V.; Englen, H. (1998) *Einfluss der Art und Zusammensetzung von Schmierölen auf die Verlustleistung in Pkw-Schaltgetrieben*. 11th International Colloquium Industrial and Automotive Lubrication, Vol. 2
- [84] Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Wimmer, A. (2005) *Gearboxes with minimised power loss*. VDI-Tagung „International Conference on Gears“. VDI-Berichte Nr. 1904
- [85] Höhn, B.-R. (1980) *Kraftstoffeinsparung durch Getriebe – Ein systematischer Vergleich verschiedener Bauarten*. VDI-Berichte Nr. 347
- [86] Wienecke, D. (1998) *Einfluss des Schmieröls auf die Verlustleistung von Pkw-Schaltgetrieben*. Dissertation, Universität Magdeburg
- [87] Linzing, R. (2005) *Kraftstoffsparer: Leichtlaufgetriebeöl verbessert Wirkungsgrad des Schaltgetriebes*. Krafthand 78(18)
- [88] Simner, D. (1998) *Quantifying the potential fuel economy benefit of transmission fluids*. 11th International Colloquium Industrial and Automotive Lubrication, Vol. 2
- [89] Schenk, A. (2004) *Kraftstoffverbrauchssenkung und Emissionsreduzierung durch den gezielten Einsatz von Leichtlaufschaltgetriebeölen*. CTI-Symposium 2004, Würzburg
- [90] Bouffet, A. (2008) *Fuel economy transmission lubricants – opportunities and difficulties*. 7. CTI-Symposium „Innovative Fahrzeugantriebe“, Berlin
- [91] Kraneburg, P.; David, T.; Schenk, A.; Forster, A. (2006) *Die Entwicklung eine Leichtlaufgetriebeöls*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 108(1)
- [92] Doleschel, A. (2003) *Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff*. Dissertation, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, Technische Universität München
- [93] Wincierz, C.; Hedrich, K. (2002) *Influence of viscosity index improvers in gear oils on the mechanical efficiency and the operating temperature*. VDI-Tagung „International Conference on Gears“. VDI-Berichte Nr. 1665

-
- [94] Skubacz, T.; Otto, S.; Poll, G. (2008) *Untersuchungen von Schleppverlusten an Synchronisierungen*. VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen 2008“, Friedrichshafen. VDI-Berichte Nr. 2029
- [95] Patentschrift DE 199 38 934 (2001) *Getriebe*. Institut für Maschinenelemente, Stuttgart, DE
- [96] Bednarek, G.; Kahraman, A.; Seetharaman, S. (2008) *Entwicklung eines Wirkungsgradmodells für Schaltgetriebe*. VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen 2008“, Friedrichshafen. VDI-Berichte Nr. 2029
- [97] Kahraman, A.; Seetharaman, S.; Szweda, T.; Kirchner, E.; Ollson, M.; Bednarek, G. (2008) *Development of an efficiency model for transmissions*. 7. CTI-Symposium „Innovative Fahrzeugantriebe“, Berlin
- [98] Chagnenet, C.; Oviedo-Marlot, X.; Velez, P. (2005) *Power loss predictions in a 6-speed manual gearbox using thermal networks*. DETC2005-84290. ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences IDETC, Long Beach, USA
- [99] Vollmar, J.; Köllermeyer, A.; Schropp, B.; Schupp, C.; Gast, S. (2008) *Mercedes Powershift – Neue Generation automatisierter Schaltgetriebe*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 110(1)

Lebenslauf

Persönliches

Name Novak
Vorname Wolfgang
Geburtsdatum 11. April 1978
Geburtsort Heidenheim/Brenz
Staatsangehörigkeit deutsch
Familienstand ledig

Schulbildung

1984 – 1988 Friedrich-Voith-Schule, Heidenheim/Brenz
1988 – 1997 Werkgymnasium, Heidenheim/Brenz

Wehrdienst

07/1997– 04/1998 Grundwehrdienst in Holzdorf und Leipheim

Studium

10/1998 – 07/2003 Allgemeiner Maschinenbau, Universität Stuttgart
Hauptfächer: Konstruktionstechnik, Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche
Kraftfahrzeugtechnik, Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann
05/2000 – 10/2002 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente
der Universität Stuttgart
04/2002 – 10/2002 Werkstudent, DaimlerChrysler AG, Stuttgart
03/2003 – 07/2003 Diplomarbeit bei McLaren Cars Limited, Woking, England

Praktika

07/1998 – 08/1998 Voith AG, Heidenheim/Brenz
03/2000 – 04/2000 Von Roll Voith Guss, Heidenheim/Brenz
09/2000 – 10/2000 Müller-Weingarten, Oberesslingen
11/2000 – 07/2001 Trumpf AG, Ditzingen
11/2002 – 02/2003 McLaren Cars Limited, Woking, England

Berufstätigkeit

07/2003 – 12/2003 Entwicklungsingenieur im Bereich Advanced Concepts bei
McLaren Cars Limited, Woking, England
01/2004 – 03/2008 Wissenschaftlicher Angestellter im Bereich Antriebstechnik
am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
seit 04/2008 Entwicklungsingenieur im Bereich Getriebeentwicklung der
Daimler 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 schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
3	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 Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzählter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner;	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
	K.-H.Hirschmann;	
	B. Bertsche	
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentastlers
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradzahnten 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 Wiederholteil-suchsystem
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 Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssysteminformationssystems 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 Werkzeug-schleifens
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 Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräserherstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven 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 Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

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

