4 Versuchseinrichtungen zur Torsionsschwingungs-nachbildung

Bei der Analyse des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens von Fahrzeuggetrieben ist neben der theoretischen Betrachtung der Geräuschneigung loser Getriebekomponenten deren experimentelle Untersuchung von besonderer Bedeutung. Hierfür sind geeignete Versuchseinrichtungen bereitzustellen, mit denen diese Geräuschphänomene unter realitätsnahen und reproduzierbaren Betriebsbedingungen ohne störende Nebeneinflüsse nachgebildet werden können. In diesem Kapitel werden die wesentlichen Anforderungen an eine solche Versuchseinrichtung beschrieben, mit der die Nachbildung der Torsionsschwingungen eines Verbrennungsmotors möglich ist. Hierbei wird zum einen ein am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart entwickelter und realisierter Klapper- und Rasselprüfstand für Pkw-Getriebe mit dessen Sollwertvorgabe und Messwerterfassung beschrieben und zum anderen wird ein Konzept eines neuartigen Klapperprüfstands für Getriebe mit hohen Massenträgheitsmomenten, hier für Nkw-Getriebe, vorgestellt. Darüber hinaus werden die entsprechende Bewertungskriterien für das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben erläutert.

4.1 Anforderungen an die Versuchseinrichtung

Die Untersuchung des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens von Fahrzeuggetrieben für Pkw und Nkw ist in Fahr- und Prüfstandsversuchen mit dem Fahrzeug wegen der Geräuschentfaltung zahlreicher anderer Aggregate im Fahrzeug sehr schwierig und wegen der notwendigen häufigen Demontage- und Umbauarbeiten auch sehr aufwendig. Für solche Grundsatzuntersuchungen bietet deshalb eine spezielle Versuchseinrichtung die Möglichkeit der Ermittlung der Parametereinflüsse auf das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten eines Fahrzeuggetriebes. Sie ermöglicht die Untersuchung dieser Geräuschphänomene unabhängig vom Fahrzeug, in einer neutralen Versuchsumgebung und ohne störende Nebengeräusche, vor allem aber unter exakt reproduzierbaren Betriebsbedingungen. Mit dieser Versuchseinrichtung sollen Handschaltgetriebe in Koaxial- und Front-/Quer-Bauweise sowohl in Neutralstellung als auch bei geschalteter Gangstufe unter Teillast mit definierten Torsionsschwingungen zu Klapper- und Rasselgeräuschen angeregt werden. Die Hauptanforderung an eine derartige Versuchseinrichtung ist die Nachbildung des ungleichförmigen Drehzahlverlaufs der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors bei unterschiedlichen Betriebszuständen an der Getriebeeingangswelle, um die Anregung der Loskomponenten im Getriebe und somit deren Bewegungsverhalten entsprechend dem realen Betriebszustand zu erreichen. Dabei sind der entsprechenden Getriebeeingangswellendrehzahl im Leerlauf oder im Teillastbetrieb die definierten Torsionsschwingungen zu überlagern.

Mit einer solchen Versuchseinrichtung sollen unterschiedliche Verbrennungsmotoren mit unterschiedlicher Zylinderzahl sowohl im Leerlauf als auch im Teillastbereich im Einzelbetrieb des Verbrennungsmotors oder unter Einfluss dazugeschalteter Fahrzeugaggregate bzw. infolge aufgetretener Störungen nachgebildet werden können. Dies erfordert die Vorgabemöglichkeit unterschiedlicher Betriebsparameter, wie der Anregungsfrequenz und der Winkelbeschleunigung, die von der Drehzahl, der Ordnung und dem Betriebszustand des nachzubildenden Verbrennungsmotors abhängig sind. Dabei sollen sowohl realistische, rein periodische wie auch definierte Drehzahlverläufe für Grundsatzuntersuchungen vorgegeben werden können. Hierfür ist ein Sollwertgeneratorsystem erforderlich, mit dem die Anregungsfrequenz und die Winkelbeschleunigung frei innerhalb der festgelegten Parametergrenzen vorgegeben werden können.

Entsprechend den zu simulierenden Verbrennungsmotoren und deren Betriebszuständen soll mit einem geeigneten Antriebsaggregat der Versuchseinrichtung entsprechende Drehzahl- und Winkelbeschleunigungsbereiche vorgegeben werden können. Beispielsweise für die Nachbildung eines Pkw-Sechs-Zylinder-Verbrennungsmotors mit einer Drehzahl von 3000 1/min ergibt sich eine Anregungsfrequenz von 150 Hz. Bei einer Motordrehzahl über 3000 1/min werden die Rasselgeräusche im Fahrgastraum infolge des großen Schleppmoments des Fahrzeuggetriebes, der hohen Antriebsstranggeräusche und der großen Umgebungsgeräusche des Gesamtfahrzeugs während der Fahrt nicht mehr wahrgenommen. Bei der Nachbildung von Pkw-Verbrennungsmotoren soll die Winkelbeschleunigungsamplitude einen Bereich bis zu 4000 rad/s^2 erreichen können, vgl. Kap. 3.1.2. Bei einem Nkw-Sechs-Zylinder-Verbrennungsmotor beträgt beispielsweise die Anregungsfrequenz bei der Drehzahl von 2400 1/min 120 Hz. Für die Nachbildung von Nkw-Verbrennungsmotoren im Leerlauf sind auf der Versuchseinrichtung Winkelbeschleunigungsamplituden bis 600 rad/s^2 erforderlich, vgl. Kap. 3.1.2.

Bei der Torsionsschwingungsnachbildung mit einer Versuchseinrichtung im Hinblick auf die Untersuchung des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens von Fahrzeuggetrieben ist die Bereitstellung der maximalen Leistung eines Verbrennungsmotors nicht notwendig. Sie muss entsprechend groß sein, damit sich die rotierenden Fest- und Loskomponenten entsprechend den realen ungleichförmigen Drehzahlverläufen anregen lassen. Dabei müssen Rückwirkungen der stoßenden Getriebelos- auf die anregenden Festkomponenten, die den Verlauf der Anregungsfunktion beeinflussen würden, vermieden werden. Deshalb sollte das Rotormassenträgheitsmoment des Antriebsmotors mindestens dem Massenträgheitsmoment des zu untersuchenden Prüfgetriebes entsprechen /141/.

Bei der Untersuchung des Klappergeräuschverhaltens genügt die Einleitung von Torsionsschwingungen über die Eingangswelle in das zu untersuchende Fahrzeuggetriebe. Der Abtrieb des Prüfgetriebes wird bei dieser Untersuchung verblockt, so dass es stillsteht. Bei Rasselgeräuschuntersuchungen im Zug- oder Schubbetrieb werden die ungleichförmigen Drehzahlverläufe ebenso über die Antriebswelle in das Prüfgetriebe eingeleitet und der Abtrieb wird mit einem definierten Lastdrehmoment behaftet, um die geschalteten Gangstufen zu verspannen, um so einen Schaltzustand nachzubilden. Dabei muss das Bremsmoment in allen Betriebszuständen mindestens so groß sein, dass die Zahnflanken der geschalteten Gangstufe nicht voneinander abheben. Deshalb wird für

diesen Zustand für die maximal erreichbare Winkelbeschleunigung der Anregungsfunktion eine Vorspannkraft von mindestens 20 N zwischen den Zahnflanken der im Leistungsfluss liegenden Zahnradpaare festgelegt /71/.

Darüber hinaus ist für die Nachbildung des realitätsnahen Betriebszustands des untersuchten Fahrzeuggetriebes dessen Anordnung auf dem Prüfstand, die der Einbaulage im Fahrzeug entsprechen sollte, sowie die Temperiermöglichkeit des Getriebeöls von nicht zu vernachlässigender Bedeutung. Des Weiteren sollte auch das Geräuschverhalten der Antriebsmaschine und weiterer Prüfstandsaggregate berücksichtigt werden, damit diese Schallquellen nicht die Klapper- und Rasselgeräuschmessungen des Prüfgetriebes beeinflussen.

4.2 Grundprinzipien der Drehschwingungsanregung

Die Nachbildung von Torsionsschwingungen von Verbrennungsmotoren erfordert infolge schneller Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge im Bewegungsverlauf der Kurbelwelle innerhalb kurzer Zeit ein entsprechend hochdynamisches Antriebskonzept, mit dem der ungleichförmige Drehzahlverlauf der Antriebswelle erzeugt werden kann. Hierbei erlaubt der Antrieb mit einem Verbrennungsmotor keine gezielte Beeinflussung der Drehzahlungleichförmigkeit, deshalb sind alternative Antriebskonzepte zu entwickeln. Diese lassen sich in mechanische, hydraulische, elektromechanische sowie elektrische Funktionsprinzipien unterteilen.

Mit mechanischen Systemen lassen sich primär nur oszillatorische Drehbewegungen 1. Ordnung und Drehschwingungsbewegungen n.-ter Ordnung zur Antriebsdrehzahl realisieren. Dabei erzeugt der Antrieb eine gleichförmige Drehbewegung, die durch ein mechanisches System zu der entsprechenden Drehschwingung führt. Bei den meisten Systemen mit mechanischer Überlagerung, wie Nockentriebe oder Polygonräder, besteht eine Abhängigkeit zwischen Anregungsfrequenz und Umlaufdrehzahl. Als ein weiteres Beispiel eines mechanischen Systems kann ein Kreuzgelenktrieb angeführt werden, bei dem die Schwingungsanregung mit der zweiten Ordnung der Antriebsdrehzahl erfolgen kann. Somit kann je nach Winkelstellung des Kreuzgelenks die Amplitude der Torsionsschwingungen entsprechend einem Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotor näherungsweise nachgebildet werden. Mit Hilfe eines Überlagerungsgetriebes lassen sich ebenso beliebige Anregungsfunktionen erzeugen. Beispielsweise durch den Einsatz eines Planetengetriebes, bei dem der gleichförmig drehende Antrieb über das Sonnenrad und der Abtrieb über den Steg erfolgt, wird über das Hohlrad durch mechanische Kurvengetriebe oder elektrohydraulisch eingeleitete Oszillationen ein ungleichförmiger Drehzahlverlauf der Antriebswelle erzeugt. Aber auch die Überlagerung oszillierender Schwingungen über der gleichförmigen Drehbewegung der Antriebsmaschine, die auf den nichtumlaufenden Steg des Planetengetriebes eingeleitet werden, führen zur Erzeugung definierter Torsionsschwingungen /24/. Dadurch können hohe Wechselmomente erzeugt werden, deren Anregungsfrequenz bis zu 200 Hz reicht.

Hydraulische Schwingungserreger wie beispielsweise Längszylinder mit Gelenken, Dreh- oder umlaufende Zylinder zeichnen sich durch eine hohe Leistungsdichte aus. Sie

können mittlere bis hohe Drehmomente übertragen, denen zusätzlich dynamische Anteile überlagert werden können. Somit sind sie in der Lage, oszillatorische Drehbewegungen oder Drehschwingungen variabler Frequenz zu erzeugen. Dabei ist die Anregungsfrequenz und die Schwingungsamplitude in bestimmten Bereichen unabhängig voneinander einstellbar. Nachteilig erweist sich hierbei die recht geringe Dynamik, die bei sinusförmiger Anregung infolge der Öl-Kompressibilität nur bis zu 100 Hz reicht /24/.

Mit dem elektromechanischen Funktionsprinzip können teilweise Oszillationen oder Drehschwingungen variabler Frequenz erzeugt werden. Hierbei wird in der Regel einer gleichförmig drehenden Antriebsmaschine die Ungleichförmigkeit eines nachgeschalteten Aggregats überlagert. Zu den bekannten Ausführungen gehören das System Tauchspule-Zahnstange-Zahnrad sowie elektrodynamische Erreger wie Drehspulen und elektromagnetische Wechselpolerreger /24/.

Wesentlich einfacher und komfortabler lassen sich definierte Drehschwingungen mit einem elektrischen, hochdynamischen Antriebsmotor erzeugen. Beispielsweise mit einem Drehstrom-Synchronmotor, der sich durch geringes Rotormassenträgheitsmoment und hohes Drehmomentpotenzial auszeichnet, lässt sich der ungleichförmige Drehzahlverlauf verschiedener Verbrennungsmotoren mit ihren schnellen Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen nachbilden. Ein weiterer wesentlicher Vorteil ist in der einfachen und reproduzierbaren Sollwertvorgabe und der damit verbundenen Ansteuerung des Antriebsmotors zu finden.

4.3 Klapper- und Rasselprüfstand für Pkw-Getriebe

Am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart wurde ein Klapper- und Rasselprüfstand für Fahrzeuggetriebe als Direktantriebskonzept entwickelt und realisiert. Mit diesem Prüfstand können Klapper- und Rasselgeräusche von Handschaltgetrieben in Front-/Quer-, aber auch in Koaxial-Bauweise sowohl im Leerlauf als auch im Zug-/Schubbetrieb oder deren Baugruppen unter realistischen Betriebsbedingungen ohne störende Einflüsse bei beliebiger Reproduzierbarkeit untersucht werden.

4.3.1 Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands

Der hier vorgestellte IMA-Klapper- und Rasselprüfstand für Fahrzeuggetriebe basiert auf der Entwicklung von /66/ und den Weiterentwicklungen von /71, 72/ und /73/. Der Direktantrieb dieses Prüfstands ist durch einen hochdynamischen, bürstenlosen, permanentmagneterregten Drehstrom-Synchronmotor realisiert, mit dem Verbrennungsmotoren mit unterschiedlicher Zylinderzahl bei verschiedenen Betriebszuständen nachgebildet werden können. Für Rasselgeräuschuntersuchungen steht der gleiche Elektromotor als Bremsmotor zur Verfügung. Die beiden Servomotoren, von denen der Antriebsmotor drehzahl- und der Bremsmotor drehmomentgesteuert ist, verfügen über eine Nennleistung von 12 kW bei einem Nenndrehmoment von 30 Nm und haben ein Spitzendrehmoment von 120 Nm. Die maximale Drehzahl dieser Aggregate beträgt 4000 1/min. Entsprechend des geringen Massenträgheitsmoments des Motorrotors von 0,005 kgm^2 und

der entsprechenden Massenträgheitsmomentgröße des Prüfgetriebes sind an der Eingangswelle im Leerlauf Winkelbeschleunigungsamplituden von bis zu 3000 rad/s^2 erreichbar, ohne dass Rückwirkungen des Prüfgetriebes den vorgegebenen Drehzahlverlauf des Antriebsmotors beeinträchtigen.

Der Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands besteht aus einem massiven Gestell, an dem das Antriebsaggregat koaxial gegenüberliegend zum Prüfgetriebe angeordnet ist, Bild 4.1.

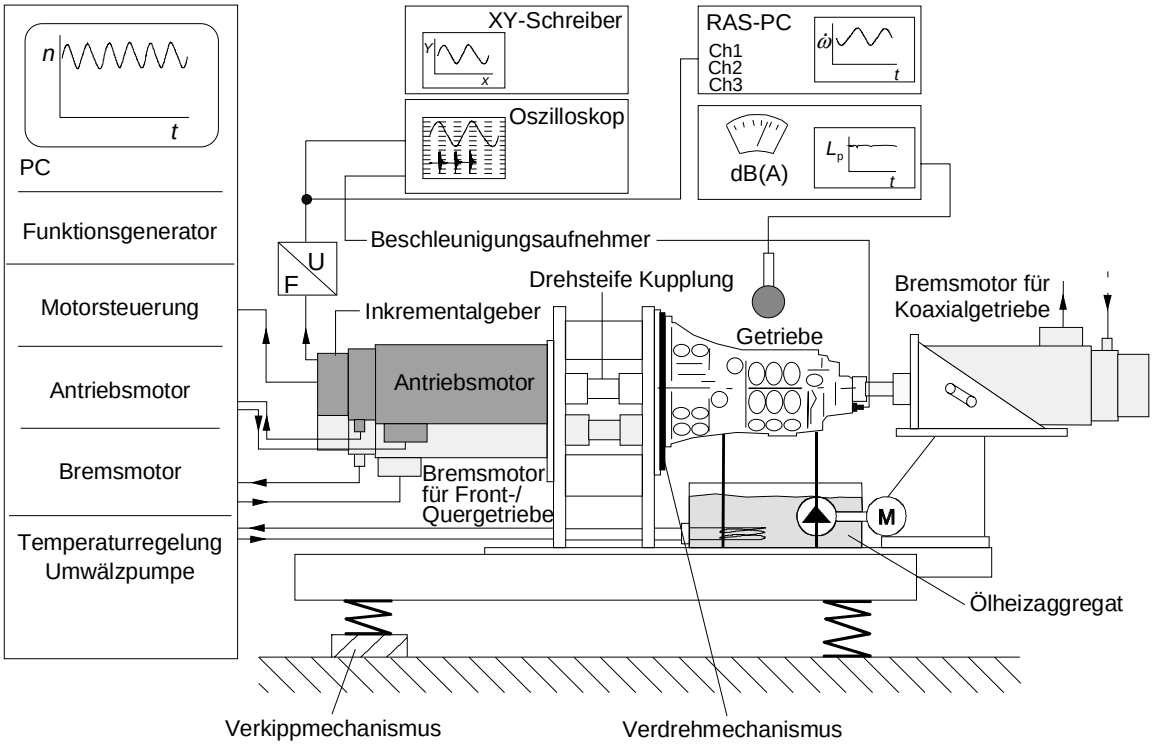


Bild 4.1 Schematischer Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands

Das zu untersuchende Getriebe wird über eine Flanschplatte, die unterschiedliche Verdreh-Einbaulagen des Getriebes entsprechend der Anordnung im Fahrzeug ermöglicht, an der Schweißkonstruktion befestigt. Die Nachbildung der Kipp-Einbaulagen des Prüfgetriebes lässt sich durch Neigungsänderung des gesamten Prüfstandsaufbaus realisieren. Bei Rasselgeräuschuntersuchungen wird der Bremsmotor entsprechend der Prüfgetriebe-Bauweise am Prüfstandsgestell angebracht. Beim Front-/Quer-Getriebe wird der Bremsmotor achsparallel neben dem Antriebsaggregat angeordnet und beim Koaxial-Getriebe wird er koaxial hinter dem Prüfgetriebe angeflanscht. Das Prüfgetriebe wird mit Wellenadaptern und torsionssteifen Balgkupplungen spielfrei und kraftschlüssig direkt mit den Servomotoren verbunden, um kleine Achsversätze bis zu 0,5 mm zu kompensieren, ohne dabei die Anregungsfunktion zu beeinflussen. Das Prüfstandsgestell ist zur akustischen und schwingungstechnischen Abkopplung vom Fundament auf zwei Holzträgern angebracht, die sich über vorgespannte Schraubenfedern auf dem Fundament abstützen. Durch entsprechend gewählte Federsteifigkeit der Schraubenfedern liegt die Eigenfrequenz des gesamten Aufbaus unter 10 Hz. Somit ist der Prüfstandsbetrieb bei den untersuchten Betriebsbedingungen immer überkritisch. In Bild 4.2 ist der mechanische Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands zu sehen.

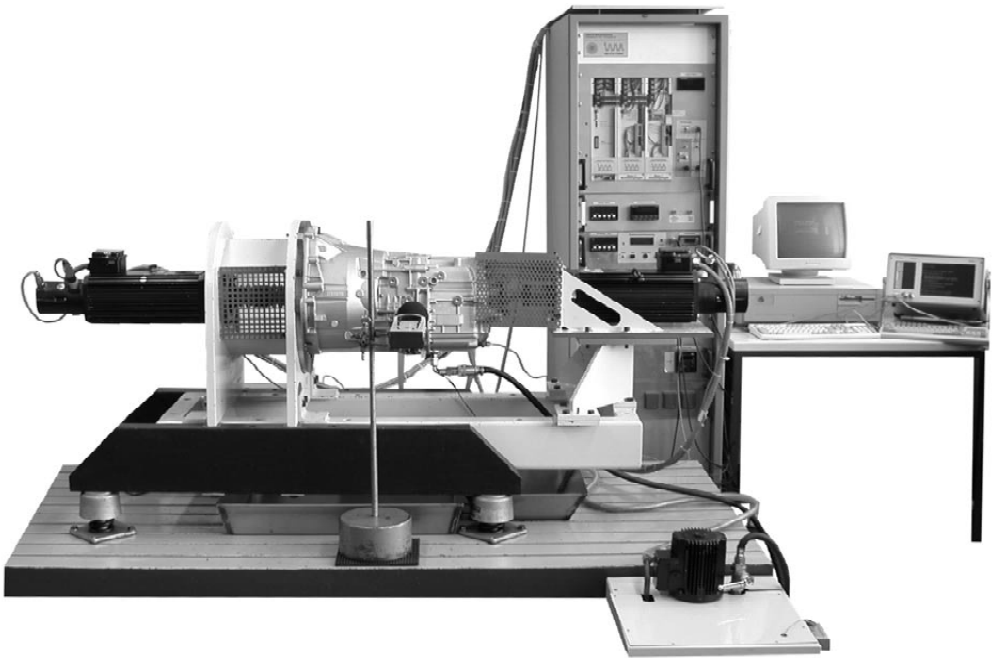


Bild 4.2 Mechanischer Aufbau des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands

Da die durchzuführenden Klapper- und Rasselgeräuschuntersuchungen immer im lastfreien Zustand bzw. mit geringer Last erfolgen, kann somit das Getriebeöl nicht auf Betriebstemperatur gebracht werden. Somit bedarf es zur Nachbildung realitätsnaher Betriebsbedingungen eines externen Temperieraggregats, mit dem im Vorfeld des Versuchs das Öl erhitzt wird. Eine Umwälzpumpe lässt das Öl durch das Prüfgetriebe zirkulieren, das das Getriebegehäuse und -komponenten innerhalb von ca. zwei Stunden auf die gewünschte Betriebstemperatur erwärmt. Dadurch wird die gleichmäßige Erwärmung des Getriebes gewährleistet. Nach Erreichen der gewünschten Temperatur wird die Zirkulation unterbrochen und im Getriebe die Sollfüllstandshöhe des Getriebeöls eingestellt.

4.3.2 Sollwertvorgabe

Die Sollwertvorgabe für den drehzahlgesteuerten Antriebsmotor des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands erfolgt mit Hilfe eines PC-gesteuerten Funktionsgenerators. Dieser Generator erzeugt diese Sollwerte in Form von diskreten Stützstellenwerten oder aber analytisch über eine oder mehrere Umdrehungen, die den gemessenen Drehzahlverläufen der Motorkurbel- bzw. Getriebeeingangswelle oder aber idealisierten Sinusverläufen entsprechen. Sie werden als Zahlenkolonne in einer Datei definiert und in Form einer analogen Spannung der Motorsteuerung vorgegeben. Somit können sowohl idealisierte als auch gemessene Drehzahlverläufe von Verbrennungsmotoren, vgl. Bild 3.2 und 3.4, wie z.B. Leerlauf mit und ohne Verbraucher, reproduzierbar erzeugt werden. Zur Synchronisation des Funktionsgenerators mit der Winkelposition des Antriebsmotors dient der an der Motorwelle angekoppelte Inkrementalgeber. Dadurch steht die vorgegebene Ungleichförmigkeit in einer festen Phasenbeziehung mit dem Drehwinkel des Servomotors. Mit diesem realisierten Antriebskonzept lassen sich Anregungsfrequenzen im Leerlauf und im Teillastbetrieb mit bis zu 300 Hz vorgeben.

4.3.3 Messdatenerfassung

Die am IMA-Klapper- und Rasselprüfstand eingesetzte Messdatenerfassung dient zur Überwachung der Versuchsparameter, die exakte Reproduzierbarkeit der Versuchsbedingungen gewährleistet und zur Aufzeichnung der Versuchsergebnisse. Die Messdateneinrichtung lässt sich in die Erfassung des Drehzahlverlaufs rotierender Komponenten, der Temperatur, des Luftschalls und des Körperschalls unterteilen.

Die Erfassung des Drehzahlverlaufs der Antriebswelle sowie der Abtriebswelle wird mit Hilfe des auf der Motorwelle angeordneten Drehinkrementalgebers mit 2500 Inkrementen durchgeführt. Die Darstellung des Drehzahlverlaufs erfolgt nach der Signalumwandlung mit einem Frequenz-Spannungs-Wandler zur Analogspannung mit einem Oszilloskop, die auch mit einem XY-Schreiber dokumentiert werden kann. Darüber hinaus steht ein Rotationsanalysesystem RAS sowie ein Laser-Doppler-Interferometer zur berührungslosen Drehzahlerfassung rotierender Komponenten zur Verfügung. Die Messung der Getriebeöltemperatur im Ölheizaggregat und im Prüfgetriebe sowie die Messung der Getriebegehäusetemperatur erfolgt mit PT-100 Platinfilmsonden.

Neben dem Drehzahlverlauf wird synchron der Luftschalldruckpegel mit einem integrierenden Luftschalldruckpegelmessgerät im Nahfeld des Prüfgetriebegehäuses aufgezeichnet. Dabei wird der sekundär abgestrahlte Luftschall mit einem Mikrofon nach DIN IEC 651 mit dem A-bewerteten Summenpegel in einem Abstand von 100 mm seitlich mittig zum Getriebegehäuse gemessen, Bild 4.3.

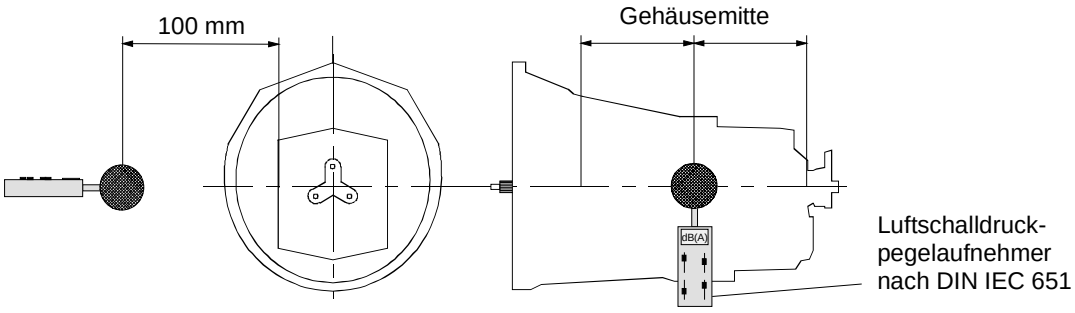


Bild 4.3 Mikrofonposition im Nahfeld des Prüfgetriebes

Parallel zum Drehzahlverlauf wird mit einem piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmer zeitsynchron der Körperschall an der Getriebegehäuseoberfläche erfasst, dessen Verlauf mit Hilfe des XY-Schreibers dokumentiert werden kann. Dadurch können Verdrehflanken- und Axialstöße eines Prüfgetriebes eindeutig identifiziert werden. Allerdings lassen sich auf Grund unterschiedlichen Übertragungsverhaltens der Getriebegehäuse verschiedene Getriebeausführungen nur bedingt vergleichen.

4.4 Klapperprüfstandskonzept für Nkw-Getriebe

Die Zielsetzung eines Prüfstands zur Untersuchung des Klappergeräuschverhaltens von Nkw-Getrieben ist die Nachbildung des ungleichförmigen Drehzahlverlaufs von Nkw-Verbrennungsmotoren unterschiedlicher Zylinderzahl im Leerlauf. Diese Aufgabe erfor-

dert eine Bereitstellung entsprechend großer hochdynamischer Leistung des Antriebsaggregats, um das mit großem Massenträgheitsmoment behaftete Nkw-Getriebe definiert antreiben zu können. In diesem Abschnitt werden die wesentlichsten Anforderungen an einen solchen Klapperprüfstand für Nkw-Getriebe beschrieben und dessen Konzept mit den erforderlichen Antriebsdaten eingehend aufgezeigt.

4.4.1 Anforderungen an den Klapperprüfstand für Nkw-Getriebe

Die wesentlichsten Anforderungen an einen Klapper- und Rasselprüfstand für Fahrzeuggetriebe wurden bereits im Kap. 4.1 beschrieben. Für einen Nkw-Getriebe-Klapperprüfstand sind die Anforderungen, insbesondere an das sehr große Drehmoment des Antriebsaggregats infolge großer Massenträgheitsmomente dieser Getriebe mit entsprechender Dynamik deutlich höher. Die hier dargestellten Anforderungen gelten nur für die Ausführung der Klappergeräuschuntersuchung von Nkw-Getrieben, eine Option zur Adaptierung eines Bremsmotors für Rasselgeräuschuntersuchungen sollte jedoch nicht fehlen.

Aus der Analyse von Nkw-Verbrennungsmotoren sind für den Antriebsstrang des Klapperprüfstands für Nkw-Getriebe folgende wesentliche Anforderungen zu nennen /142, 143/:

- Mindestnenndrehzahl n_{nenn} = 1500 1/min,
- Winkelbeschleunigung $\hat{\dot{\omega}}$ = 2000 rad/s^2 und
- Anregungsfrequenz $16{,}7 < f_{\text{An}} < 125$ Hz.

Die Mindestdrehzahl des Antriebsaggregats dieses Klapperprüfstands von 1500 1/min ist sowohl auf Grund der niedrigeren Leerlaufdrehzahlen von Nkw-Verbrennungsmotoren, die zwischen 500 und 900 1/min liegen, als auch für Untersuchungen im Teillastbetrieb ausreichend. Die geforderte Winkelbeschleunigungsgröße ist mit 2000 rad/s^2 anhand realistischer Drehzahlverläufe von Nkw-Verbrennungsmotoren, die im Leerlauf bis zu 500 rad/s^2 betragen können, gewählt worden. Dadurch besteht auch die Möglichkeit, Rasselgeräuschuntersuchungen im Teillastbetrieb bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden durchzuführen. Die max. Anregungsfrequenz von 125 Hz bezieht sich auf die Nachbildungsmöglichkeit eines Zehn-Zylindermotors bei der geforderten Mindestprüfstandsdrehzahl von 1500 1/min.

Die Analyse von leichten, mittleren und schweren Nkw-Getrieben ergab eine Getriebeauslegungsgröße für das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment in Höhe von 0,15 kgm^2 /142, 143/. Diese Größe deckt den gesamten Bereich der leichten und mittleren Nutzfahrzeuggetriebe im Leerlauf ab und reicht weit bis in den Bereich der schweren Nkw-Getriebe, deren maximales reduziertes Massenträgheitsmoment in diesem Betriebszustand bei 0,26 kgm^2 liegt, Bild 4.4. Hierbei ist der deutliche Größenunterschied des auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoments zwischen der Auslegungsgröße für Nkw-Getriebe von 0,15 kgm^2 und für Pkw-Getriebe von 0,004 kgm^2 zu erkennen. Zum Vergleich bewegt sich das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment der Nkw-Getriebe im geschalteten Zustand zwischen 0,006 kgm^2 bei leichten und weit über 1,0 kgm^2 bei schweren Nkw-Getrieben.

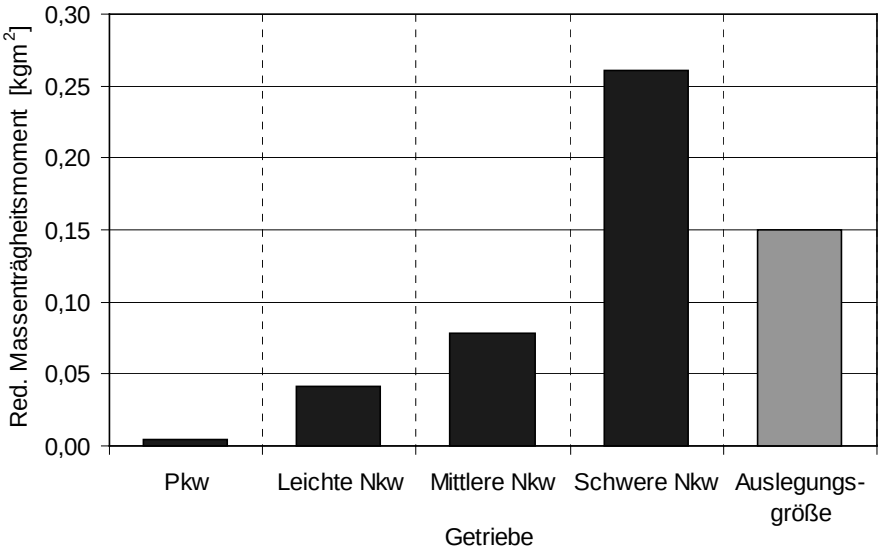


Bild 4.4 Auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmomente von Nkw-Getrieben unterschiedlicher Größen im Vergleich mit der Auslegungsgröße und einem Pkw-Getriebe mittlerer Größe im Leerlauf

Aus diesen Daten kann das für die Prüfgetriebeanregung erforderliche Drehmoment und die Leistung des Antriebsaggregats ermittelt werden. Unter Berücksichtigung des mindestens gleich großen Massenträgheitsmoments des Antriebsaggregatsrotors, aber ohne weitere Antriebskomponenten ist ein Mindestantriebsdrehmoment des Prüfstandsantriebs von 600 Nm erforderlich. Bei der gewünschten Mindestdrehzahl von 1500 1/min ergibt sich somit die erforderliche Leistung des Prüfstandsantriebs von 95 kW.

4.4.2 Antriebskonzept des Klapperprüfstands für Nkw-Getriebe

In /142/ sind verschiedene Konzepte mit unterschiedlichen Antriebsarten untersucht worden. Dabei sind neben verbrennungsmotorischem Antrieb auch elektrische, hydraulische und kombinierte Antriebsmöglichkeiten berücksichtigt worden. Diese Lösungskonzepte lassen sich in zwei Gruppen der direkten und der indirekten Antriebsprinzipien einteilen. Zu den direkten Antriebsprinzipien, mit denen der ungleichförmige Drehzahlverlauf entsprechend eines Verbrennungsmotors direkt erzeugt wird, gehören der hochdynamische Elektromotor, in Reihe geschaltete Servomotoren, die sich auf einer Antriebswelle befinden oder parallelgeschaltete Elektromotoren, die ihre Leistung über ein Summengetriebe auf die Antriebswelle übertragen. Aber auch ein hydrostatisches Antriebsaggregat mit einem großen und dynamischen Drehmomentpotenzial ist denkbar.

Bei indirekten Antriebsprinzipien wird die definierte Ungleichförmigkeit einer gleichförmigen Drehbewegung überlagert. Beispielsweise einer gleichförmigen Drehbewegung eines leistungsstarken Gleichstrommotors wird die Winkelbeschleunigungsamplitude eines hochdynamischen Elektromotors oder eines hydraulischen Drehpulsers, der auf der Antriebswelle des Gleichstrommotors angeordnet ist oder aber über eine Zahnradstufe seine Ungleichförmigkeiten auf die Antriebswelle einleitet, aufgebracht. Das spielarme Planetengetriebe bietet eine hervorragende Möglichkeit zur Realisierung des indirekten Antriebsprinzips. Beispielsweise über das Sonnenrad kann die gleichförmige

Drehbewegung eines großen Elektromotors eingeleitet werden und über den Planetenträger oder das Hohlrad werden dann die Drehungleichförmigkeiten eines Dreh- oder Linearpulsers der gleichförmigen Drehbewegung überlagert. Mittels eines unbefeuerten Nkw-Verbrennungsmotors, der von einem leistungsstarken Elektromotor angetrieben wird, lassen sich im geschleppten Zustand ebenso gewünschte Drehzahlungleichförmigkeiten erzeugen.

Das ausgewählte Antriebskonzept des Klapperprüfstands für Nkw-Getriebe beruht auf dem direkten Antriebsprinzip /142, 143/. Auf Grund der gestellten Anforderungen an den hochdynamischen Prüfstandsantrieb eignen sich hierfür nur elektrische Antriebe, da die hydraulischen Antriebsaggregate wegen unzureichender Anregungsfrequenzhöhe ausscheiden. Das aufzubringende hochdynamische Drehmoment gepaart mit großer Leistung ist mit einem einzigen Elektromotor nicht zu realisieren. Deshalb empfiehlt sich hierbei die Aufsummierung des Antriebsdrehmoments und somit auch der Leistung von mehreren hochdynamischen Antriebsmotoren. Dieses Prüfstandsantriebskonzept weist zwei parallelgeschaltete, hochdynamische, permanenterregte Drehstrom-Synchronmotoren auf, deren Leistung über ein Summengetriebe auf die Prüfstandsantriebswelle übertragen wird, Bild 4.5. Dabei wird jeder einzelne Drehstrom-Synchronmotor parallel, direkt und exakt von einer digitalen Prüfstandssteuerung mit Lageregelung entsprechend angesteuert. Dadurch wird der ungleichförmige Drehzahlverlauf beider Antriebsmotoren auf das Abtriebszahnrad des Summengetriebes und somit auf die Prüfstandsantriebswelle synchron übertragen. Durch die Aufsummierung der einzelnen Antriebsleistungen können somit hohe Beschleunigungsdrehmomente erzeugt werden, die für das Erreichen der geforderten Winkelbeschleunigungen notwendig sind.

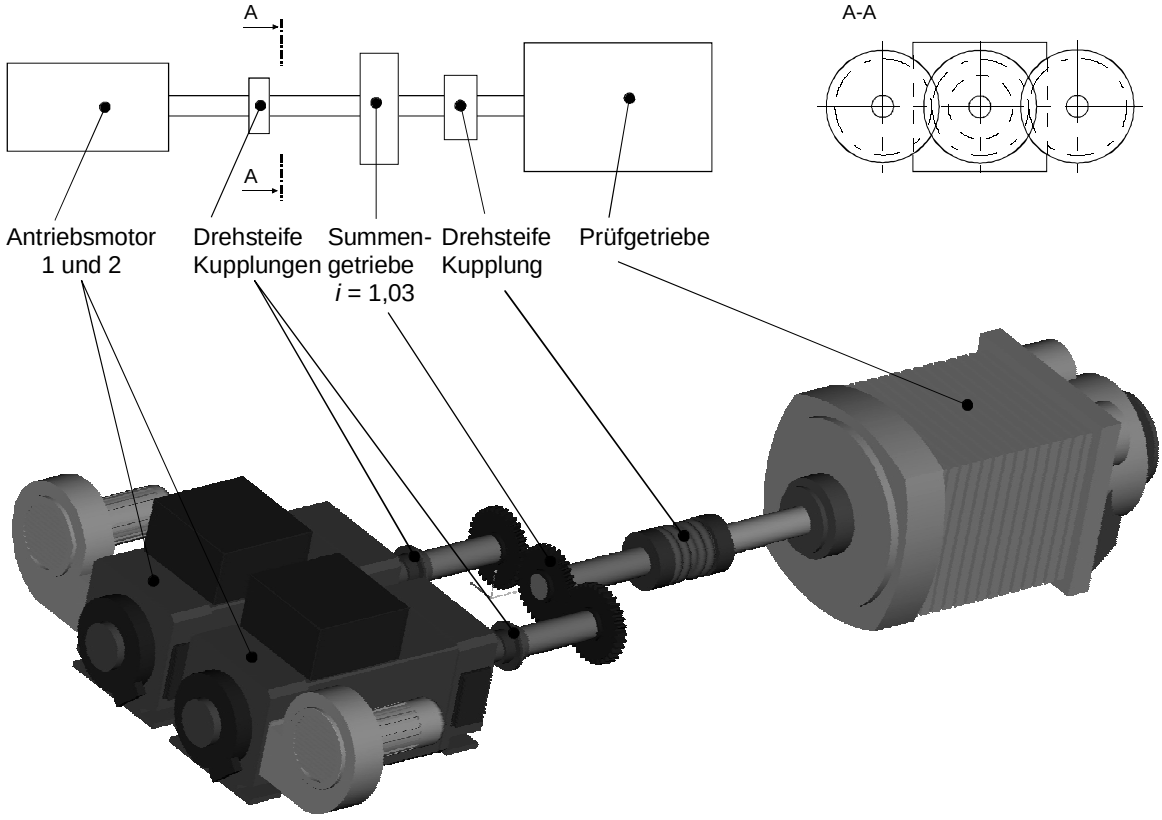


Bild 4.5 Antriebskonzept des Nkw-Getriebe-Klapperprüfstands

Die Leistung der beiden Drehstrom-Synchronmotoren beträgt je nach Betriebsart, S1-Dauer-Nennbetrieb bzw. S3-Kurzzeit-Betrieb mit 40%-er Motorauslastung, bei jeweils einer maximalen Drehzahl von 2200 1/min 63 kW bzw. 93 kW. Dabei können mit einem Motor Antriebsdrehmomente bis 273 Nm bzw. 403 Nm erreicht werden. Somit kann die Gesamtantriebsleistung dieser Antriebseinheit je nach Betriebsart max. 186 kW betragen. Die maximale Drehzahl des Prüfstandsantriebs liegt bei 2100 1/min und das Gesamtantriebsdrehmoment kann sich im S1-Betrieb bis 560 Nm bzw. S3-Betrieb bis 830 Nm entfalten. Somit sind bei einem Gesamtmassenträgheitsmoment des Prüfstandsantriebs von 0,2223 kgm^2 und dem Prüfgetriebemassenträgheitsmoment von 0,15 kgm^2 max. Winkelbeschleunigungen von bis zu 2200 rad/s^2 erreichbar. Bei kleineren Fahrzeuggetrieben lassen sich mit diesem Antriebskonzept deutlich größere Winkelbeschleunigungsamplituden erreichen. Das Summengetriebe mit der Übersetzung i = 1,03 entspricht dem Aufbau eines offenen Planetengetriebes mit Sonnenrad und zwei Planetenrädern, jedoch ohne Hohlrad. Die Hauptanforderung an das Summengetriebe bezieht sich auf spielarme Übertragung der Antriebsdrehmomente einzelner Antriebsmotoren, damit der vorgegebene Drehzahlverlauf dadurch nicht beeinflusst wird und kein Klappergeräusch entsteht.

Der verdrehsteife Käfig, dessen tragender Teil das Prüfstandsgestell ist, nimmt die zwei Antriebsmotoren und das Summengetriebe auf, Bild 4.6. Die zwei Antriebsmotoren, deren Antriebswellen mit den Eingangswellen des Summengetriebes mit Hilfe verdrehsteifer Kupplungen verbunden sind, sind in diesem Gestell verankert. Die Prüfstandsantriebswelle des Summengetriebes wird ebenfalls mit Hilfe einer verdrehsteifen Kupplung mit der Prüfgetriebeeingangswelle verbunden. Für die Ölversorgung des Prüfgetriebes ist ein Ölaggregat mit Pumpe und Heizgerät vorgesehen. Mit Hilfe eines Sollwertgenerators können idealisierte aber auch realistische Drehzahlverläufe in Form von Sollwerten vorgegeben werden. Dadurch können die Antriebsmotoren exakte ungleichförmige Drehbewegungen ausführen, die über Summengetriebe auf die Antriebswelle übertragen werden. Der gewünschte Drehzahlverlauf des jeweiligen Antriebsmotors wird über Inkrementalgeber erfasst und entsprechend geregelt.

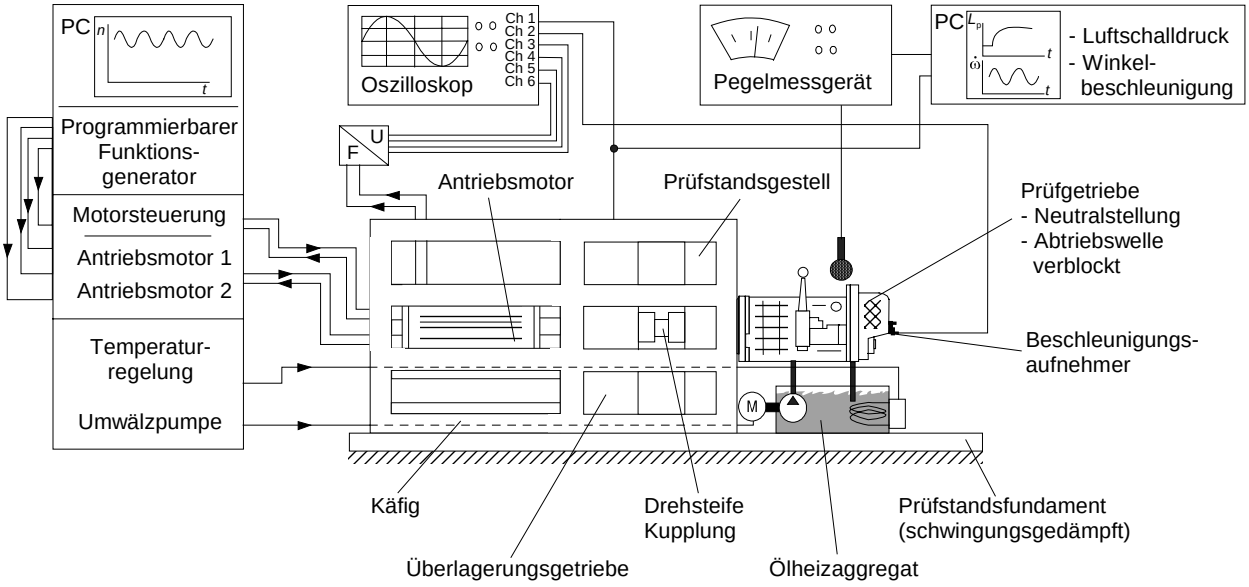


Bild 4.6 Schema des Klapperprüfstandskonzepts für Nkw-Getriebe

Die wesentlichen Überwachungs- und Messparameter werden bei diesem Klapperprüfstand mit einem Messdatenerfassungssystem erfasst, analysiert und dokumentiert. Dabei wird der Drehzahlverlauf der beiden Drehstrom-Synchronmotoren sowie der Prüfstandswelle und der Drehmomentverlauf an der Antriebswelle erfasst. Für die Aufzeichnung der Klapperkurve wird der Luftschalldruck mit Hilfe eines Luftschalldruckpegelmessgeräts aufgezeichnet. Für die Aufnahme der beim Klappern und Rasseln auftretenden Stöße einzelner Losteile wird ein Beschleunigungssensor eingesetzt, der den Körperschall direkt am Prüfgetriebegehäuse erfasst.

4.5 Bewertungskriterien für Klapper- und Rasselgeräusche

Die bei der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung von Fahrzeuggetrieben auftretenden Stoßimpulse beim Anschlagen der Los- an den Festkomponenten des Getriebes werden zum einen direkt als Luftschall abgestrahlt und zum anderen wird der dadurch entstehende Körperschall über Wellenlagerungen, Getriebegehäuse und Fahrzeugaufhängung in den Fahrzeuginnenraum übertragen. Dieser wird dann in erster Linie als Luftschall wahrgenommen. Diese Geräusche werden von den Insassen im Innenraum eines Fahrzeugs als lästig empfunden. Hierbei ist nicht vordergründig die Luftschalldruckpegelhöhe entscheidend, sondern insbesondere deren Charakteristik. Diese Geräusche sind somit bei Personenkraftwagen ein Komfortproblem, bei Nutzkraftwagen hingegen stellen sie neben dem Komfortproblem auch eine Umweltbelastung dar. In diesem Abschnitt wird die objektive Erfassung der Klapper- und Rasselgeräusche am Prüfstand beschrieben, insbesondere der Klapperkurve, die das charakteristische Geräuschverhalten eines Fahrzeuggetriebes beschreibt. Darüber hinaus wird auf die subjektive Geräuschbewertung eingegangen.

4.5.1 Objektive Geräuscherfassung am Prüfstand

Die Bewertung der Klapper- und Rasselgeräusche eines Fahrzeuggetriebes ist auf Grund der breitbandigen Schwingungsanregung des Getriebes, bei dem beinahe alle Getriebeeigenformen angeregt werden, mit Hilfe der klassischen Frequenzanalyse nicht möglich. Eine Alternative bietet hierbei die Erfassung des A-bewerteten Summenpegels des abgestrahlten Luftschalls, der prinzipiell dem Körperschall gleichwertig ist /66/. Jedoch auf Grund des integralen Charakters des Luftschalls wird dessen Summenpegel zur objektiven Bewertung dieser Geräusche auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand herangezogen. Die Klapper- und Rasselgeräusche werden mit einem integrierenden Luftschalldruckpegelmessgerät im Nahfeld des Prüfgetriebes entsprechend der A-Bewertung in dB(A) gemessen. Dadurch wird eine Beeinflussung der Geräuschmessung durch Umgebungseinflüsse wie Antriebsgeräusche des Prüfstands oder Reflexionen durch das Prüfstandsumfeld vermieden. Somit lassen sich unterschiedliche Getriebekomponenten und Getriebeausführungen objektiv miteinander vergleichen.

Zwei Schallquellen, die gleich laut sind und die gleiche Entfernung zum Wahrnehmungspunkt haben, weisen eine Luftschalldruckpegelerhöhung um 3 dB(A) im Vergleich zu einer Schallquelle auf. Dies entspricht einer Verdoppelung der Schalldruckintensität. Dagegen empfindet das menschliche Gehör subjektiv eine Verdoppelung bzw. Halbierung des Luftschalldruckpegels erst bei einer Luftschalldruckpegelerhöhung bzw. -verringerung von 10 dB(A) /144/.

Das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben wird anhand einer Klapperkurve beurteilt, bei der der Luftschalldruckpegel über der Winkelbeschleunigungsamplitude aufgetragen wird. Dieses charakteristische Bewertungsmaß gilt sowohl für die Beurteilung der Klapperneigung einzelner Zahnradstufen als auch der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung kompletter Getriebe. Prinzipiell lässt sich eine Klapperkurve in vier charakteristische Bereiche einteilen: das Grundgeräusch, die Klappergrenze sowie der Pegelverlauf mit seinem steilen und anschließend flachem Anstieg, Bild 4.7.

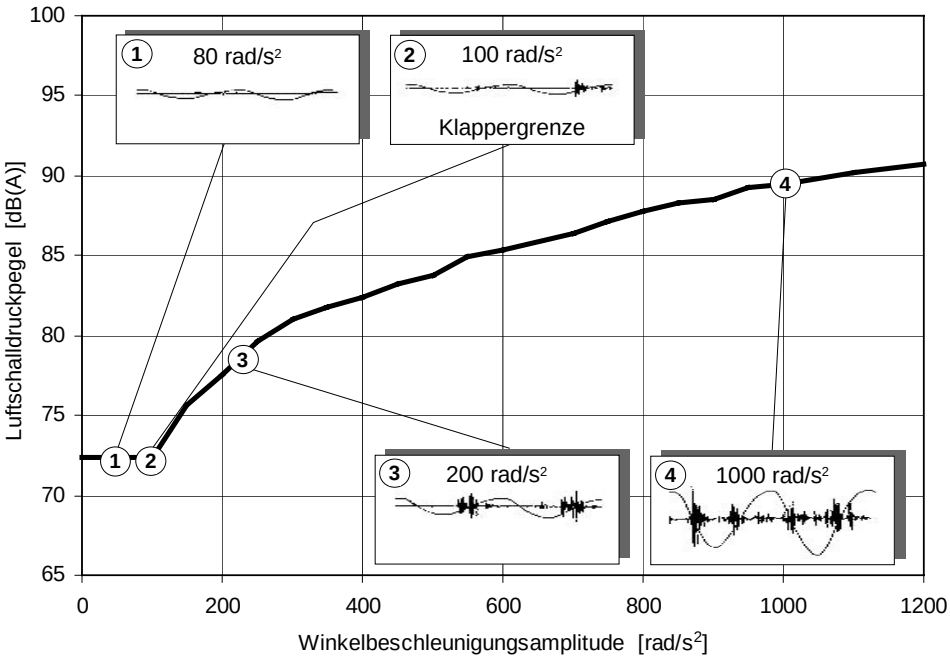


Bild 4.7 Klapperkurve eines Fahrzeuggetriebes

Beim *Grundgeräusch* ① sind nur Abwälzgeräusche von den sich im Eingriff befindlichen Zahnradpaaren, deren Plansch- sowie Wälzlagergeräusche der Getriebewellen zu hören. Hierbei treten noch keine Stöße auf, vgl. Drehzahl- und Körperschallverlauf ①. Dieser Anfangssummenpegel, der bei gleichförmiger Drehbewegung, d. h. bei der Winkelbeschleunigungsamplitude von 0 rad/s^2, aufgezeichnet wird, gilt bis zum Auftreten der ersten hörbaren Geräusche, bei denen sich das Losrad erstmals von der treibenden Zugflanke ablöst und daran wieder anstößt. Dieser Punkt wird *Klappergrenze* ② genannt, vgl. Drehzahl- und Körperschallverlauf ②. Hierbei ist die Winkelbeschleunigung und somit die die Loskomponente antreibende Kraft bereits größer als die auf die Loskomponente entgegen seiner Drehrichtung infolge Schleppmoments wirkenden Kräfte, die den Ablösevorgang nun nicht mehr verhindern können. Danach beginnt mit zunehmender Winkelbeschleunigungsamplitude die Zunahme des Luftschalldruckpegels. Der *Pegelverlauf*

③+④ gibt das Geräuschverhalten bei Winkelbeschleunigungsamplituden oberhalb der Klappergrenze wieder. Zunächst folgt ein starker Anstieg der Klapperkurve ③ nach der Klappergrenze infolge der Zugflanken- und einseitigen Axialstöße und später auch bedingt durch Schubflankenstöße. Hierbei sind im Körperschallverlauf ③ bereits deutliche Stöße zu erkennen. Bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden oberhalb von 600 rad/s^2 ist der Gradient der Klapperkurve ④ deutlich flacher. Zu den Stößen an den Zug- und Schubflanken sowie den einseitigen Axialstößen kommt es zu beidseitigen Axialstößen bei gleichbleibender Häufigkeit. Im Körperschallverlauf ④ sind deutlich größere Stoßimpulse zu sehen. Hierbei kann das Schleppmoment in Umfangsrichtung die Loskomponentenbewegung nur noch unwesentlich verzögern.

Eine Weiterentwicklung der zweidimensionalen Klapperkurve ist die dreidimensionale Klapperkurve, bei der der Luftschalldruckpegel neben der Winkelbeschleunigungsamplitude zusätzlich über der Drehzahl oder der Motorordnung aufgetragen werden kann, Bild 4.8. Dieser dreidimensionale Klapperkurvenverlauf lässt sich entsprechend der zweidimensionalen Klapperkurve in vier wesentliche Flächen- bzw. Kurvenbereiche unterteilen. Die *Grundgeräuschfläche* ① kennzeichnet den Luftschalldruckpegelverlauf bei unterschiedlicher Grunddrehzahl oder Motorordnung bei der gleichförmigen Drehbewegung, also ohne Anregung. Dabei stellt der Luftschalldruckpegelverlauf über der Grunddrehzahl den Verlauf einer Drehzahlrampe dar, die beispielsweise die Resonanzbereiche eines Getriebes aufzeigen kann. Und das Grundgeräusch über der Motorordnung gibt den Verlauf einer Ordnungsrampe wieder. Die *Klappergrenzenkurve* ② stellt den Verlauf der Klappergrenze in Abhängigkeit von der unterschiedlichen Grunddrehzahl oder Ordnung dar.

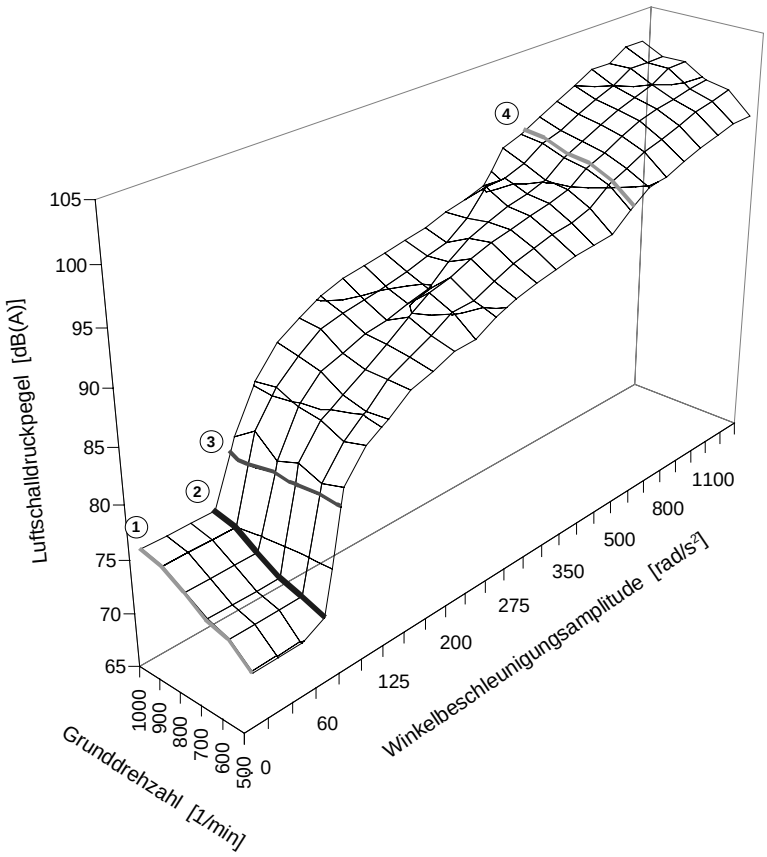


Bild 4.8 Verlauf einer dreidimensionalen Klapperkurve

Der *Luftschalldruckflächenverlauf* ③ und ④ kennzeichnet das Geräuschverhalten oberhalb der Klappergrenzenkurve in Zusammenhang mit unterschiedlicher Grunddrehzahl oder Motorordnung. Hierbei ist ein vergleichbarer Klapperkurvenverlauf entsprechend der zweidimensionalen Klapperkurve zu erkennen, jedoch unter Berücksichtigung des Grunddrehzahl- oder Motorordnungseinflusses. Beispielsweise können die Kurven ③ und ④ als Drehzahlrampe mit steigender Drehzahl und abnehmender Schwingungsamplitude interpretiert werden, was zu konstanter Winkelbeschleunigung führt. Auch eine entsprechende Interpretation der Ordnungsrampe bei konstanter Winkelbeschleunigungsamplitude stellt den Einfluss der Schwingungsamplitude bei konstanter Winkelbeschleunigungsamplitude dar.

Mit Hilfe des Bewertungskriteriums Klapperkurve lassen sich auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand somit unterschiedliche Zahnradstufen und Getriebevarianten miteinander vergleichen, analysieren und bewerten. Zu beachten ist hier jedoch, dass sich bei verschiedenen Getrieben bei gleichen Betriebszuständen auf Grund des unterschiedlichen Luftschallabstrahl- und Körperschallausbreitungsverhaltens (Gehäuseeinfluss) auch unterschiedliche Luftschalldruckpegel ergeben. Diese Erkenntnisse, insbesondere die Geräuschpegelhöhe, können jedoch nicht mit den subjektiv wahrgenommenen Geräuschen im Fahrzeuginnenraum verglichen werden, denn dort kann die Luft- und Körperschallausbreitung zu einer quantitativ anderen Geräuschempfindung führen.

4.5.2 Subjektive Geräuschbewertung

Die Geräuschqualität im Innenraum eines Fahrzeugs ist Bestandteil des Fahrzeugkomforts und nimmt deshalb einen immer größeren Stellenwert ein. Eines der Ziele der heutigen Fahrzeugentwicklung basiert auf der Bereitstellung eines kundenfreundlichen Klangs im Fahrzeuginnenraum. Dabei sind störende Geräusche des Antriebsstrangs, der Karosserie und der Innenausstattung, die sich im Fahrzeuginnenraum entfalten können, zu vermeiden. Da die Klapper- und Rasselgeräusche hauptsächlich wegen ihrer Charakteristik als störend und lästig empfunden werden, gilt es das subjektive Empfinden dieser Geräusche im Fahrzeuginnenraum zu charakterisieren und zu bewerten. Letztendlich entscheidet die subjektive Wahrnehmung des Menschen über die Akzeptanz der Klapper- und Rasselgeräusche im Fahrzeuginnenraum. In der Regel ist dabei nicht die Luftschalldruckpegelhöhe sondern der Geräuschcharakter von entscheidender Bedeutung. Die Bewertung des Fahrzeuginnenraumgeräuschs erfolgt in der Praxis durch geschulte Geräuschexperten mit Hilfe eines Bewertungssystems. Dieses Bewertungssystem wird neben Getriebegeräuschen unter anderem auch für Schaltqualität verwendet. Dabei werden Noten von 1 für „nicht annehmbar“ bis 10 für „annehmbar“ vergeben.

Das menschliche Gehör kann akustische Signale innerhalb eines bestimmten Frequenz- und Schalldruckbereichs wahrnehmen. Dabei werden gleichlaute Tonsignale verschiedener Frequenzen unterschiedlich laut empfunden. Die Lästigkeit eines Geräuschs ist durch die Lautheit, die ein Maß für das gehörrichtige Lautstärkeempfinden ist und die Schärfe, die ein Verhältnis der höherfrequenten zu den niederfrequenten Schallanteilen bildet, gekennzeichnet.

5 Klapper- und Rasselgeräuschuntersuchungen von Pkw-Getrieben

In diesem Kapitel wird das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw-Handschaltgetrieben in Front-/Quer- und in Koaxialbauweise dargestellt. Dabei wird am Beispiel einstufiger und mehrstufiger Getriebe deren Klapper- und Rasselgeräuschneigung, die sowohl in experimentellen Untersuchungen auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand als auch in theoretischen Betrachtungen mit dem EKM-Berechnungsverfahren ermittelt wurde, beschrieben. Ziel dieses Kapitels ist ein Korrelationsvergleich von Mess- und Berechnungsergebnissen bei Pkw-Handschaltgetrieben beliebiger Ausführung, um das erweiterte EKM-Näherungsverfahren zu verifizieren und die Gültigkeit der Geräuschabschätzung nachzuweisen. Mit diesem Berechnungsverfahren wird im nachfolgenden Kapitel das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Nkw-Getrieben theoretisch abgeschätzt. In diesem Kapitel wird anhand dieser Ergebnisse das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten ausgewählter Pkw-Getriebe dargestellt und diskutiert. Darüber hinaus wird mit Hilfe der multiplen Regressionsanalyse ein Klapper- und Rasselgeräuschkennfeld in Abhängigkeit des Betriebszustands für Pkw-Koaxial-Getriebe aufgebaut, mit dem der absolute Klapper- bzw. Rasselgeräuschpegel näherungsweise ermittelt werden kann.

Bei diesen Untersuchungen wurden alle betrachteten Getriebe mit einer idealisierten sinusförmigen Anregungsfunktion behaftet. Die weiteren konstanten Untersuchungsparameter entsprachen bei einer Drehzahl von 800 1/min und einer Temperatur von 80 °C dem realen Betriebszustand.

5.1 Vergleich von Pkw-Getriebeausführungen

Bei den heutigen Personenkraftfahrzeugen werden im wesentlichen mit Front- und Standardantrieb zwei unterschiedliche Antriebskonzepte eingesetzt. In einem Vergleich werden der Aufbau und die für die Klapper- und Rasselgeräuschneigung maßgebenden Parameter von Front-/Quer- und Koaxial-Getrieben dargestellt.

5.1.1 Front-/Quer-Getriebe

Das untersuchte Front-/Quer-Getriebe des Typs A ist ein 5-Gang-Handschaltgetriebe in Drei-Wellen-Ausführung für frontgetriebene Fahrzeuge, dessen max. Eingangsdrehmoment 300 Nm beträgt, Bild 5.1. Dadurch ergeben sich Zahnräder mit Mehrfacheingriff oder mehrstufige Gangstufen. Bei diesem synchronisierten Getriebe sind die Losräder des 1., 2., 5. und R-Gangs auf zwei Zwischenwellen angebracht, die jeweils mit dem Differential im Eingriff sind.

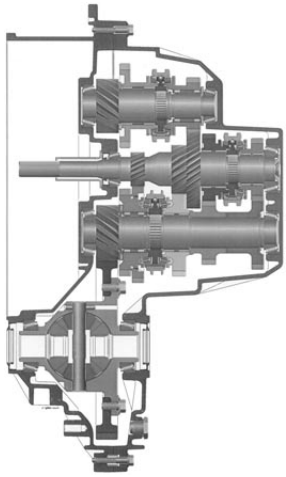
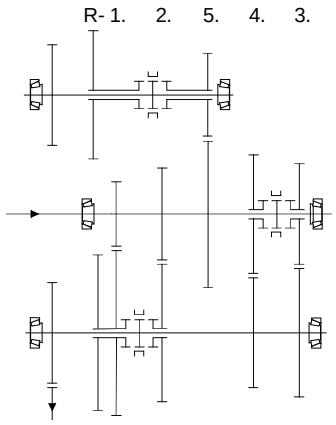
5-Gang-Front-/Quer-Getriebe Typ A		Technische Daten
		T_{max} = 300 Nm a = 80 / 80 mm i_1 = 3,071 i_2 = 1,773 i_3 = 1,194 i_4 = 0,868 i_5 = 0,700 i_R = 2,991

Bild 5.1 5-Gang-Front-/Quer-Handschaltgetriebe in Drei-Wellen-Bauweise

Die Losräder der 3. und 4. Gangstufe sind dagegen auf der Antriebswelle angeordnet. Eine konstruktive Besonderheit stellt das Zwischenrad des R-Gangs dar, das mit dem Losrad des 1. Gangs fest verbunden ist und somit eine Einheit bildet.

Die Analyse des Getriebeaufbaus gibt bereits im Hinblick auf die Klapperstellenanzahl den ersten Hinweis auf den dominierenden Betriebszustand (Leerlauf oder geschalteter Gang) an. Bei diesem Front-/Quer-Getriebe sind im Leerlauf vier Losrad-Klapperstellen vorhanden, Bild 3.6a, während im geschalteten Zustand beispielsweise im ersten Gang fünf Klapperstellen auftreten. Hierbei fällt die Klapperstelle des ersten Gangs infolge Leistungsübertragung und somit der Verspannung dieser Zahnradstufe weg, dafür werden zusätzlich die Losräder des 3. und 4. Gangs zu Rasselgeräuschen angeregt.

Ein weiterer Schritt der Analysebetrachtung bezieht sich auf die Betrachtung geometrischer Einflussparameter einzelner Getriebeloskomponenten. Bild 5.2a gibt Einblick in die Massenträgheitsmomentverhältnisse (bezogen auf die eigene Achse) und Massenverhältnisse einzelner Loskomponenten des betrachteten Front-/Quer-Getriebes. Hierbei weisen die Losräder des 1., 2. und des R-Gangs, das zusammen mit dem Losrad des ersten Gangs als Zwischenrad (ZWR) den Rückwärtsgang bildet, ein großes Massenträgheitsmoment und eine große Masse auf.

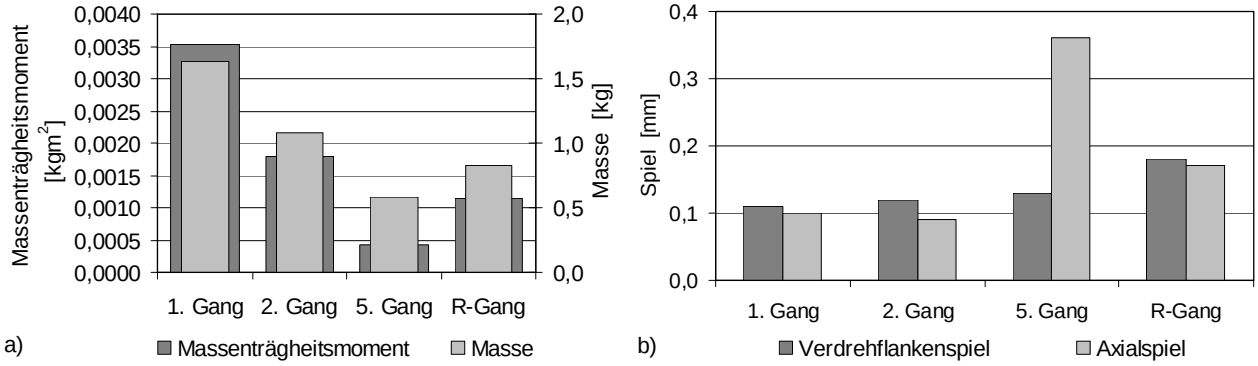


Bild 5.2 a) Massenträgheitsmoment- und Massenverhältnisse einzelner Losräder sowie
b) Verdrehflanken- und Axialspiele des Front-/Quer-Getriebes, Typ A

Bei diesem Front-/Quer-Getriebe ist das Verdrehflankenspiel bis auf wenige Ausnahmen, insbesondere des R-Gangs, nahezu gleich groß, Bild 5.2b, während das Axialspiel unterschiedliche Größen ausweist.

Eine weitere wesentliche Betrachtungsgröße bei der Analyse des Getriebeaufbaus im Hinblick auf das Klappergeräuschverhalten des Gesamtgetriebes ist die Winkelbeschleunigungsamplitude jedes einzelnen Festrads, mit dem das jeweilige Losrad angeregt wird. Bild 5.3 zeigt die Winkelbeschleunigungsamplituden der treibenden Festräder und somit der angeregten Losräder entsprechend den Übersetzungen im Leerlauf des Komplettgetriebes bei einer an der Getriebeeingangswelle eingeleiteten Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2. Auf Grund der Front-/Quer-Bauweise des hier betrachteten Getriebes werden im Leerlauf alle Losräder bis auf das Losrad des R-Gangs mit der gleichen Winkelbeschleunigung angeregt, die auch an der Eingangswelle eingeleitet wird.

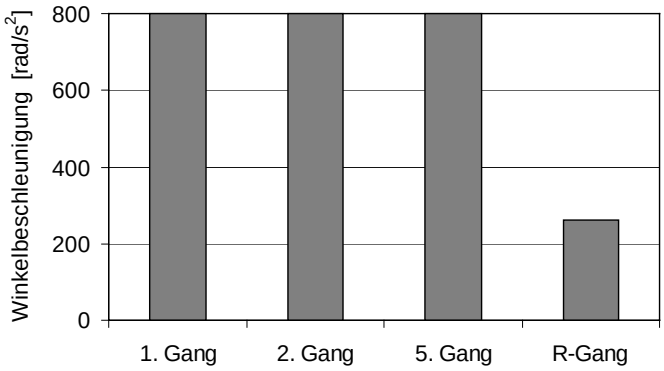


Bild 5.3 Winkelbeschleunigungsamplituden am treibenden Festrad des Front-/Quer-Getriebes im Leerlaufzustand bei einer Anregung von 800 rad/s^2 an der Getriebeeingangswelle

5.1.2 Koaxial-Getriebe

Koaxial-Getriebe in Vorgelegewellenausführung werden in Fahrzeugen mit Standardantrieb, d. h. Hinterradantrieb und Längsanordnung des Motors eingesetzt. Das nachfolgend dargestellte zweistufige 5-Gang-Handschaltgetriebe in Koaxialausführung des Typs B ist für ein max. Eingangsdrehmoment von 200 Nm ausgelegt, Bild 5.4.

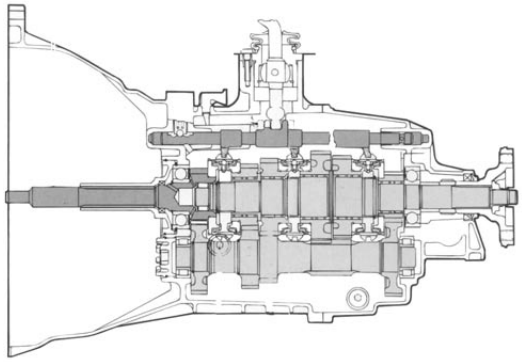
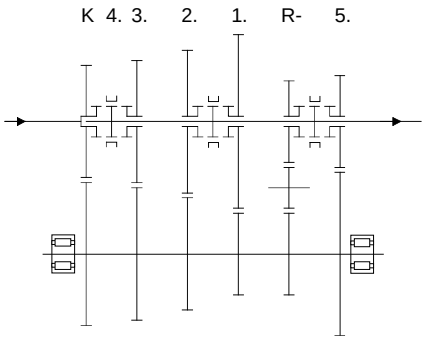
5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ B		Technische Daten
		T_{max} = 200 Nm a = 75 mm i_1 = 4,168 i_2 = 2,244 i_3 = 1,469 i_4 = 1,000 i_5 = 0,822 i_R = 3,760 i_K = 1,423

Bild 5.4 Zweistufiges 5-Gang-Koaxial-Getriebe

Auf Grund der Getriebebauweise werden hierbei die Torsionsschwingungen von der Getriebeeingangswelle über die Konstantenstufe auf die Vorgelegewelle übertragen, auf der alle Festräder angeordnet sind. Dadurch werden sowohl im Leerlauf als auch im Direktgang alle Losräder mit dem ungleichförmigen Drehzahlverlauf angeregt. Da die Vorgelegewelle selbst auch eine Loskomponente ist, sind bei diesem Getriebe im Leerlauf sieben Losrad-Klapperstellen vorhanden. Im geschalteten Zustand nimmt dagegen bis auf den vierten Gang (Direktgang), bei dem ebenfalls sieben Klapperstellen auftreten, die Anzahl der Klapperstellen bis auf vier Stellen ab.

Die Vorgelegewelle dieses Koaxial-Getriebes, bei dem der 4. Gang der Direktgang ist, ist mit ihrem großen Massenträgheitsmoment und ihrer großen Masse dominierend, Bild 5.5a. Dadurch ist im Leerlauf und beim geschalteten Direktgang ein deutlicher Vorgelegewelleneinfluss auf das Gesamtklappergeräusch dieses Getriebes zu erwarten. Aber auch das Losrad des 1. und des R-Gangs weisen eine große Masse auf. Die Verdrehflankenspiele dieses Getriebes sind annähernd gleich groß und die angenommenen konstanten Axialspiele betragen 0,2 mm, Bild 5.5b.

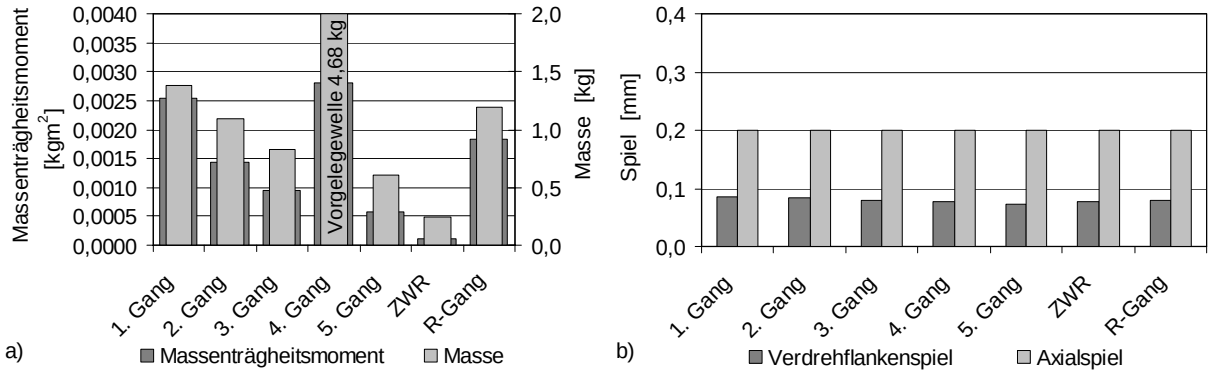


Bild 5.5 a) Massenträgheitsmoment- und Massenverhältnisse einzelner Losräder und
b) Verdrehflanken- und Axialspiele des Koaxial-Getriebes Typ B

Dagegen stellen sich bei den Festrädern des Koaxial-Getriebes auf Grund der Konstantenübersetzung der Vorgelegewelle unterschiedliche Winkelbeschleunigungsamplituden im Vergleich zu der Winkelbeschleunigung an der Getriebeeingangswelle (GEW) ein, Bild 5.6. Hier zeigt nur die Vorgelegewelle (4. Gang) eine entsprechend der Getriebeeingangswelle gleich große Winkelbeschleunigungsgröße. Alle anderen Losräder weisen um die Konstantenübersetzung kleinere Winkelbeschleunigungsamplituden auf.

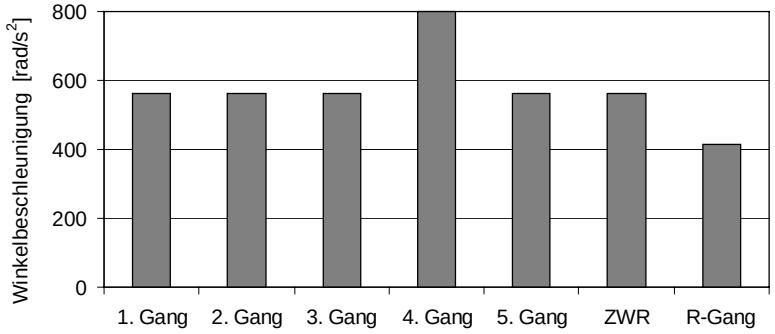


Bild 5.6 Winkelbeschleunigungsamplituden am treibenden Festrad des Koaxial-Getriebes Typ B im Leerlauf bei einer Anregung von 800 rad/s²

5.2 Geräuschverhalten einzelner Getriebekomponenten

Am Beispiel des vorgestellten Front-/Quer- und Koaxial-Getriebes wird das Klappergeräuschverhalten von einstufigen und mehrstufigen Gangstufen diskutiert. Hierbei werden die Ergebnisse aus experimentellen Untersuchungen einzelner Zahnradstufen, die bei einer Anregung zweiter Ordnung ermittelt wurden, dargestellt. Bei diesen Untersuchungen waren jeweils nur einzelne betrachtete Zahnradstufen mit dazugehöriger Synchronisierung und Welle im Getriebe eingebaut, alle anderen Getriebekomponenten waren ausgebaut. Der Luftschalldruckpegel wurde hierbei bei einem Abstand von 1000 mm vom Getriebegehäuse gemessen.

5.2.1 Klappergeräuschneigung einstufiger Gangstufen

Am Beispiel des Front-/Quer-Getriebes Typ A ist das Klappergeräuschverhalten einzelner einstufiger Gangstufen, hier des 1., 2. und 5. Gangs ermittelt worden /138, 139/, Bild 5.7. Bei diesem Getriebe regt im untersuchten Ausbauzustand mit Ausnahme des R-Gangs jeweils ein Festrad nur ein Losrad an, was zu einer einzigen Klapperstelle führt. Die einzelnen hier dargestellten Gangstufen beginnen zwischen 50 und 150 rad/s^2 zu klappern. Als einflussreichste Gangstufe erweist sich hierbei, trotz erhöhtem Ölstand im Getriebe, der 5. Gang, was auf die besondere Losrad-Anordnung im Getriebe zurückzuführen ist. Dieses Losrad ist auf einer Zwischenwelle im oberen Bereich des Getriebes angeordnet, wo es erheblich weniger mit Öl versorgt werden kann und dadurch einen deutlich höheren Luftschalldruckpegel im Vergleich zu anderen Klapperkurven aufweist. Weitere auf den Gesamtpegelverlauf des Front-/Quer-Getriebes einflussreiche Klapperkurven einstufiger Gangstufen sind die Zahnradpaare des 1. und 2. Gangs. Der Klapperkurvenverlauf des 1. Gangs liegt um bis zu 3 dB(A) oberhalb des Luftschalldruckpegelverlaufs der 2. Gangstufe, was auf die höhere Masse und das größere Massenträgheits-

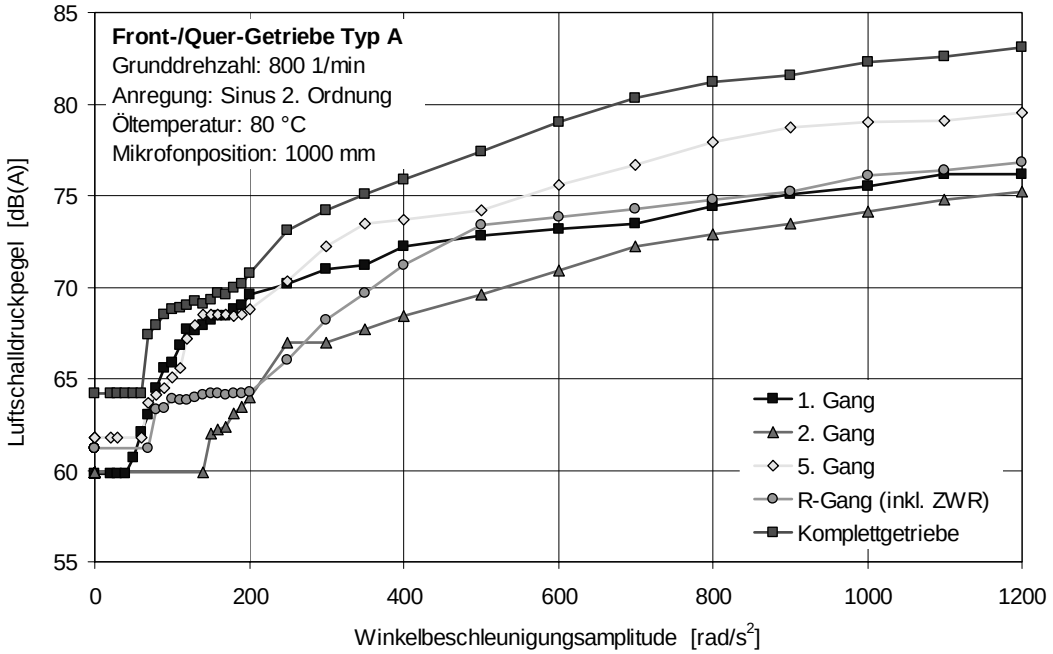


Bild 5.7 Klappergeräuschneigung einzelner einstufiger Gangstufen

moment des Losrads der 1. Gangstufe bei etwa gleich großen Spielen und gleicher Winkelbeschleunigung beider Losräder zurückzuführen ist (vgl. Bild 5.2a). Darüber hinaus trägt im gleichen Ausmaß die Klapperkurve des R-Gangs zum Gesamtklappergeräuschpegel des Getriebes bei. Hierfür sind zwei Klapperstellen zwischen Fest- und Zwischenrad (ZWR) und zwischen dem Zwischenrad und dem Losrad des R-Gangs verantwortlich. Die dominierende Komponente für die beiden Gangstufen ist hierbei das Losrad des 1. Gangs mit seinem großen Massenträgheitsmoment und seiner großen Masse, vgl. Bild 5.2a, das zudem mit der gleichen Winkelbeschleunigungsamplitude wie die Getriebeeingangswelle angeregt wird. Hinzu kommen noch die großen Werte für Massenträgheitsmoment und Masse des Losrads des R-Gangs mit den großen Spielen, aber bei deutlich geringerer Winkelbeschleunigung, vgl. Bild 5.2b und 5.3.

5.2.2 Klappergeräuschverhalten mehrstufiger Gangstufen

Das Klappergeräuschverhalten mehrstufiger Gangstufen ist am Beispiel des zweistufigen Koaxial-Getriebes Typ B in Bild 5.8 dargestellt. Bei dieser Getriebeausführung werden alle Losräder, die auf der Getriebeausgangswelle angeordnet sind, von der Vorgelegewelle angeregt. Bei den hier dargestellten Ergebnissen der Ausbauuntersuchungen waren folglich nur das Losrad der betrachteten Gangstufe, die dazugehörige Synchronisierung und die Vorgelegewelle eingebaut, was zu mindestens zwei Klapperstellen mit Ausnahme des Direktgangs führt. Somit setzt sich die dargestellte Klapperkurve der jeweiligen Gangstufe aus den Klappergeräuschanteilen der Vorgelegewelle und des eingebauten Losrads zusammen. Hierbei ist der deutliche Einfluss der Vorgelegewelle mit ihrer großen Masse und großem Massenträgheitsmoment, vgl. Bild 5.5a, auf den Gesamtklappergeräuschverlauf erkennbar.

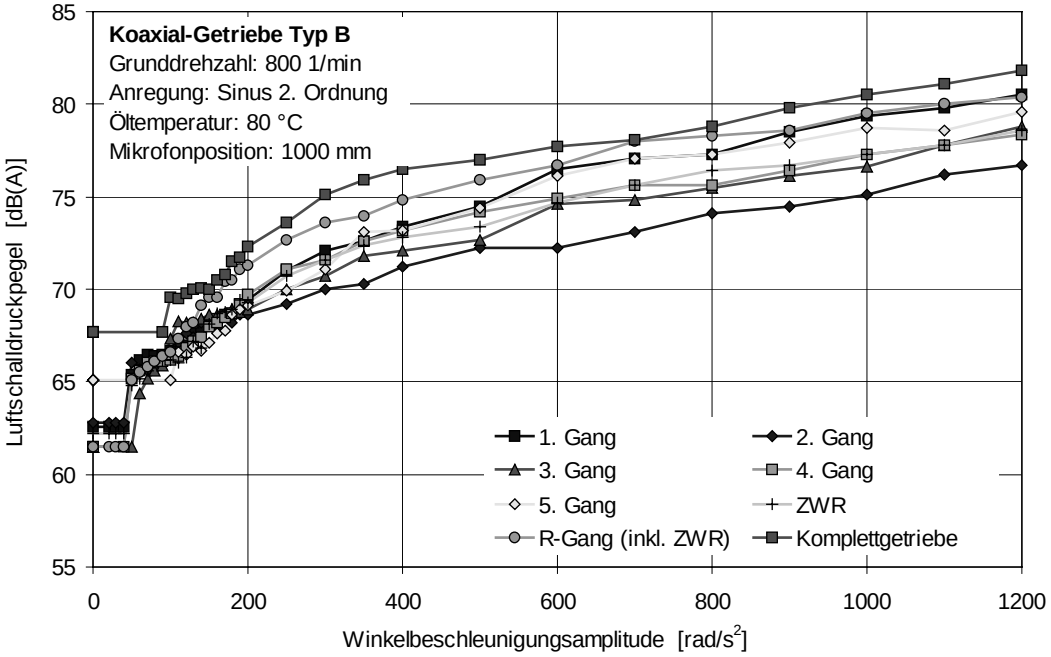


Bild 5.8 Klappergeräuschverhalten einzelner zweistufiger Gangstufen (Vorgelegewelle mit jeweiligem Losrad des Getriebes Typ B) /138, 139/

Infolge dessen ist bei jeder in Bild 5.8 dargestellten Klapperkurve der dominierende Anteil der Vorgelegewelle enthalten, was zu einem schmalen Klappergeräuschband aller Gangstufen im Vergleich zum Front-/Quer-Getriebe führt. Hierbei ist auch der große Einfluss des R-Gangs (inkl. ZWR) auf Grund dreier Klapperstellen, großem Massenträgheitsmoment und großer Masse des Losrads des R-Gangs ersichtlich. Der 1. Gang trägt ebenfalls einen entscheidenden Beitrag zum Gesamtklapperkurvenverlauf bei.

5.3 Korrelationsvergleich von Mess- und Berechnungsergebnissen

Am Beispiel des 1. Gangs und des Komplettgetriebes werden die Messergebnisse mit den Berechnungsergebnissen des EKM-Simulations- und des -Näherungsverfahrens der beiden Getriebeausführungen verglichen und diskutiert /138, 139/. Die Klapperkurven der Berechnungsverfahren wurden hierbei bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 an den experimentell ermittelten Luftschalldruckpegelverlauf kalibriert, was zu unterschiedlichen Kalibrierfaktoren einzelner Gangstufen führte. Betrachtet man das Komplettgetriebe, so wird der Kalibrierfaktorwert an der Klapperkurve des Gesamtgetriebes ermittelt, was zu einheitlichen Kalibrierfaktoren für alle Gangstufen (Klapperkurven) führt.

5.3.1 Vergleich bei einstufigen und mehrstufigen Gangstufen

Für die einstufige Gangstufe wird am Beispiel des 1. Gangs des Front-/Quer-Getriebes Typ A der Korrelationsvergleich zwischen Mess- und Berechnungsergebnissen dargestellt. Bei einer einzigen Klapperstelle der 1. Gangstufe ist hierbei eine gute Übereinstimmung der berechneten Klapperkurven mit der Messung zu erkennen, Bild 5.9. Die mit dem EKM-Berechnungsverfahren ermittelten Klapperkurven zeigen ein hinreichend gutes Ergebnis.

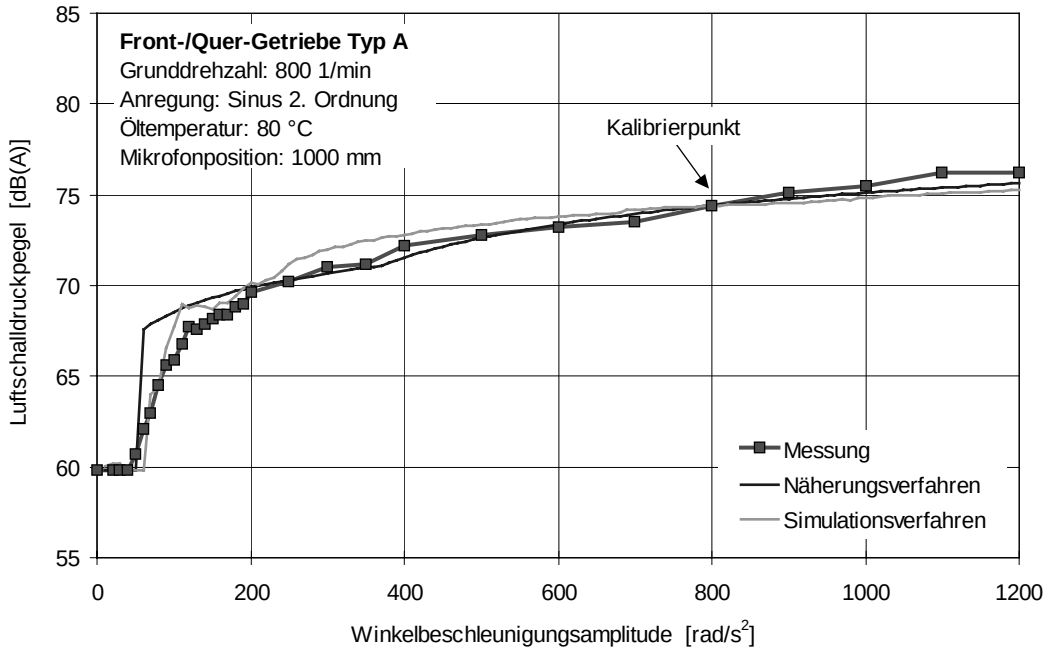


Bild 5.9 Korrelationsvergleich von gemessenen und berechneten Klapperkurven bei einer einstufigen Gangstufe (1. Gangstufe des Front-/Quer-Getriebes Typ A)

Ab einer Winkelbeschleunigung von 200 rad/s^2 sind die berechneten Kurvenverläufe annähernd gleich, wobei die Klapperkurve des Näherungsverfahrens näher an die gemessene Klapperkurve herankommt.

Bei mehrstufigen Gangstufen, wie sie beispielsweise beim Koaxial-Getriebe Typ B vorliegen, weist der Klapperkurvenverlauf infolge zweier Klapperstellen und der gegenseitigen Beeinflussung der beiden Loskomponenten Abweichungen zu der Messkurve auf, Bild 5.10. Beide rechnerisch ermittelten Klapperkurven der 1. Gangstufe zeigen einen ähnlichen Luftschalldruckpegelverlauf. Trotz der Abweichungen ist im Winkelbeschleunigungsbereich um den Kalibrierpunkt zwischen 600 und 900 rad/s^2 eine hinreichend gute Übereinstimmung der Klapperkurven erkennbar.

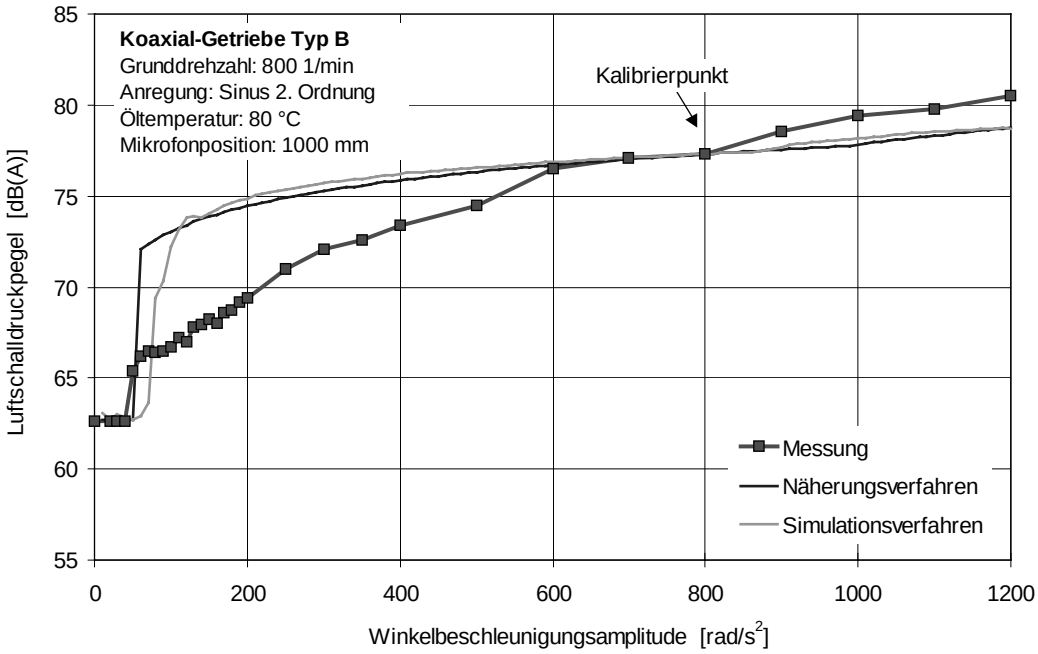


Bild 5.10 Gemessener und berechneter Klapperkurvenverlauf bei einer mehrstufigen Gangstufe (1. Gang des Koaxial-Getriebes Typ B)

5.3.2 Korrelationsvergleich beim kompletten Front-/Quer-Getriebe

Bild 5.11 zeigt den Klapperkurvenvergleich zwischen der Messung und der Berechnung beim Komplettgetriebe in Front-/Quer-Bauweise Typ A, bei dem alle Zahnradstufen und Synchronisierungspakete eingebaut waren. Während die berechneten Klapperkurven im Bereich des Kalibrierpunktes eine gute Übereinstimmung zeigen, ist im unteren Winkelbeschleunigungsbereich eine Abweichung zu erkennen, deren Ursache, wie bereits bei mehrstufigen Gangstufen beschreiben, in der gegenseitigen Beeinflussung der Loskomponenten untereinander und somit im überlagerten Schwingungsverhalten einzelner Gangstufen liegt.

Vergleicht man die Luftschalldruckpegelwerte einzelner Gangstufen und des Komplettgetriebes am Kalibrierpunkt bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2, erkennt man eine hinreichend gute Übereinstimmung der gemessenen und der berechneten Klapperkurvenwerte einzelner Gangstufen, die beim jeweiligen Berechnungsverfahren mit einheitlichem Kalibrierfaktor zur experimentell ermittelten Klapperkurve des Komplettgetriebes kalibriert wurden, Bild 5.12.

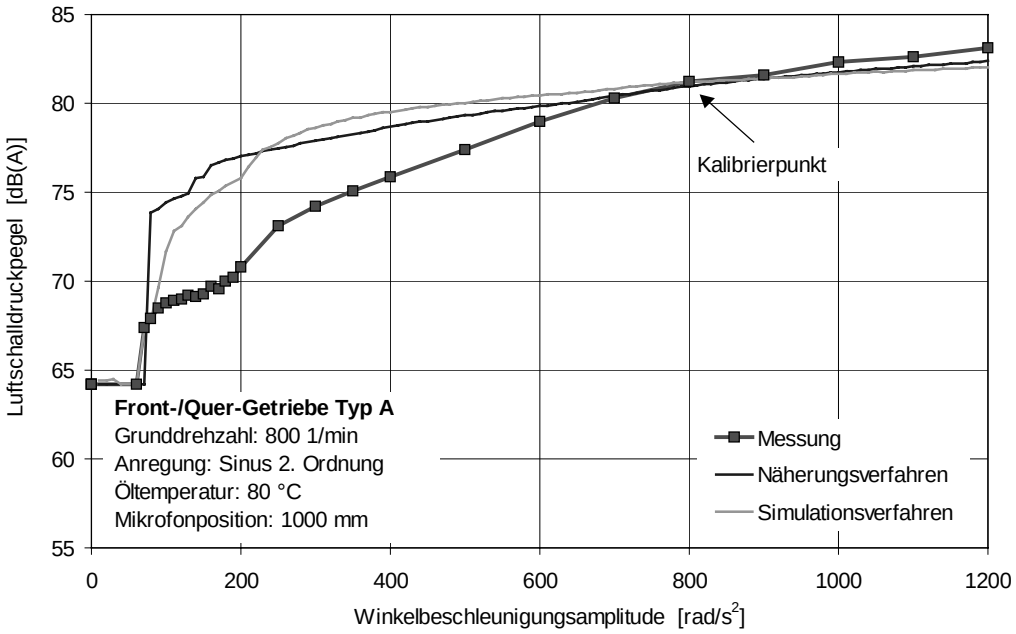


Bild 5.11 Gemessene und berechnete Klapperkurven des kompletten Front-/Quer-Getriebes Typ A /138, 139/

Bei dieser Getriebeausführung zeigen die berechneten Luftschalldruckpegel des 1., 2. und des R-Gangs um ca. 2 – 3 dB(A) höhere Werte gegenüber den gemessenen Luftschalldruckpegeln auf, während der 5. Gang trotz der erhöhten Ölmenge im Getriebe, die auf Grund der Nachbildung der vorherrschenden Ölschmierung beim Komplettgetriebe notwendig war, einen erhöhten Messpegel zeigt. Beim Luftschalldruckpegel des Komplettgetriebes sind auch die Geräuschanteile der Synchronisierungen der 3. und 4. Gangstufe berücksichtigt.

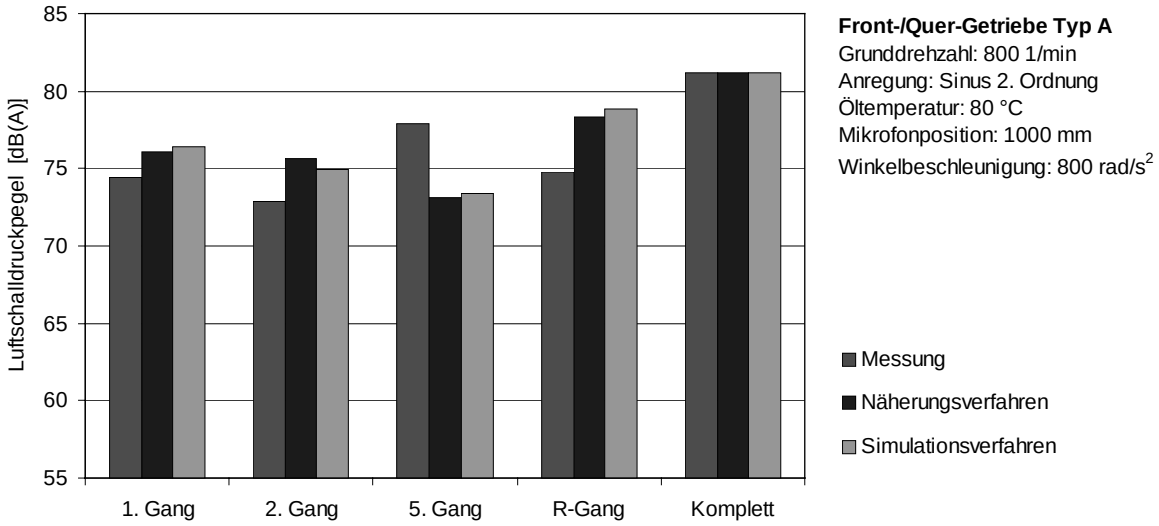


Bild 5.12 Luftschalldruckpegelwerte von gemessenen und berechneten Klapperkurven im Leerlauf bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 des Front-/Quer-Getriebes Typ A

5.3.3 Korrelationsvergleich beim kompletten Koaxial-Getriebe

Bei diesem Vergleich der berechneten und gemessenen Klapperkurvenverläufe des kompletten Koaxial-Getriebes Typ B erkennt man eine für die Berechnung charakteristische

Abweichung der rechnerisch ermittelten Luftschalldruckpegelverläufe zu der Messklapperkurve, Bild 5.13, die auf gegenseitige Beeinflussung der Loskomponenten des Getriebes zurückzuführen ist und die von den EKM-Berechnungsverfahren nicht erfasst wird. Auf Grund des sehr großen Vorgelegewelleneinflusses auf den Klapperkurvenverlauf des Komplettgetriebes ist jedoch die Abweichung deutlich geringer. In einem Winkelbeschleunigungsbereich um den Kalibrierpunkt ist von 400 bis 1000 rad/s^2 eine hinreichend gute Übereinstimmung der mit dem Simulations- und Näherungsverfahren ermittelten Klapperkurven, die etwa einen gleichen Verlauf aufweisen, zu der Messklapperkurve des Komplettgetriebes zu erkennen.

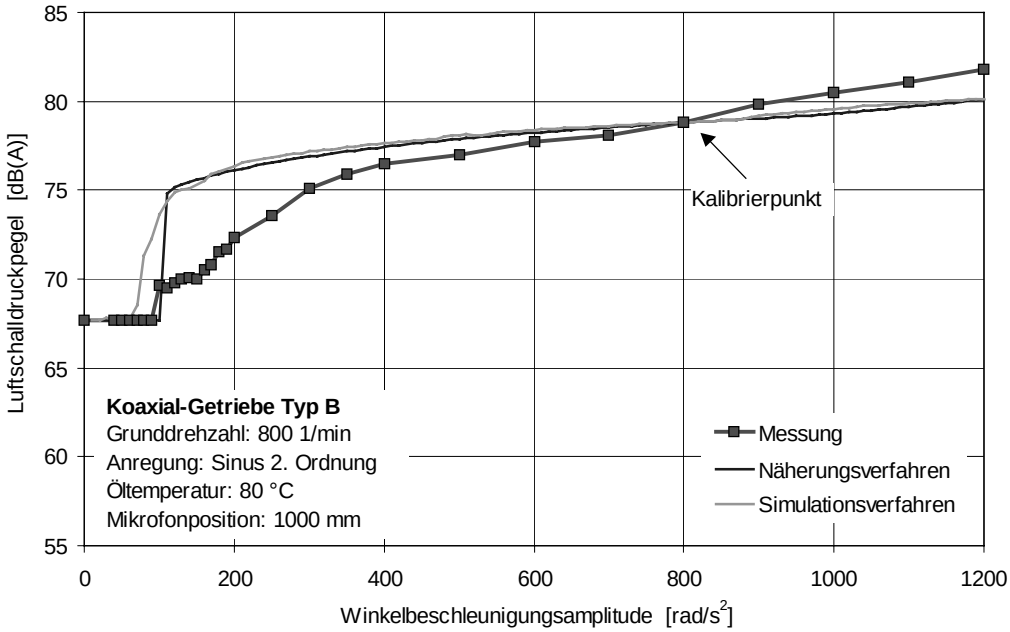


Bild 5.13 Korrelationsvergleich der gemessenen und rechnerisch ermittelten Luftschalldruckpegelverläufe des kompletten Koaxial-Getriebes Typ B /138, 139/

Beim Koaxial-Getriebe sind die Unterschiede zwischen den gemessenen und den berechneten Luftschalldruckpegeln wegen des Vorgelegewelleneinflusses bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 deutlich geringer, Bild 5.14.

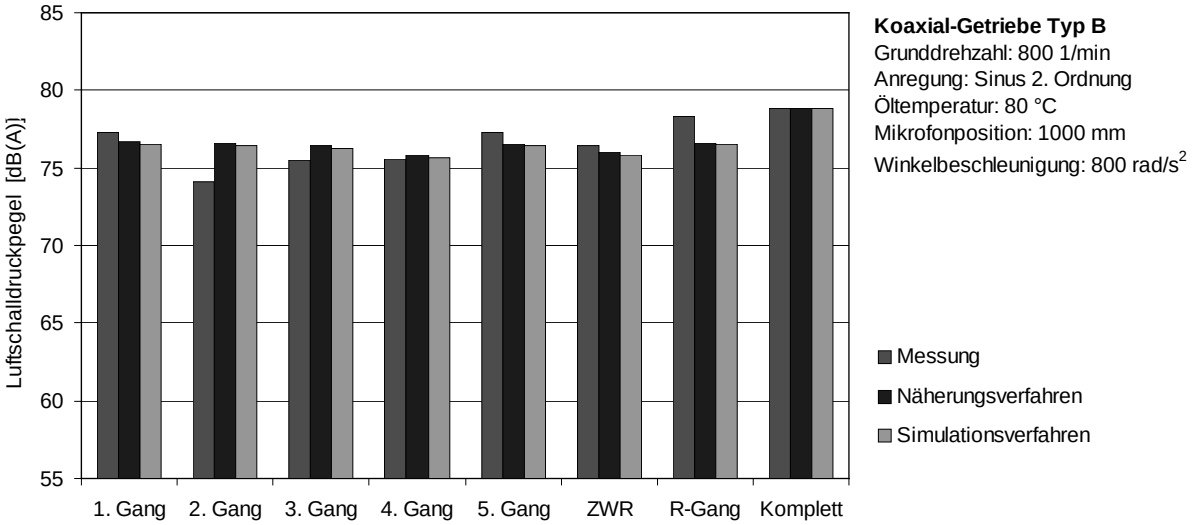


Bild 5.14 Luftschalldruckpegelwerte von gemessenen und berechneten Leerlauf-Klapperkurven bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 des Getriebes Typ B

Die Gänge 2., 3. und 4. wurden bei dieser Winkelbeschleunigungsamplitude mit einem um bis zu 2 dB(A) höherem Luftschalldruckpegelwert ermittelt, während der 1., 5., R-Gang und das Zwischenrad um bis zu 2 dB(A) niedrigere Berechnungswerte aufweisen. Die Ergebnisse beider EKM-Berechnungsverfahren, des Simulations- und des Näherungsverfahrens, sind nahezu identisch, die Abweichungen voneinander liegen unter 1 dB(A).

Bild 5.15 stellt zur Verdeutlichung des dominierenden Einflusses der Vorgelegewelle des Koaxial-Getriebes die mit EKM-Berechnungsverfahren im Leerlauf ermittelten Luftschalldruckpegel einzelner Gangstufen und des Gesamtgetriebes beim gleichen, einheitlichen Kalibrierfaktor wie bei den einzelnen Klapperkurven in Bild 5.14 dar. Hierbei ist neben der dominierenden Vorgelegewelle der starke Einfluss des 1., 2., 5. und R-Gangs auf den Gesamtklappergeräuschpegel zu erkennen. Diese Reihenfolge spiegelt sich bei der Betrachtung des Massenträgheitsmoments und der Masse wieder, vgl. Bild 5.5a.

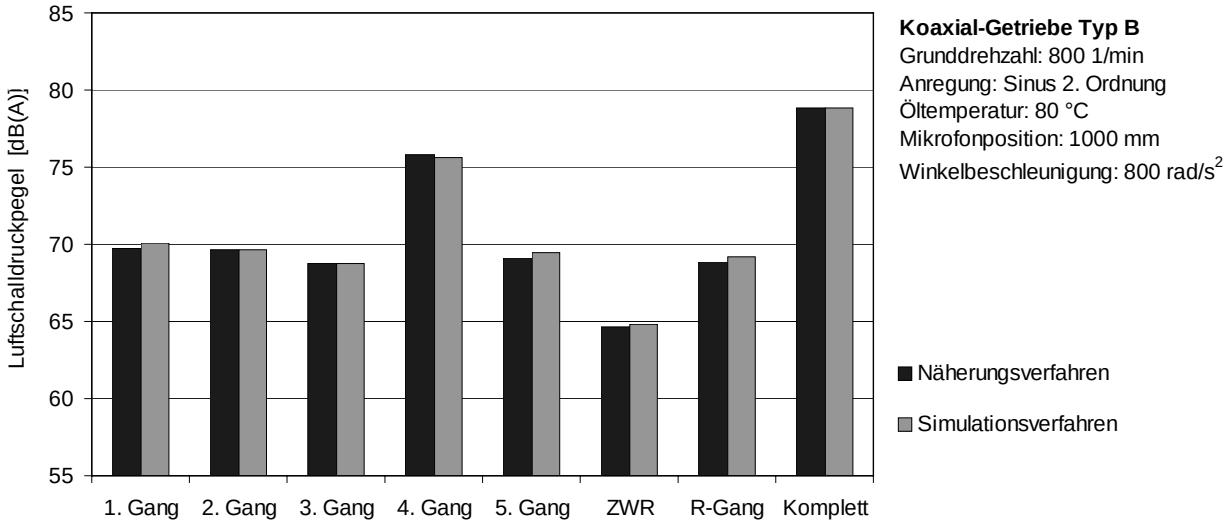


Bild 5.15 Berechnete Luftschalldruckpegelwerte einzelner Gangstufen und des kompletten Koaxial-Getriebes Typ B im Leerlauf

5.4 Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von baugleichen Pkw-Koaxial-Getrieben

In diesem Abschnitt wird am Beispiel zweier 5-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebe baugleicher Ausführung aber unterschiedlicher Getriebeeingangsdrehmomentklasse der Größeneinfluss insbesondere der Masse, des Massenträgheitsmoments und des auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoments auf das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten diskutiert. Mit Hilfe des EKM-Näherungsverfahrens werden die dominierenden Loskomponenten dieser Getriebe ermittelt. Darüber hinaus wird der Einfluss der Betriebsparameter auf die Klappergeräuschneigung der Getriebe dargestellt.

5.4.1 Vergleich zweier baugleicher Koaxial-Getriebe

Die beiden baugleichen Getriebe in Vorgelegebauweise werden bei hinterradgetriebenen Fahrzeugen eingesetzt, deren max. Eingangsdrehmoment 325 Nm (Typ C) bei einem

Achsabstand von 80 mm und 400 Nm (Typ D) beim Achsabstand von 89 mm beträgt. Hauptmerkmal dieser zweistufigen Getriebe ist die Anordnung der Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle, Bild 5.16, was zur Klappergeräuschreduzierung im Betriebszustand Leerlauf führt. Alle anderen Losräder sind auf der Getriebeausgangswelle angeordnet. Das führt im Leerlauf zu fünf Klapperstellen, während bei geschalteter Gangstufe die Zahl der Losrad-Klapperstellen zwischen 4 und 7 variiert, wobei die maximale Klapperstellenanzahl im 5. Gang, dem Direktgang auftritt.

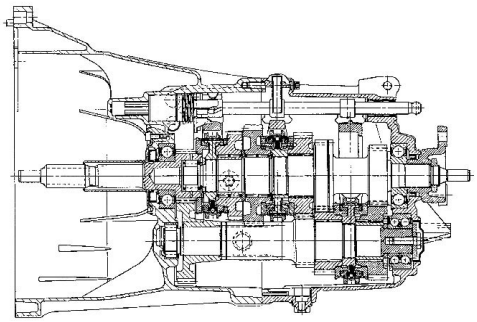
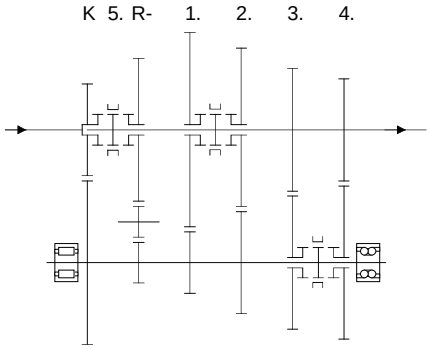
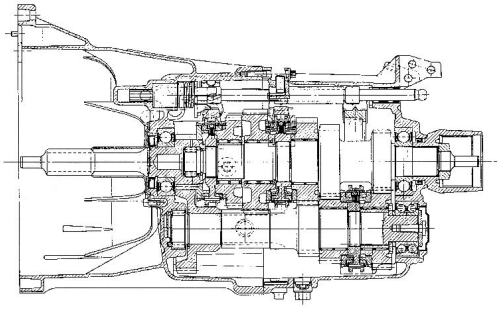
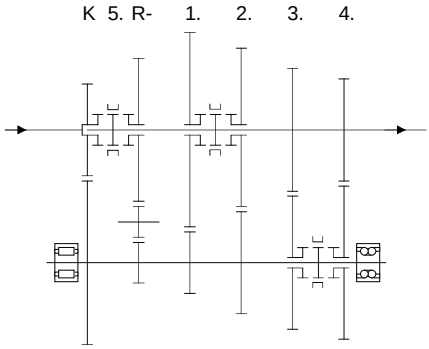
5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ C		Technische Daten
		T_{max} = 325 Nm a = 80 mm i_1 = 4,210 i_2 = 2,493 i_3 = 1,664 i_4 = 1,240 i_5 = 1,000 i_R = 3,852 i_K = 1,433
5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ D		**Technische Daten**
		T_{max} = 400 Nm a = 89 mm i_1 = 5,243 i_2 = 2,921 i_3 = 1,818 i_4 = 1,266 i_5 = 1,000 i_R = 4,717 i_K = 1,704

Bild 5.16 Fünf-Gang-Koaxial-Getriebe in Vorgelegebauweise

Die Losräder der 1. und der 2. Gangstufe der beiden baugleichen Getriebe weisen neben der Vorgelegewelle eine große Masse auf, Bild 5.17a.

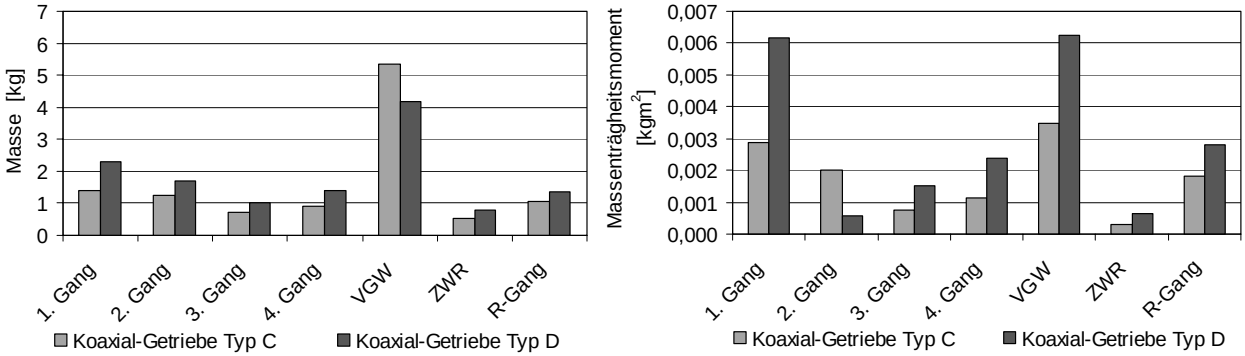


Bild 5.17 Massen- und Massenträgheitsmomentverhältnisse der zweistufigen Koaxial-Getriebe Typ C und D

Vergleicht man die Massenverhältnisse beider Getriebe untereinander, erkennt man deutlich die erhöhten Massen einzelner Losräder bis auf die Vorgelegewelle des Getriebes Typ D, das für ein größeres Eingangsdrehmoment konzipiert wurde. Ein ähnliches Verhalten ist bei den Massenträgheitsmomentverhältnissen einzelner Losräder der beiden Koaxial-Getriebe zu erkennen, Bild 5.17b. Hierbei dominieren neben der Vorgelegewelle ebenso die Losräder der 1. und der 2. Gangstufe. Das Getriebe Typ D weist deutlich größere Massenträgheitsmomente im Vergleich zum Getriebe Typ C auf, insbesondere die Vorgelegewelle sowie die Losräder der 1. und 2. Gangstufe.

Die Verdrehflankenspiele der zweistufigen Getriebe in Vorgelegebauweise sind beim Getriebe Typ C etwa von gleicher Größe knapp über 0,08 mm, während sie beim Getriebe Typ D zum Teil oberhalb von 0,1 mm liegen, Bild 5.18. Das bei der rechnerischen Betrachtung angenommene Axialspiel beider Getriebe betrug 0,2 mm.

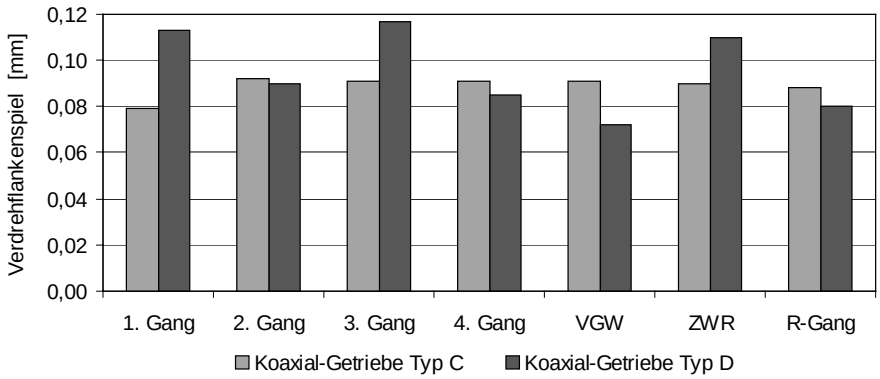


Bild. 5.18 Verdrehflankenspiele der Getriebe in Vorgelegebauweise Typ C und D

Die Größe der Winkelbeschleunigung der treibenden Festräder des Getriebes Typ D ist in Bild 5.19 zu sehen. Infolge unterschiedlicher Übersetzung werden die einzelnen Losräder mit unterschiedlicher Winkelbeschleunigung angeregt. Bei dieser Darstellung ist die in jedem Betriebszustand zur Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung angeregte Anzahl der Gangstufen erkennbar.

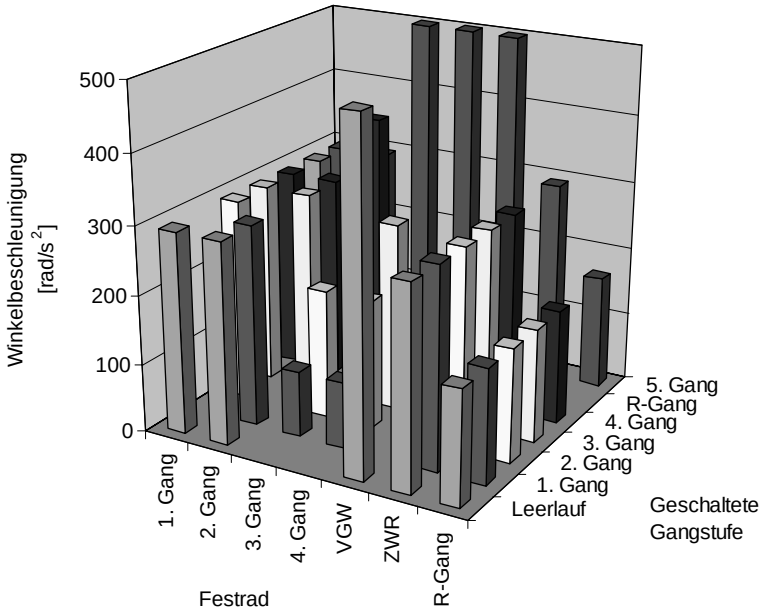


Bild 5.19 Festrad-Winkelbeschleunigungsamplituden im jeweiligen Betriebszustand des Getriebes Typ D bei einer Eingangswinkelbeschleunigung von 500 rad/s^2

Im Leerlauf sind fünf Klapperstellen vorhanden und die Vorgelegewelle wird, wie auch im Direktgang neben den Losrädern des 3. und 4. Gangs mit der gleich großen Getriebeeingangswellen-Winkelbeschleunigungsamplitude angeregt. In den anderen geschalteten Gangstufen ist die Vorgelegewelle im Leistungsfluss und trägt somit nicht zur Geräuschbildung bei. Entsprechend den Übersetzungen beim Getriebe Typ C kommt es zu einem ähnlichen Winkelbeschleunigungsverhalten der Festräder.

5.4.2 Einfluss der Grunddrehzahl

Einen wesentlichen Einfluss auf die Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung eines Fahrzeuggetriebes haben neben den Konstruktionsparametern die Betriebsparameter, zu denen die Grunddrehzahl und die Ordnung des Verbrennungsmotors gehören, vgl. Kap. 3.3. Diese Betriebsparameter können im Hinblick auf die Klappergeräuschreduzierung in einem kleinen Bereich beeinflusst werden.

Eine Erhöhung der Grunddrehzahl führt infolge zunehmender Anzahl der Klapperstöße in einem konstanten Zeitbereich zum Anstieg des abgestrahlten Luftschalldruckpegels. Beispielsweise beim größeren Getriebe Typ D tritt bei einer idealisierten sinusförmigen Anregung 3. Ordnung bei einer Grunddrehzahlverdoppelung von 500 auf 1000 1/min im oberen Winkelbeschleunigungsbereich eine Luftschalldruckpegelzunahme von 4 dB(A) auf, vgl. Bild 5.20.

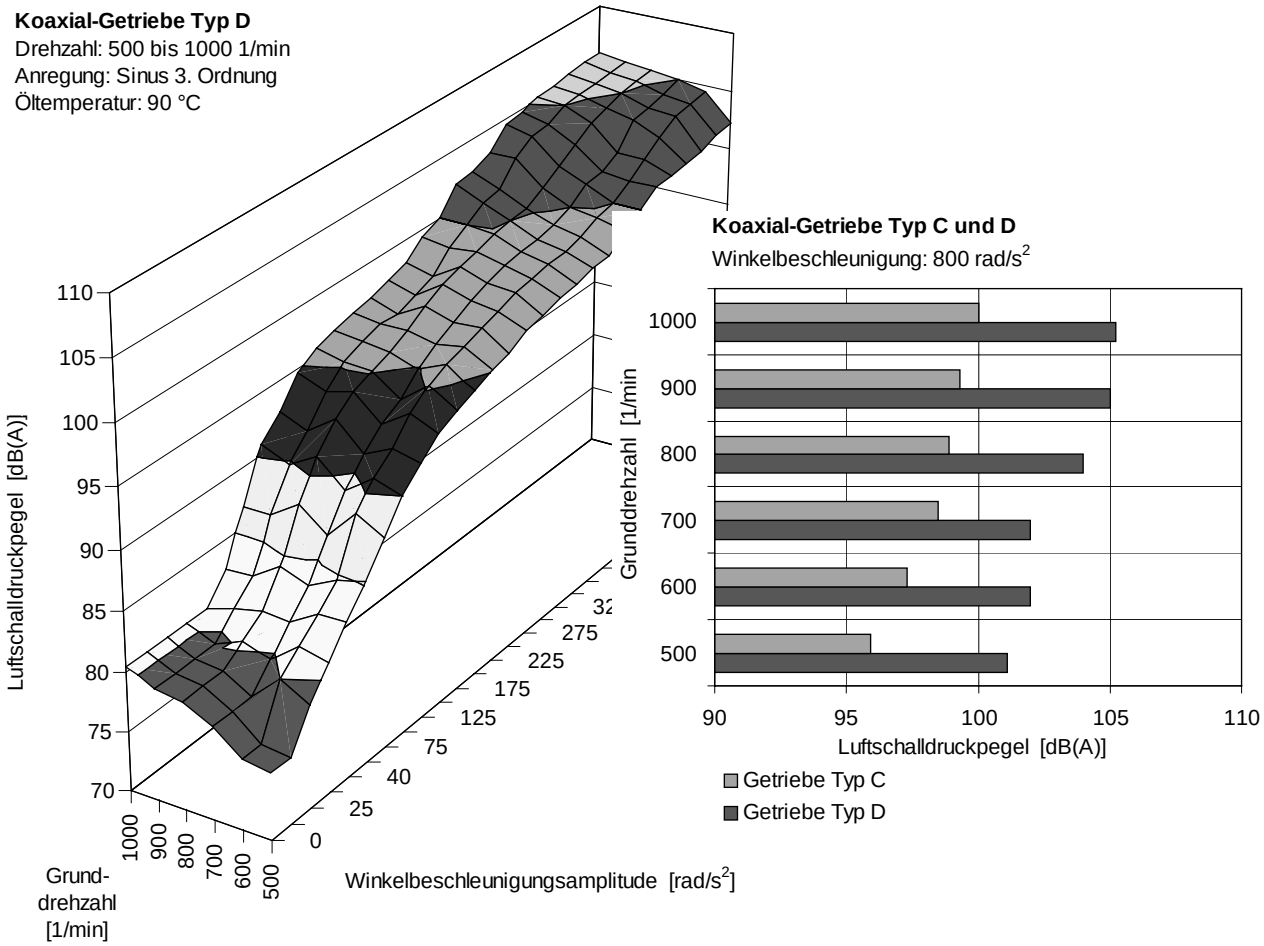


Bild 5.20 Drehzahlbezogener 3D-Klapperkurvenverlauf des Koaxial-Getriebes Typ D bei einer Anregung dritter Ordnung und Vergleich des Leerlaufdrehzahleinflusses der beiden baugleichen Getriebe bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s²

Anhand der dreidimensionalen Klapperkurve lässt sich auch das günstigste Klappergeräuschverhalten eines Getriebes im Leerlaufdrehzahl-Bereich entnehmen. Bei dem hier betrachteten Getriebe Typ D weisen besonders die Grunddrehzahlbereiche von 500 1/min sowie im Nahfeld von 700 und 900 1/min Klappergeräuschminima auf, Bild 5.20. Die Grundgeräuschpegel-Bandbreite, die einer Drehzahlrampe zwischen 500 und 1000 1/min entspricht, beträgt über 5 dB(A). Vergleicht man den Leerlaufdrehzahleinfluss auf das Klappergeräuschverhalten beider baugleicher Koaxial-Getriebe, so erkennt man bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 eine erhebliche Zunahme des Luftschalldruckpegels des Getriebes Typ D zum Getriebe Typ C, Bild 5.20, die sich über 5 dB(A) erstreckt. Dies ist vor allem auf die deutlich größeren Massen und größeren Massenträgheitsmomente der Loskomponenten des Getriebes Typ D, insbesondere der Vorgelegewelle zurückzuführen.

5.4.3 Einfluss der Motorordnung

Der Einfluss eines weiteren wesentlichen Betriebsparameters, der Motorordnung, ist am Beispiel des Getriebes Typ D in Vorgelegebauweise bei einer Leerlaufdrehzahl von 800 1/min in Bild 5.21 dargestellt. Hierbei ist mit Zunahme der Motorordnung ein deutlicher Anstieg des Luftschalldruckpegels zu erkennen, der auf zunehmende Klapperstöße in einer Wellenumdrehung bzw. in konstantem Zeitbereich zurückzuführen ist. Die Luftschalldruckpegelbandbreite zwischen einer sinusförmigen Anregung 2. und 5. Motorordnung erstreckt sich bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden bis auf 7 dB(A).

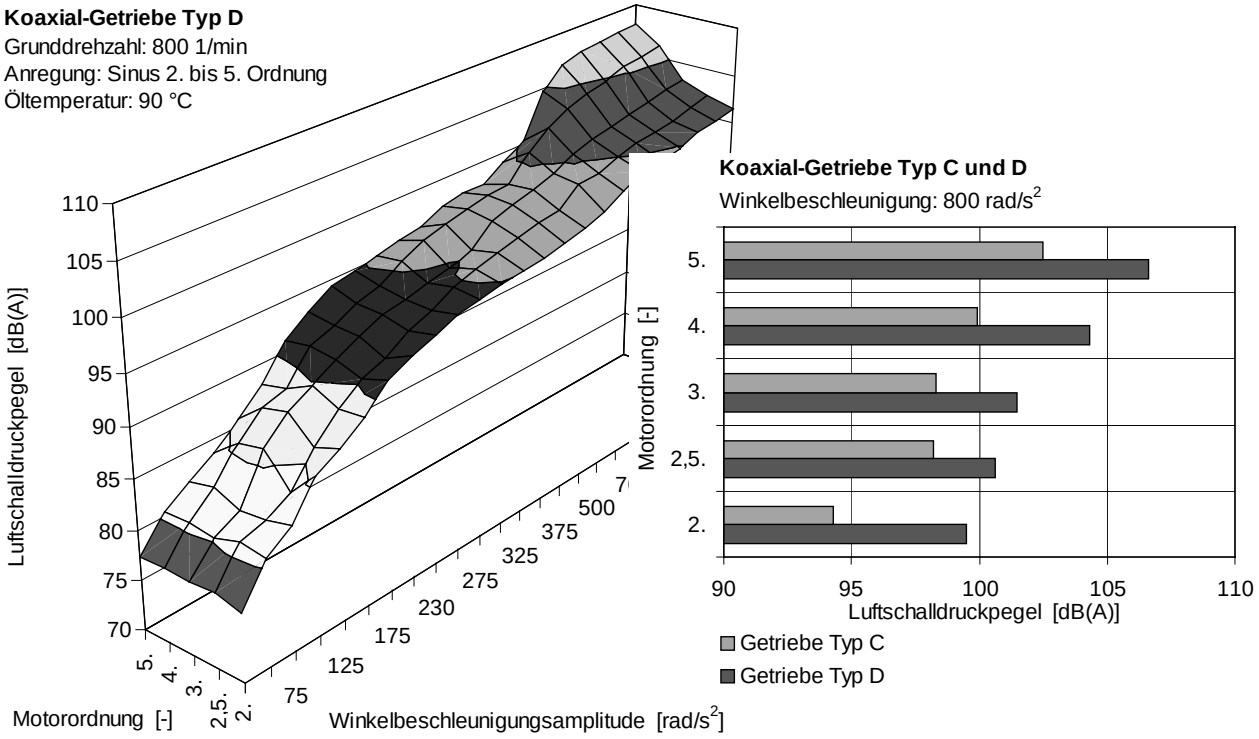


Bild 5.21 3D-Klapperkurvenverlauf in Abhängigkeit der Motorordnung des Koaxial-Getriebes Typ D und Ordnungseinfluss bei den beiden Koaxial-Getrieben Typ C und D bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2

Mit steigender Motorordnung tritt die Klappergrenze infolge zunehmender Anzahl der Sinusperioden pro Wellenumdrehung früher auf. Das relative Klappergeräuschminimum im betrachteten Winkelbeschleunigungsbereich ist hierbei zum einen bei einem Vier-Zylinder-Vier-Takt-Verbrennungsmotor und zum anderen im Nahfeld der 3. Motorordnung zu finden. Beim direkten Vergleich der baugleichen Koaxial-Getriebe sind wie auch beim Grunddrehzahleinfluss die Luftschalldruckpegel des größeren Getriebes Typ D deutlich höher, insbesondere bei der 2. Motorordnung. Dabei erstreckt sich die Luftschalldruckpegeldifferenz von 3 bis über 5 dB(A). Hier erkennt man den deutlich größeren Massen- und Massenträgheitsmomenteinfluss der Loskomponenten des Getriebes Typ D.

5.4.4 Abhängigkeit des Klappergeräuschpegels vom reduzierten Massenträgheitsmoment

Der Luftschalldruckpegelverlauf der beiden baugleichen Getriebe in Vorgelegebauweise unterschiedlicher Größe ist im Betriebszustand Leerlauf proportional zum auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment der rotierenden Komponenten, Bild 5.22. Eine Massenträgheitsmomentsteigerung des Komplettgetriebes Typ D im Leerlauf um 0,001 kgm^2 im Vergleich zum Typ C, was einer 30 %-gen Steigerung entspricht, hat eine Zunahme des Luftschalldruckpegels um ca. 4 dB(A) zur Folge.

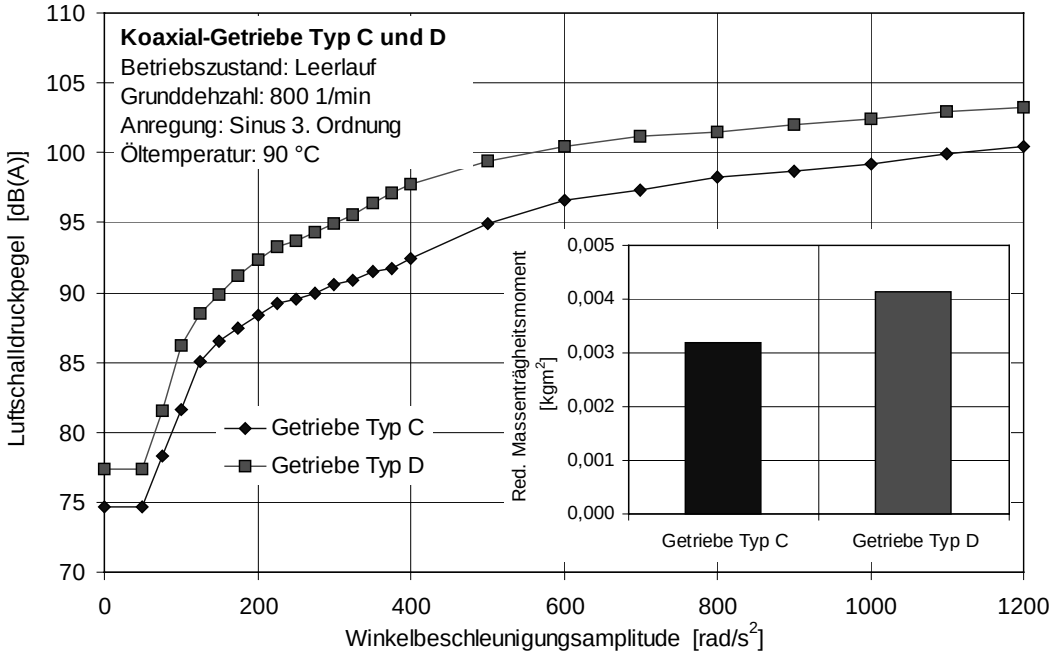


Bild 5.22 Klapperkurvenverläufe beider Koaxial-Getriebe im Vergleich zu den auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmomente im Leerlauf

5.4.5 Einfluss dominierender Loskomponenten im Leerlauf

Anhand des Getriebeaufbaus und der für das Klapper- und Rasselgeräusch verantwortlichen Konstruktionsparameter der Loskomponenten, vgl. Kap. 5.4.1, lassen sich bereits

die dominierenden Loskomponenten eines Fahrzeuggetriebes ermitteln. Da beide Koaxial-Getriebe baugleich sind, sind entsprechend gleiche Loskomponenten jedoch unterschiedlicher Größe für die Klappergeräuschneigung verantwortlich. Mit Hilfe des erweiterten EKM-Näherungsverfahrens, vgl. Kap. 3.5.2, wird der Einfluss einzelner Loskomponenten auf das Klappergeräuschverhalten näherungsweise ermittelt. Bei der detaillierten Klappergeräuschbetrachtung einzelner loser Getriebekomponenten ist beispielsweise beim Getriebe Typ D im Leerlauf der große Einfluss der Vorgelegewelle deutlich erkennbar, Bild 5.23. Die Klapperkurve der Vorgelegewelle liegt mit 2,5 dB(A) knapp unterhalb dem Luftschalldruckpegelverlauf des kompletten Getriebes, aber 5 dB(A) oberhalb des Geräuschpegels der restlichen Losräder, die vom Schaltrad der 1. Gangstufe angeführt werden. Aus diesem Klapperkurven-Diagramm ist infolge des logarithmischen Geräuschverhältnisses der geringe Einfluss restlicher Losräder auf das Klappergeräuschverhalten des Komplettgetriebes, die mit über 8 dB(A) unterhalb der Klapperkurve des Komplettgetriebes liegen, erkennbar.

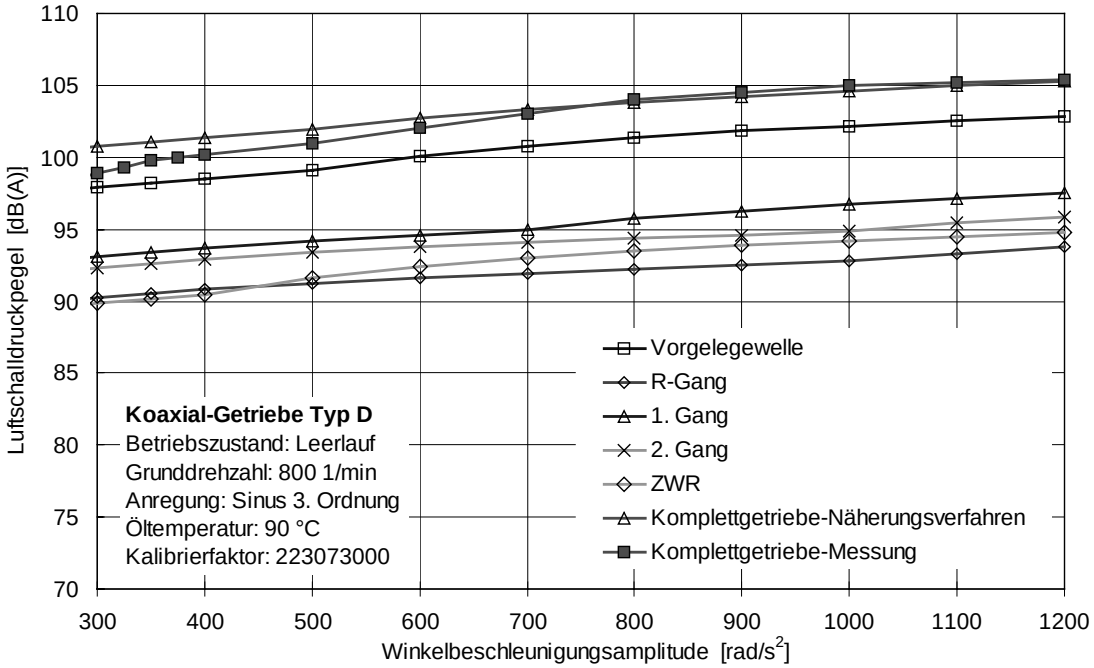


Bild 5.23 Einfluss einzelner Loskomponenten auf die Klapperkurve des kompletten Koaxial-Getriebes Typ D im Leerlauf (Kalibrierpunkt bei 800 rad/s^2)

Ein Vergleich der Luftschalldruckpegelverhältnisse einzelner Loskomponenten der beiden Koaxial-Getriebe im Leerlauf bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 zeigt einen deutlich stärkeren Einfluss der Vorgelegewelle beim Getriebe Typ C im Vergleich zum Typ D, Bild 5.24. Dies ist insbesondere auf die größere Masse aber auch auf ein größeres Verdrehflankenspiel zurückzuführen, vgl. Bild 5.17 und 5.18. Der Geräuschpegelwert der Vorgelegewellenklapperkurve des Getriebes Typ C liegt knapp unter dem Geräuschpegel des kompletten Getriebes und mit über 7 dB(A) oberhalb den Klappergeräuschwerten der anderen Losräder. Im Gegensatz zum Getriebe Typ D weist hierbei das Losrad der 2. Gangstufe neben der Vorgelegewelle den größten Luftschalldruckpegel auf.

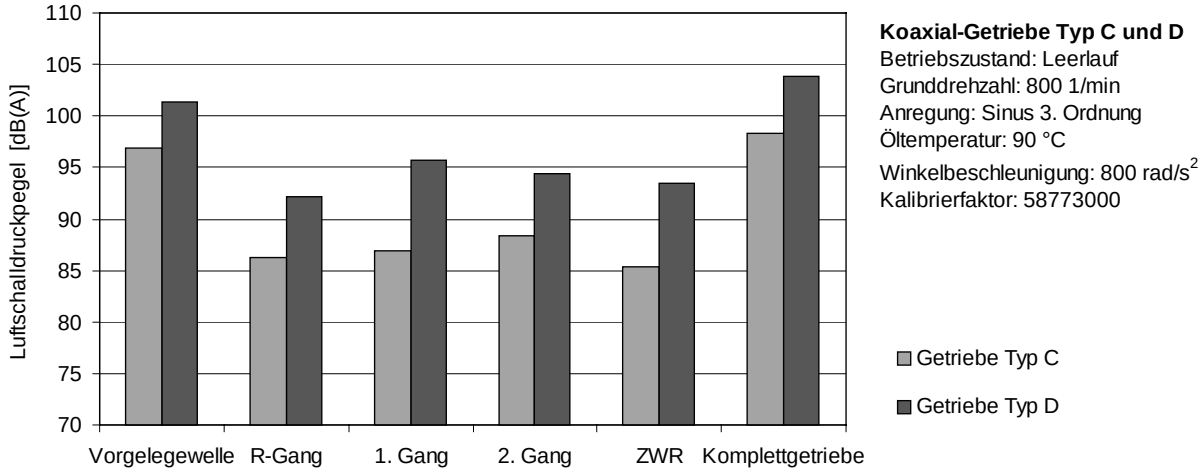


Bild 5.24 Vergleich der Luftschalldruckpegelverhältnisse einzelner Loskomponenten der bauartgleichen Getriebe Typ C und D im Leerlauf bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2

5.4.6 Rasselgeräuschverhalten baugleicher Koaxial-Getriebe

Wie die Klappergeräuschneigung ist auch das Rasselgeräuschverhalten von Getrieben neben dem Verdrehflanken- und dem Axialspiel sehr stark insbesondere von den Massen und den Massenträgheitsmomenten der Loskomponenten abhängig. Bei den betrachteten Getrieben in Koaxialbauweise leistet jedoch die dominierende Loskomponente – die Vorgelegewelle – bis auf den Direktgang infolge des Leistungsflusses keinen Beitrag zur Luftschalldruckpegelentfaltung.

Am Beispiel des 5-Gang-Koaxial-Getriebes Typ D im Zugbetrieb ist in Bild 5.25 dessen Rasselgeräuschentfaltung im Vergleich zum Leerlaufbetrieb dargestellt. Dabei ist mit höhergeschalteter Gangstufe die zunehmende Luftschalldruckpegelabstrahlung des Getriebes zu erkennen. Die geringste Rasselgeräuschentfaltung ist infolge dreier leistungsflussbehafteter Loskomponenten beim geschalteten Rückwärtsgang (Vorgelegewelle, Zwischenrad und Losrad des R-Gangs) festzustellen.

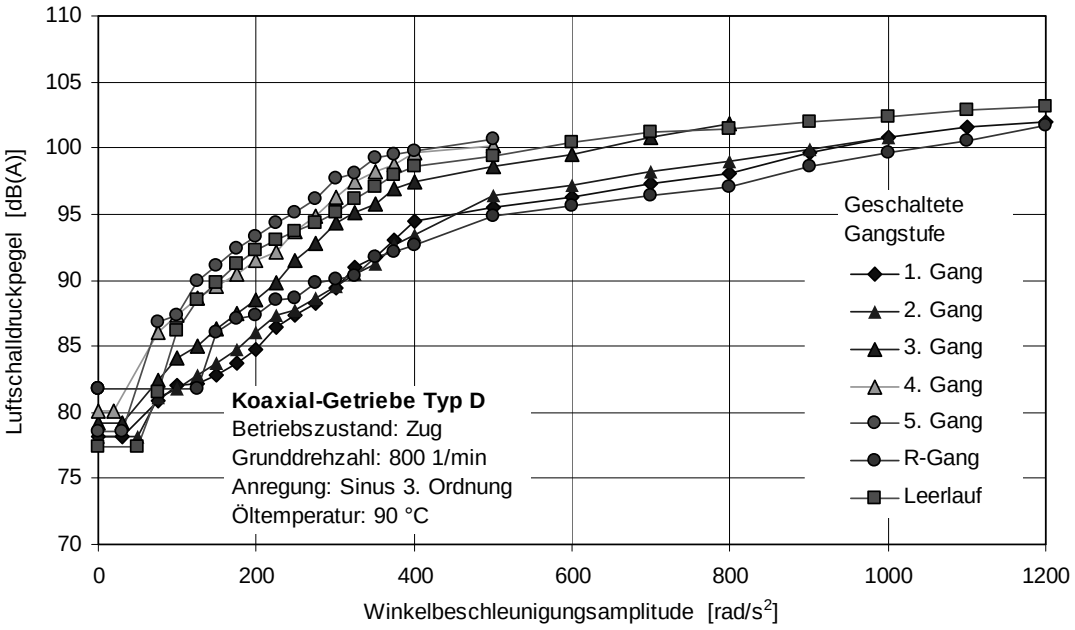


Bild 5.25 Rasselgeräuschentfaltung des Koaxial-Getriebes Typ D im Vergleich zum Leerlaufverhalten

Dagegen tritt bei der geschalteten 5. Gangstufe, dem Direktgang, der größte Geräuschpegel auf, der wie auch die Klapperkurve der geschalteten 4. Gangstufe oberhalb der Leerlauf-Klapperkurve liegt.

Aus diesen Ergebnissen kann die dominierende Gangstufe eines Getriebes abgeleitet werden. Beispielsweise weist hierbei der geschaltete 1. Gang neben dem R-Gang (inkl. ZWR) infolge der Verspannung deren Loskomponenten einen minimalen Geräuschpegel auf, was auf einen starken Einfluss im Getriebe hindeutet. Dagegen ist beim geschalteten 5. Gang, bei dem alle Loskomponenten zur Rasselgeräuschentfaltung angeregt werden, von diesem Losrad kaum eine nennenswerte Geräuschbeeinträchtigung zu erwarten.

Bei einem direkten Vergleich der beiden baugleichen Koaxial-Getriebe im Zugbetrieb und im Leerlauf bei einer Winkelbeschleunigung von 500 rad/s^2 ist der deutlich größere Luftschalldruckpegel des Getriebes Typ D auffallend, Bild 5.26. Zwischen diesen Getrieben ist im Leerlauf ein Luftschalldruckpegelanstieg von 4,5 dB(A) und im Zugbetrieb bis zu 6 dB(A) zu erkennen. Auch beim Getriebe Typ C steigt der Rasselgeräuschpegel mit höhergeschalteter Gangstufe an und nur die Rasselpegelwerte des geschalteten 4. und 5. Gangs liegen oberhalb dem Klappergeräuschwert im Leerlauf des Getriebes.

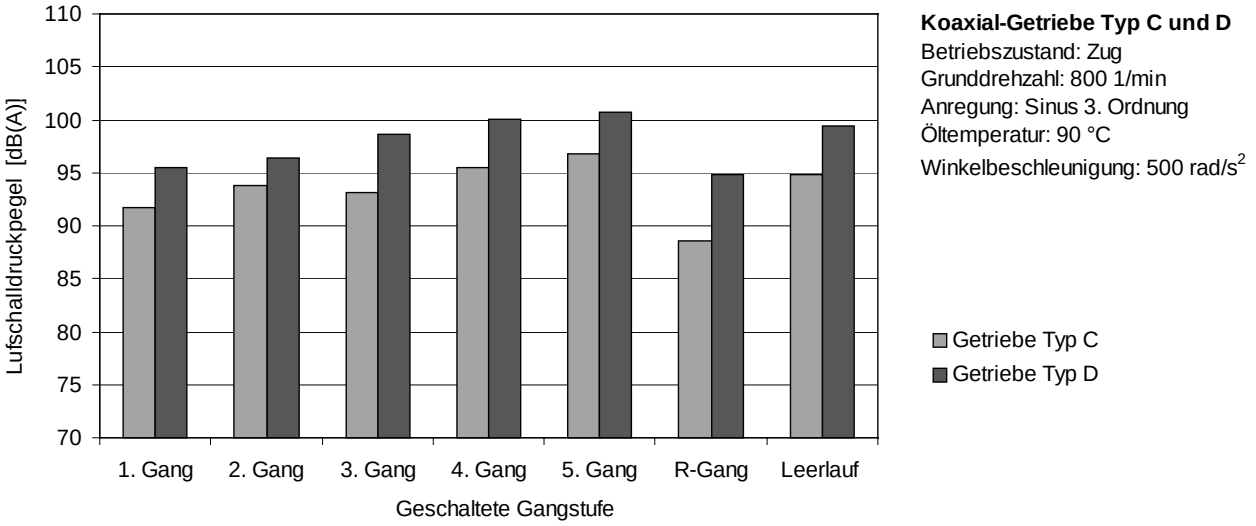


Bild 5.26 Vergleich der Luftschalldruckpegel der identischen Koaxial-Getriebe Typ C und D im Zugbetrieb bei einer Winkelbeschleunigung von 500 rad/s^2

Ein direkter Zusammenhang des abgestrahlten Rasselgeräuschs mit dem auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment des Getriebes ist hierbei für die jeweils geschaltete Gangstufe zu erkennen, das in Bild 5.27 am Beispiel des Getriebes Typ D bei einer Winkelbeschleunigung von 500 rad/s^2 zu sehen ist. Mit steigendem auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment und somit kleiner werdender Übersetzung, was einer höhergeschalteten Gangstufe entspricht, nimmt der Rasselgeräuschpegel des Koaxial-Getriebes zu.

Anhand der vorliegenden Parameter einzelner Getriebekomponenten und der Messergebnisse der Rasselgeräuschuntersuchung eines Komplettgetriebes lassen sich mit Hilfe des EKM-Näherungsverfahrens die einflussreichsten Loskomponenten ermitteln.

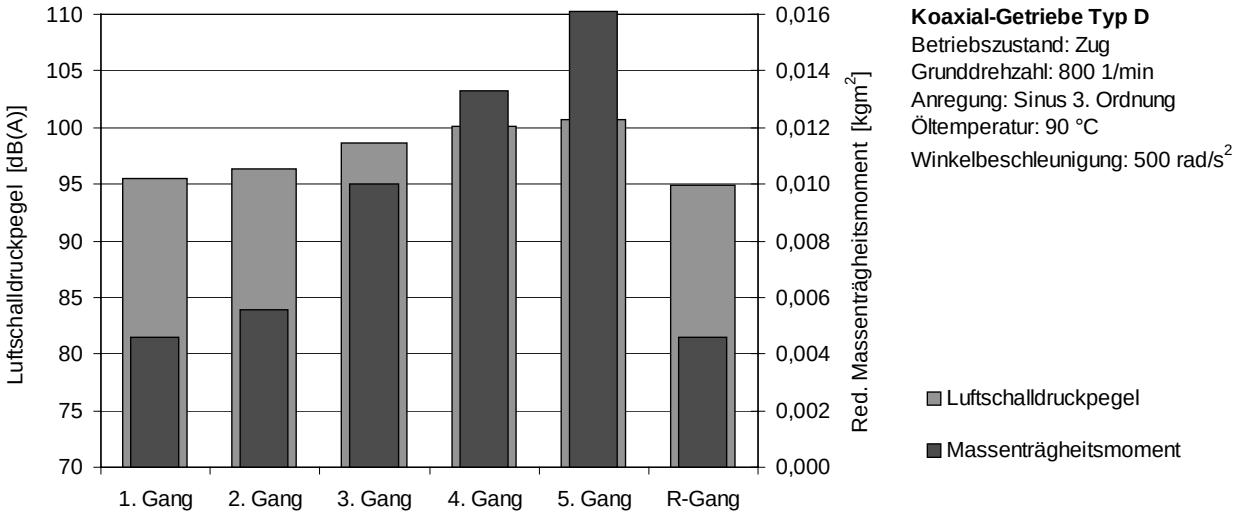


Bild 5.27 Einfluss des auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoments der jeweils geschalteten Gangstufe auf das Rasselgeräusch bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 beim Getriebe Typ D

Am Beispiel der geschalteten 2. Gangstufe des Koaxial-Getriebes Typ D ist als die einflussreichste Loskomponente das Schaltrad der 1. Gangstufe zu identifizieren, Bild 5.28. Sie liegt mit 4 dB(A) infolge des Wegfalls der im Leistungsfluss befindlichen Vorgelegewelle sowie der 2. Gangstufe unterhalb der Geräuschabstrahlung des Komplettgetriebes. Dahinter folgen die Schalträder der 3. und 4. Gangstufe sowie die Losräder des Rückwärtsgangs und des Zwischenrads, das infolge höherer Anregung und dessen großem Verdrehflankenspiel über den Geräuschpegeln des 3. und 4. Gangs liegt.

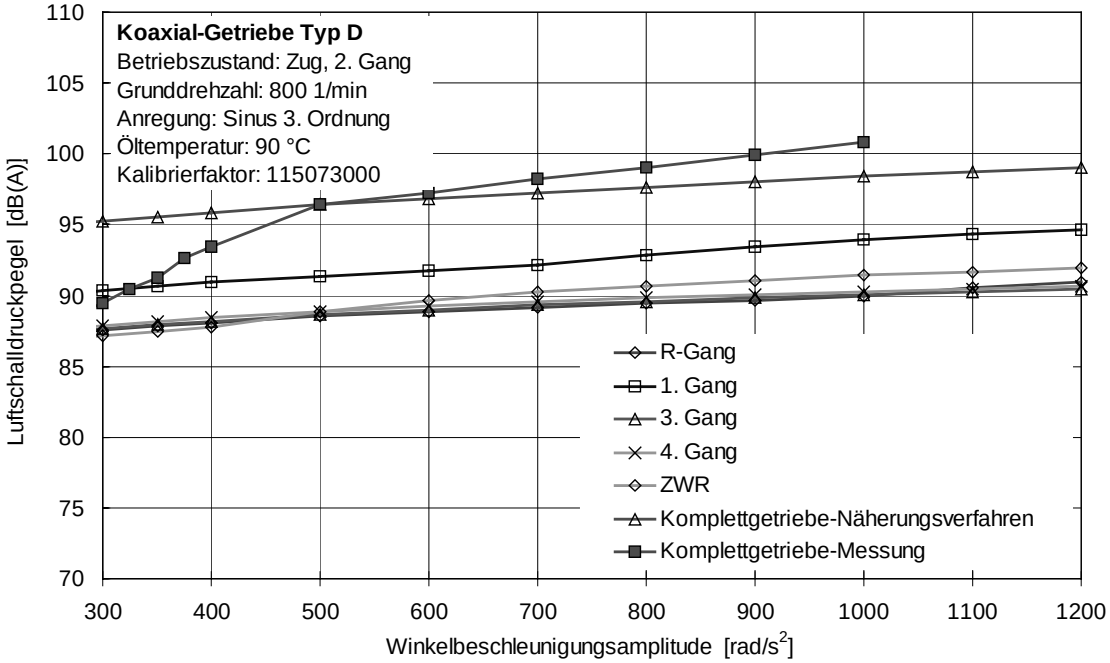


Bild 5.28 Einfluss einzelner Loskomponenten beim Rasselgeräuschverhalten des Koaxial-Getriebes Typ D beim geschalteten 2. Gang

5.5 Einfluss wesentlicher Getriebeauslegungsparameter auf das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw-Getrieben

Der Wunsch nach der rechnerischen Ermittlung des absoluten Luftschalldruckpegels bei der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung von kompletten Getrieben legt den Gedanken nahe, auf der Basis vorliegender Getriebeausführungen einen mathematischen Zusammenhang zwischen deren absoluter Luftschalldruckpegelabstrahlung und den wesentlichen Getriebeauslegungsparametern bestimmen zu können.

Unter Betrachtung wesentlicher Auslegungsparameter eines Fahrzeuggetriebes wie des Getriebeeingangsdrehmoments, des Achsabstands und des auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoments wird mit Hilfe von statistischen Regressionsanalyseverfahren die hinreichende Abschätzung dessen absoluten Luftschalldruckpegels aufgezeigt. Ziel ist hierbei die Aufstellung einer mathematischen Beziehung, die in Abhängigkeit von den wesentlichen Auslegungskriterien für eine bestimmte Winkelbeschleunigung den Absolutpegel des Klapper- oder Rasselgeräuschs im Leerlauf oder Zug-/Schubbetrieb liefert. Nachfolgend wird das Vorgehen am Beispiel von Pkw-Koaxial-Handschaltgetrieben für eine bestimmte Winkelbeschleunigungsamplitude im Betriebszustand Leerlauf und im geschalteten Direktgang (Zug) beschrieben.

5.5.1 Betrachtete Pkw-Koaxial-Getriebe

Die Aufstellung einer mathematischen Beziehung zur Bestimmung des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens anhand wesentlicher Auslegungsparameter mit Hilfe statistischer Regressionsverfahren erfordert eine bestimmte Anzahl von Getrieben gleicher Bauart, um eine möglichst genaue Abschätzung des Geräuschpegels vornehmen zu können. Für diese Untersuchung wurden nur Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise ausgewählt, die in Personenkraftwagen und Transportern eingesetzt werden. Die Front-/Quer-Getriebe wurden hierbei auf Grund ihres unterschiedlichen Aufbaus im Vergleich zu den Vorgelegewellengetrieben nicht berücksichtigt. Neben den Pkw-Koaxial-Getrieben Typ B sowie C und D wurden drei weitere 5-Gang-Koaxial-Getriebe betrachtet, Bild 5.29.

Beim 5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ E, das baugleich mit den Getrieben Typ C und D ist, sind die Losräder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle angeordnet. Somit resultieren im Leerlauf fünf und im Direktgang sieben Klapperstellen. Bei einem Achsabstand von 70 mm ist das Getriebe für ein Getriebeeingangsdrehmoment von 250 Nm ausgelegt. Das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment beträgt im Leerlauf 0,002098 und im geschalteten Direktgang 0,006260 kgm^2. Das 5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ F, das vom Aufbau her baugleich wie das Transporter-Getriebe Typ B ist, findet seine Verwendung im Pkw-Bereich. Neben der kleineren Gehäuseglocke sind hierbei auch bis auf den 4. und 5. Gang die Übersetzungen unterschiedlich. Wie auch beim Getriebe Typ B sind im Leerlauf wie auch im Direktgang (4. Gang) sieben Klapperstellen vorhanden. Das Getriebeeingangsdrehmoment beträgt bei einem Achsabstand von 75 mm 300 Nm. Das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment beträgt im Leerlauf 0,004106 kgm^2 und im geschalteten 4. Gang 0,008899 kgm^2.

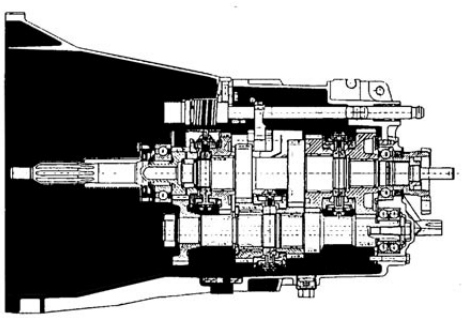
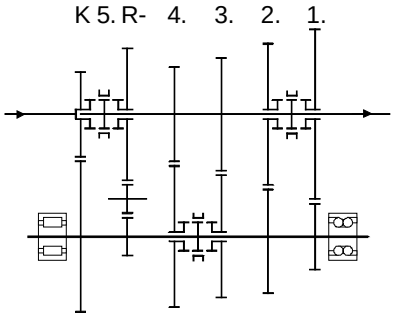
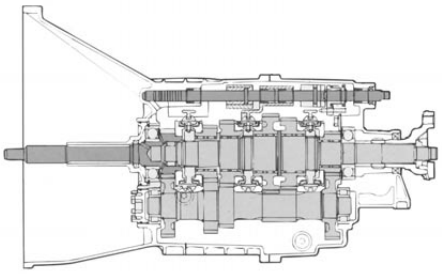
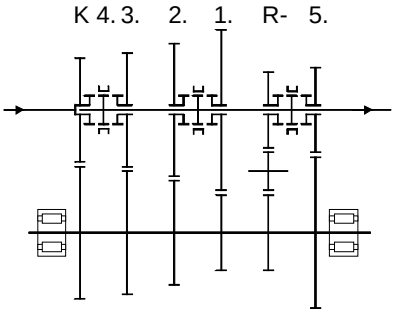
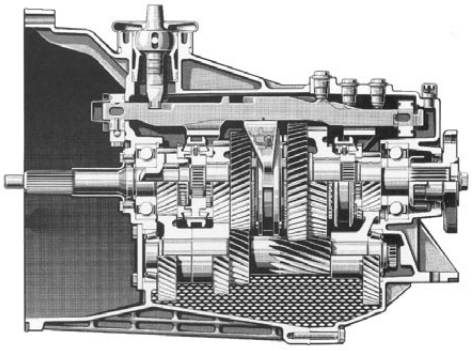
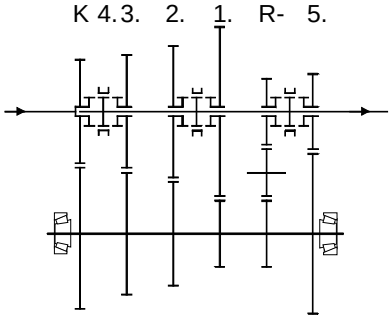
5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ E		Technische Daten
		T_{max} = 250 Nm a = 70 mm i_1 = 4,230 i_2 = 2,519 i_3 = 1,665 i_4 = 1,222 i_5 = 1,000 i_R = 4,039 i_K = 1,379
5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ F		**Technische Daten**
		T_{max} = 300 Nm a = 75 mm i_1 = 3,890 i_2 = 2,084 i_3 = 1,342 i_4 = 1,000 i_5 = 0,822 i_R = 3,510 i_K = 1,423
5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ G		**Technische Daten**
		T_{max} = 280 Nm a = 88 mm i_1 = 5,053 i_2 = 2,601 i_3 = 1,521 i_4 = 1,000 i_5 = 0,784 i_R = 4,756 i_K = 1,387

Bild 5.29 Fünf-Gang-Koaxial-Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise

Beim Vorgelegewellen-Getriebe Typ G beträgt das Getriebeeingangsdrehmoment 280 Nm bei einem Achsabstand von 88 mm. Dieses Getriebe wird vorzugsweise in kleineren Transportern eingesetzt. Im Leerlauf und im Direktgang (4. Gang) treten wie beim Getriebe Typ B sieben Klapperstellen auf. Das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment beträgt im Leerlauf 0,005364 kgm^2 und im betrachteten geschalteten Zustand 0,006695 kgm^2.

Bei dieser Untersuchung werden die klapper- und rasselgeräuschbeeinflussenden Konstruktionsparameter, insbesondere die Verdrehflanken- und Axialspiele in ihrer gegebenen Seriengröße betrachtet. Hierbei erstreckt sich die Bandbreite der Verdrehflan-

kenspiele zwischen 0,07 mm und 0,15 mm, während das Axialspiel für alle Getriebe mit 0,2 mm angenommen wurde. Bei den beiden untersuchten Betriebszuständen Leerlauf und Zug betrug die Grunddrehzahl 800 1/min bei einer sinusförmigen Anregung zweiter Ordnung und dem jeweiligen Seriengetriebeöl bei einer Temperatur von 80 °C. Darüber hinaus wurden weitere Parameter, wie beispielsweise die Lagerung der Getriebewellen sowie die Ausführung des Getriebegehäuses, die einen erheblichen Einfluss auf die Luftschalldruckpegelhöhe haben, als gegeben betrachtet.

5.5.2 Betrachtete Getriebeauslegungsparameter

Für die Auslegung von Fahrzeuggetrieben sind zahlreiche Parameter notwendig, die unter anderem von der Fahrzeugmotorisierung, der Leistungsgröße mit ihrer Drehzahl und ihrem Drehmoment, von der Anzahl der Gangstufen und Übersetzungen sowie vom Bauraum abhängig sind. Aus der Vielzahl der Getriebeauslegungsparameter wurden für die entsprechende Analyse von Koaxial-Getrieben bzgl. der Abhängigkeit zum Klapper- und Rasselgeräusch somit das Getriebeeingangsdrehmoment, der Achsabstand des Fahrzeuggetriebes sowie das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment der rotierenden Getriebekomponenten herangezogen. Diese Auslegungsparameter sind bereits in der Entwicklungsphase oder bei bestehenden Getriebenausführungen bekannt und können somit für die absolute Geräuschpegelermittlung kompletter Fahrzeuggetriebe herangezogen werden. Die Berücksichtigung weiterer Parameter wie beispielsweise der Getriebespreizung, der Masse bzw. des Massenträgheitsmoments der Vorgelegewelle oder des auf die Vorgelegewelle reduzierten Massenträgheitsmoments brachten kein zufriedenstellendes Ergebnis im Bezug auf deren aussagefähige Abhängigkeit zur Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung der Pkw-Koaxial-Getriebe.

Die Bandbreite der Getriebeeingangsdrehmomente der hier betrachteten Koaxial-Getriebe erstreckt sich von 200 Nm des Getriebes Typ B bis zu 400 Nm des Typs D. Den kleinsten Achsabstand weist mit 70 mm das Getriebe Typ E auf, während das Getriebe Typ D den größten Wert von 89 mm hat. Das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment der betrachteten Getriebe in Vorgelegebauweise erstreckt sich im Leerlauf von 0,002098 kgm^2 des Getriebes Typ E bis 0,005364 kgm^2 beim Typ G. Im Zugbetrieb nimmt das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment Werte von 0,00626 kgm^2 beim Getriebe Typ E bis zu 0,018748 kgm^2 beim Typ D ein. Diese Parametereckwerte markieren gleichzeitig den Gültigkeitsbereich für die aufzustellende mathematische Beziehung bei Pkw-Handschaltgetrieben in Koaxialbauweise.

Nachfolgend werden die Klapper- und Rasselgeräuschergebnisse der Koaxial-Getriebe für den Betriebszustand Leerlauf und geschalteter Direktgang dargestellt.

Leerlauf

Aus den Klapperkurven der untersuchten Pkw-Getriebe in Vorgelegebauweise im Leerlauf lässt sich keine direkte Abhängigkeit zum jeweiligen betrachteten Getriebeauslegungsparameter feststellen, Bild 5.30.

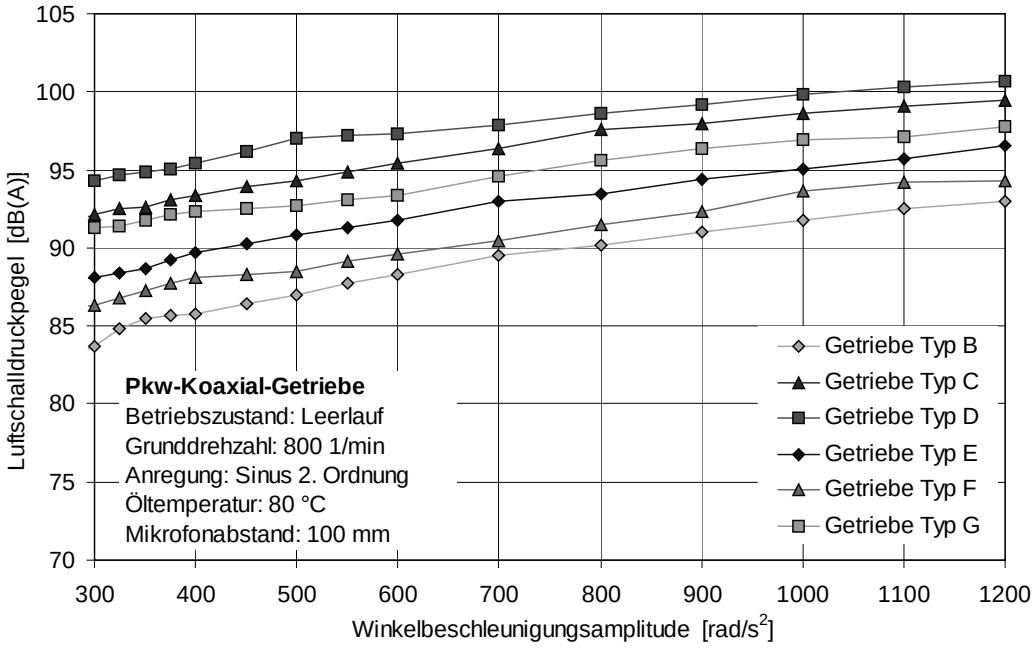


Bild 5.30 Klapperkurvenverläufe der Pkw-Koaxial-Getriebe im Leerlauf

Sowohl das Getriebeeingangsdrehmoment als auch der Achsabstand sowie das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment zeigen keinen eindeutigen Zusammenhang zur Luftschalldruckpegelgröße. Der größte Luftschalldruckpegel bei der Leerlaufdrehzahl von 800 1/min bei einer Anregung zweiter Ordnung tritt beim Koaxial-Getriebe Typ D auf, das das größte Getriebeeingangsdrehmoment und den größten Achsabstand aufweist. Dieses Getriebe hat jedoch nicht das größte auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment. Die geringste Geräuschabstrahlung ist beim Getriebe Typ B, welches das geringste Getriebeeingangsdrehmoment aber nicht den kleinsten Achsabstand und auch nicht das geringste reduzierte Massenträgheitsmoment aufweist, zu finden.

Auch der direkte Vergleich der Getriebeauslegungsparameter mit dem Luftschalldruckpegel bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2 im Leerlauf bringt keine ausreichenden Erkenntnisse, Bild 5.31. Während mit zunehmendem Getriebeeingangsdrehmoment und zunehmendem Achsabstand ein breitbandiger degressiver Luftschalldruckpegelanstieg zu verzeichnen ist, ist beim auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment kein eindeutiger Zusammenhang erkennbar.

Zugbetrieb – Direktgang

Eine ähnliche Konstellation ist bei den Pkw-Koaxial-Getrieben im Zugbetrieb zu erkennen. Für diese Betrachtung wurde nur jeweils der Direktgang herangezogen, der über die größte Luftschalldruckpegelabstrahlung bei allen geschalteten Gangstufen des jeweiligen Getriebes verfügt. Bei den Koaxial-Getrieben Typ B, F und G ist der 4. Gang und bei den Getrieben Typ C, D und E der 5. Gang der Direktgang. In diesem Betriebszustand sind immer sieben Klapperstellen vorhanden und die Getriebe weisen hierbei das größte auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment im Vergleich zu allen anderen geschalteten Gangstufen auf.

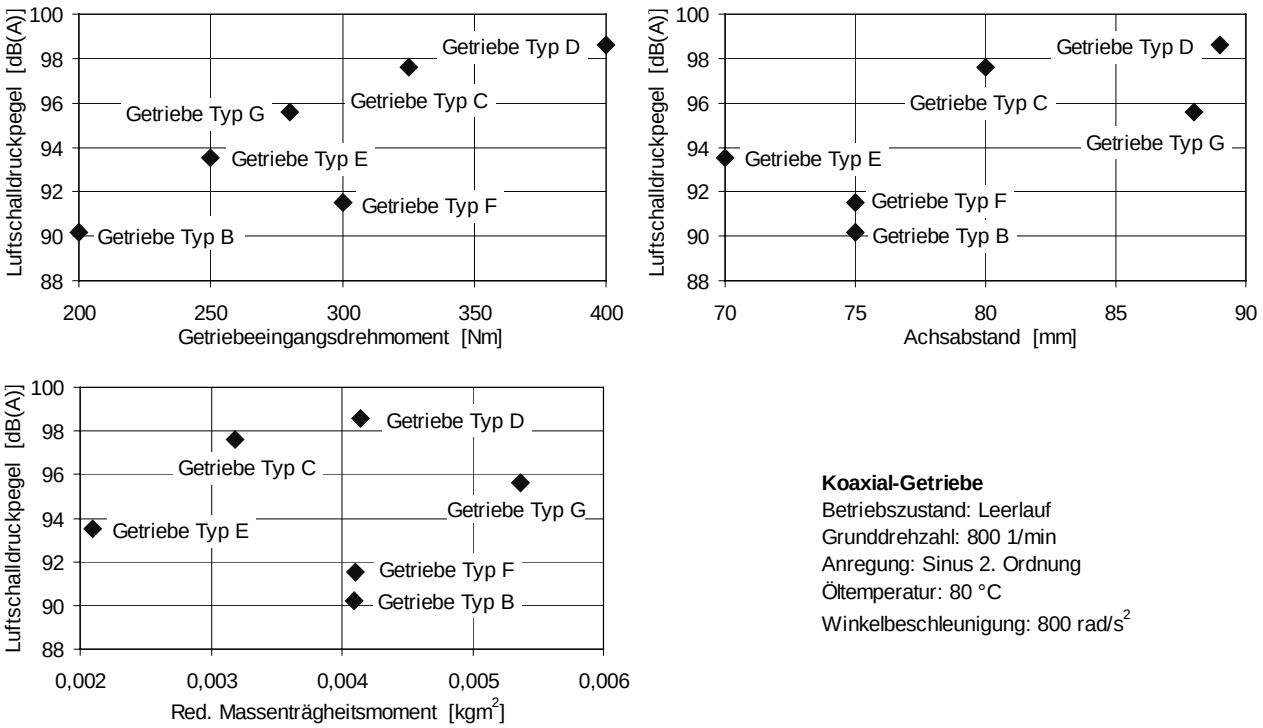


Bild 5.31 Luftschalldruckpegel der Pkw-Koaxial-Getriebe im Leerlauf bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s² über den betrachteten Auslegungsparametern

Mit Ausnahme des reduzierten Massenträgheitsmoments, bei dem kein Zusammenhang zum Geräuschpegel erkennbar ist, ist wie im Leerlaufzustand beim zunehmenden Getriebeeingangsdrehmoment und steigendem Achsabstand ein degressiver Anstieg des Luftschalldruckpegels zu sehen, siehe Luftschalldruckpegeldiagramme bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s², Bild 5.32.

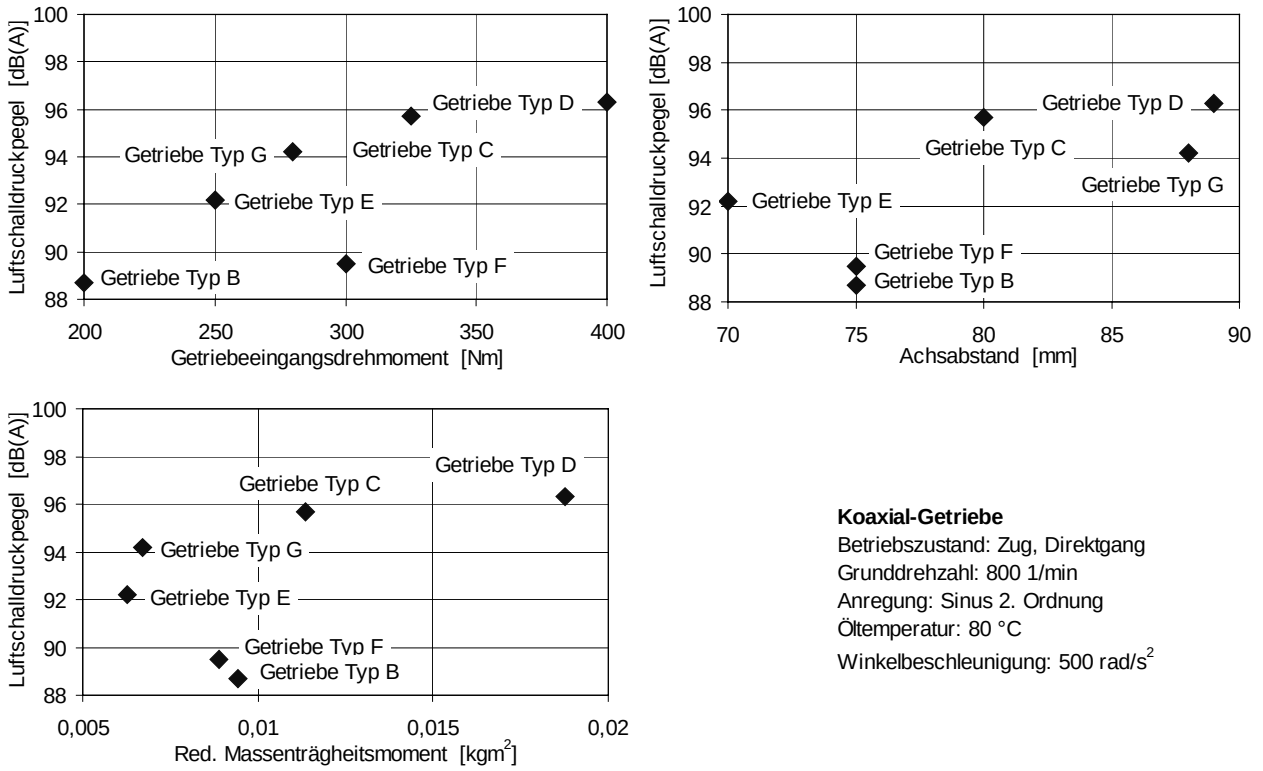


Bild 5.32 Luftschalldruckpegel der Pkw-Koaxial-Getriebe im geschalteten Direktgang bei einer Winkelbeschleunigung von 500 rad/s² über den betrachteten Parametern

Das Getriebe Typ D weist beim größten betrachteten Getriebeeingangsdrehmoment, dem größten Achsabstand und dem größten auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment den größten Rasselgeräuschpegel auf. Der geringste Geräuschpegel ist beim Getriebe Typ B mit seinem kleinsten Eingangsdrehmoment zu sehen.

Wie im Leerlauf ist auch im Zugbetrieb ein eindeutiger Zusammenhang des Luftschalldruckpegels zu den wesentlichen Getriebeauslegungsparametern nicht erkennbar. Eine Abhilfe könnte deshalb der Einsatz eines statistischen Verfahrens der multiplen Regressionsanalyse bringen, mit dem ein Zusammenhang des Luftschalldruckpegels zu den wesentlichen Getriebeauslegungsparametern wie das Getriebeeingangsdrehmoment, der Achsabstand und das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment ermittelt werden könnte.

5.5.3 Auswahl des statistischen Verfahrens der multiplen Regressionsanalyse

Die Betrachtung der jeweils einzelnen wesentlichen Getriebeauslegungsparameter in Abhängigkeit des Luftschalldruckpegels ermöglicht keine eindeutige Aussage in Bezug auf die Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben. Noch viel schwieriger gestaltet sich die gezielte Ermittlung des Einflusses mehrerer Auslegungsparameter. Deshalb bietet der Einsatz von statistischen Regressionsanalyseverfahren bei Berücksichtigung mehrerer Auslegungsparameter eine hinreichende Abschätzung der Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Koaxial-Getrieben im entsprechenden Betriebszustand. Ziel der statistischen Regressionsanalyse ist hierbei die Aufstellung einer mathematischen Beziehung, mit der der absolute Luftschalldruckpegel von handgeschalteten Fahrzeuggetrieben bereits in der Entwicklungsphase in Abhängigkeit von wesentlichen Auslegungskriterien auf der Basis bereits bestehender Getriebeausführungen geschätzt werden kann.

Die Regressionsanalyse ist ein statistisches Verfahren, mit dem Werte der Zielvariablen, also abhängiger Variablen (Kriteriumsvariablen) mit Hilfe der Werte einer oder mehrerer unabhängiger Variablen (Prädiktorvariablen) vorhergesagt werden können. Je nach Anzahl der zu analysierenden Größen wird zwischen der einfachen und der multiplen Regression differenziert. Darüber hinaus wird anhand des gewählten Modells zwischen linearer und nichtlinearer Regression unterschieden /145/.

Um den Einfluss der globalen, wesentlichen Auslegungsparameter auf die Klapper- und Rasselgeräuschneigung bei Pkw-Koaxial-Getrieben zu bestimmen, wird ein mehrfaktorieller univarianter Ansatz der multiplen Regression und Korrelation verwendet. Mehrfaktoriell auf Grund der Betrachtung mehrerer Einflussgrößen und univariant infolge der Berücksichtigung nur einer Zielvariablen, nämlich des abgestrahlten Luftschalldruckpegels. Mit der multiplen Korrelation wird ein Zusammenhang zwischen mehreren Prädiktorvariablen und einer Kriteriumsvariablen bestimmt.

Für die generelle Qualität der multiplen Regression und somit deren Gütemaß wird die Kennzahl Bestimmtheitsmaß R^2 herangezogen /144 – 147/. Das multiple oder mehrfache Bestimmtheitsmaß R^2 (engl.: R-square), das auch als Quadrat des multiplen Korrelationskoeffizienten bezeichnet wird, gibt den Anteil der Streuung der Zielgröße wieder, der durch die Einflussgrößen erklärt werden kann. Dabei kann das Bestimmtheitsmaß R^2

Werte zwischen 0 und 1 annehmen, wobei die Nähe von 1 auf ein sehr gutes Modell hindeutet. Mit der Quadrierung werden die größeren, inhaltlich bedeutsameren Abweichungen stärker berücksichtigt als die kleineren, die meist auf zufällige Messungenauigkeiten zurückzuführen sind. Eine Verbesserung dieses Gütemaßes wird durch das korrigierte oder adjustierte multiple Bestimmtheitsmaß R_{adj}^2 erreicht. Hierbei liegt der Vorteil in den verbesserten Qualitätsaussagen insbesondere bei kleinen Stichprobenumfängen, bei denen das Bestimmtheitsmaß R^2 bei kleinerer Anzahl von Freiheitsgraden den Anteil erklärter Streuung überschätzt.

5.5.4 Einfluss wesentlicher Getriebeauslegungsparameter im Leerlauf und im Zugbetrieb

Die Betrachtung der drei ausgewählten Getriebeauslegungsparameter zeigt bei den durchgeführten Untersuchungen der multiplen Regressionsanalyse einen sehr geringen Einfluss der Prädiktorvariablen Getriebeeingangsdrehmoment auf die Kriteriumsvariable abgestrahlter Luftschalldruckpegel des Getriebes. Die Berücksichtigung dieses Parameters ergibt bei der Aufstellung des mathematischen Algorithmus eine kaum nennenswerte Verbesserung des Bestimmtheitsmaßes R^2. Somit beziehen sich die nachfolgenden Betrachtungen und Ergebnisse auf die Auslegungsparameter Achsabstand und das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment.

Die multiple Regressionsanalyse wurde hierbei mit dem Softwarepaket Cornerstone™ 3.0 durchgeführt, das zur Versuchsplanung und Analyse der Versuchsergebnisse eingesetzt wird. Hierbei wurde als Ausgangsmodell ein Polynom dritten Grades verwendet. Ausgewählt wurde das Modell, das mit der geringsten Anzahl von Termen den höchsten quadrierten multiplen Korrelationskoeffizienten erzielen konnte. Die daraus entwickelten mathematischen Algorithmen setzen sich in ihrer Summe aus einer Konstanten und den einzelnen Auslegungsparametern erster, zweiter und dritter Ordnung mit ihren errechneten Koeffizienten zusammen. Die drei- und zweidimensionalen Luftschalldruckpegeldarstellungen stellen Klapper- bzw. Rasselgeräuschkennfelder im Leerlauf und im Zugbetrieb der Koaxial-Getriebe dar.

Leerlauf

Das Ergebnis der multiplen Regressionsanalyse für die Pkw-5-Gang-Koaxial-Getriebe im Leerlauf ist ein mathematischer Algorithmus dritten Grades, der die Prädiktoren Achsabstand und das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment beinhaltet. Die Grundgleichung für diesen Betriebszustand in Abhängigkeit von der Winkelbeschleunigungsamplitude lautet:

$$L_p\left(\hat{\dot{\omega}}\right) = x_{LL} + x_{LL1} \cdot a - x_{LL2} \cdot J_{red,LL} + x_{LL3} \cdot (J_{red,LL})^2 - x_{LL4} \cdot a \cdot (J_{red,LL})^2 . \quad (5.1)$$

Hierbei sind jeweils der Achsabstand in mm und das reduzierte Massenträgheitsmoment in kgm² einfach, das red. Massenträgheitsmoment zusätzlich quadratisch sowie der Achsabstand mit dem quadrierten red. Massenträgheitsmoment als Produkt berücksichtigt, die die beste Abschätzung wiedergegeben haben. Der Koeffizient x_{LL} ist die Konstante in der

Gleichung 5.1 und die Koeffizienten x_{LLi} der jeweiligen Einflussparameter stellen die direkte Abhängigkeit zu der Winkelbeschleunigung dar. Diese Koeffizienten für die jeweilige Winkelbeschleunigungsamplitude in einem Bereich zwischen 500 und 1200 rad/s^2 sind aus der nachfolgenden Tabelle 5.1 zu entnehmen.

Tabelle 5.1 Koeffizienten für den mathematischen Algorithmus zur Abschätzung des absoluten Luftschalldruckpegels von Pkw-Koaxial-Getrieben im Leerlauf

Winkelbeschleunigungs-amplitude [rad/s^2]	Koeffizienten				
	x_{LL}	x_{LL1}	x_{LL2}	x_{LL3}	x_{LL4}
500	32,3994	1,1009	11819,7	3172300	25450,8
600	16,3418	1,5180	20694,3	6631700	53841,0
700	9,6817	1,7441	26431,7	8624200	69082,7
800	-17,4954	2,3766	38486,1	13255700	107028
900	-1,8472	2,0585	33069,2	11129800	89155,5
1000	6,2926	1,8745	29285,4	9938500	80254,3
1100	13,496	1,7089	25721,2	8731470	71101,8
1200	19,2185	1,6430	25703,8	8374280	66772,1

Ein einziger mathematischer Zusammenhang neben den globalen Auslegungsparametern und der Winkelbeschleunigung führt zu einer sehr komplexen Näherungsgleichung, auf die hier nicht näher eingegangen wird.

In der Gleichung 5.2 ist beispielsweise der mathematische Zusammenhang für eine Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 für den Betriebszustand Leerlauf zu sehen:

$$\begin{aligned} L_{\mathrm{p}} &= -17{,}4954 + 2{,}37656 \cdot a - 38486{,}1 \cdot J_{\mathrm{red,\,LL}} \\ &\quad + 13255700 \cdot (J_{\mathrm{red,\,LL}})^2 - 107028 \cdot a \cdot (J_{\mathrm{red,\,LL}})^2 \end{aligned} \quad . \tag{5.2}$$

Das Gütemaß der durchgeführten multiplen Regression, hier das multiple Bestimmtheitsmaß R^2, beträgt in diesem Betriebszustand 0,9861, d. h. mit diesem Modell können alle betrachteten Koaxial-Getriebe mit geringen Abweichung des Klappergeräuschpegels beschrieben werden. Diese erklärte Varianz von 98,61 % stellt einen sehr guten Zusammenhang der berechneten zu den gemessenen Werten dar. Das adjustierte Bestimmtheitsmaß R_{adj}^2 weist ebenso einen sehr guten Wert von 0,9305 auf. Bei den anderen Winkelbeschleunigungsamplituden stellt sich der Bestimmtheitsmaß R^2 zwischen 0,9662 und 0,9911 ein. Die Bandbreite des adjustierten Bestimmtheitsmaßes R_{adj}^2 liegt hierbei mit 0,8309 bis 0,9557 geringfügig darunter. Somit können mit diesem Modell die untersuchten Pkw-Koaxial-Getriebe in Vorgelegebauweise beschrieben werden und deren Luftschalldruckpegel im angegebenen Gültigkeitsbereich abgeschätzt werden.

Am Beispiel der Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 ist in Bild 5.33 die grafische Darstellung des mathematischen oben dargestellten Zusammenhangs zu sehen. Die Oberfläche stellt hierbei den berechneten Luftschalldruckpegel über den Prädiktoren Achsabstand und das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment dar. Der geringste Luftschalldruckpegel ist bei einem kleinen Achsabstand und bei einem geringeren reduzierten Massenträgheitsmoment zu finden.

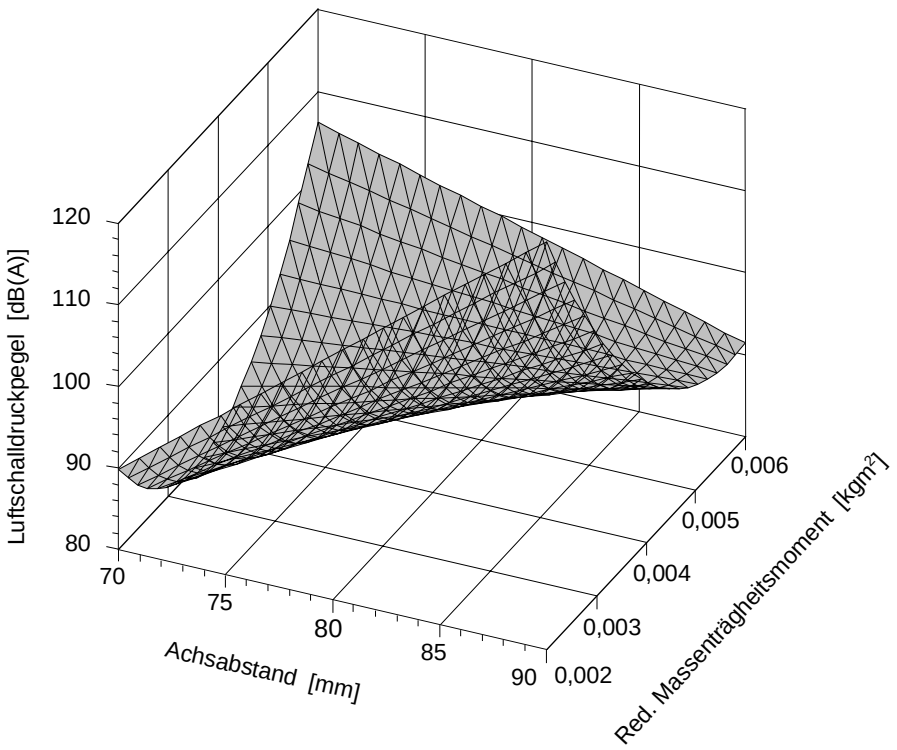


Bild 5.33 3D-Darstellung des Luftschalldruckpegels der Pkw-Koaxial-Getriebe über dem Achsabstand und dem reduzierten Massenträgheitsmoment für eine Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2 im Leerlauf

Mit zunehmendem Achsabstand steigt der Luftschalldruckpegel an. Die Zunahme des reduzierten Massenträgheitsmoments bewirkt zunächst eine Senkung des Geräuschpegels mit deutlichem Anstieg bei höheren Werten. Beispielsweise wirkt sich ein großes reduziertes Massenträgheitsmoment beim geringen Achsabstand bzw. geringem Massenträgheitsmoment bei einem großen Achsabstand ungünstig auf den Luftschalldruckpegel aus. Wird diese 3-dimensionale Darstellung des Luftschalldruckpegels auf die Prädiktorenfläche Achsabstand-reduziertes Massenträgheitsmoment projiziert, erhält man ein Klappergeräuschkennfeld, dessen Höhenlinien den Luftschalldruckpegel der betrachteten Koaxial-Getriebe bei einer Leerlaufdrehzahl von 800 1/min, einer sinusförmigen Anregung zweiter Ordnung und einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2 darstellen, Bild 5.34. Hierbei ist die direkte Abhängigkeit des Luftschalldruckpegels der betrachteten Koaxial-Getriebe zu deren beiden Getriebeauslegungsparametern erkennbar. Die in diesem Klappergeräuschkennfeld markierten Punkte entsprechen dem experimentell ermittelten Klappergeräuschpegel der betrachteten Getriebe. Diese mathematischen Zusammenhänge gelten in einem Bereich bei einem Achsabstand von 70 bis 89 mm und einem auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment zwischen 0,0021 und 0,0057 kgm^2.

Bei der Geräuschpegel-Abschätzung in diesem Betriebszustand ist aus dem Klappergeräuschkennfeld ein Trendlinienverlauf mit minimalem Luftschalldruckpegel zu erkennen. Mit steigendem Achsabstand und zunehmendem reduzierten Massenträgheitsmoment ist ein Anstieg des Luftschalldruckpegels festzustellen. Dabei ist innerhalb der fettverlaufenden Linien mit einer Toleranzbandbreite von ± 3 bis ± 6 dB(A) zu rechnen.

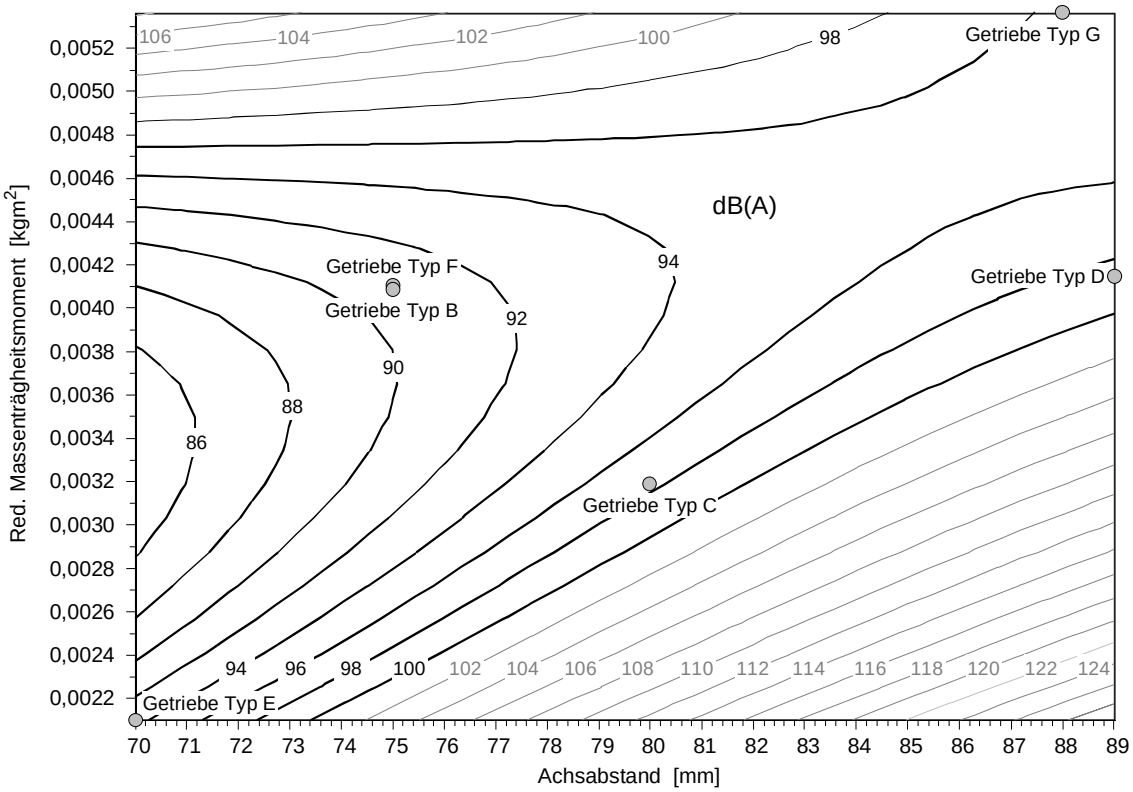


Bild 5.34 Klappergeräuschkennfeld des berechneten Luftschalldruckpegels über dem Achsabstand und dem reduzierten Massenträgheitsmoment für eine Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2 im Leerlauf

Bei den äußeren Randbereichen des Klappergeräuschkennfelds (hellgraue Luftschalldruckpegellinien bei kleinem Achsabstand und großem Massenträgheitsmoment sowie großem Achsabstand und kleinem Massenträgheitsmoment) erfolgte eine starke Extrapolation, die nicht durch Versuchsergebnisse belegt ist. Somit liefert das Modell hierbei keine gesicherten Aussagen bzgl. der Klappergeräuschentfaltung.

Zugbetrieb – Direktgang

Im Zugbetrieb beim geschalteten Direktgang kommt für die Pkw-5-Gang-Koaxial-Getriebe ebenfalls ein mathematischer Algorithmus dritten Grades zum Einsatz, der auch die Prädiktoren Achsabstand und das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment beinhaltet. Im direkten Vergleich zum Leerlaufzustand sind neben den einfach betrachteten Parametern Achsabstand und reduziertes Massenträgheitsmoment das red. Massenträgheitsmoment zweiter und dritter Ordnung berücksichtigt. Die Grundgleichung in Abhängigkeit von der Winkelbeschleunigungsamplitude lautet, Gl. 5.3:

$$L_{\mathrm{p}}\left(\hat{\dot{\omega}}\right) = x_{\mathrm{DG}} + x_{\mathrm{DG1}} \cdot a - x_{\mathrm{DG2}} \cdot J_{\mathrm{red,\,DG}} + x_{\mathrm{DG3}} \cdot (J_{\mathrm{red,\,DG}})^2 - x_{\mathrm{DG4}} \cdot (J_{\mathrm{red,\,DG}})^3 . \quad (5.3)$$

Hierbei beinhaltet diese Gleichung die Konstante x_{DG} und die Koeffizienten x_{DGi}, die für den geschalteten Direktgang der jeweiligen Einflussparameter die direkte Abhängigkeit zur Winkelbeschleunigung darstellen. Beispielsweise für die Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 ist der Algorithmus für die Pkw-Koaxial-Getriebe im geschalteten Direktgang in der Gl. 5.4 zu sehen:

$$L_p = 185{,}146 + 0{,}2179 \cdot a - 32923{,}8 \cdot J_{\text{red, DG}} + 3025070 \cdot (J_{\text{red, DG}})^2 - 84109400 \cdot (J_{\text{red, DG}})^3 \quad . \tag{5.4}$$

Das Gütemaß der Regression, hier das quadrierte Bestimmtheitsmaß R^2, nimmt einen sehr guten Wert von 0,9776 an, während das adjustierte Bestimmtheitsmaß R_{adj}^2 einen geringfügig niedrigeren Wert von 0,8880 aufweist. Somit ist auch mit dem aufgestellten Modell die Abschätzung des Rasselgeräuschpegels bei einer Drehzahl von 800 1/min und sinusförmiger Anregung zweiter Ordnung von Pkw-Koaxial-Getrieben möglich.

In Bild 5.35 ist der dreidimensionale Luftschalldruckpegelverlauf für den Zugbetrieb beim geschalteten Direktgang der betrachteten Pkw-Getriebe zu sehen. Hierbei ist, wie bei der Leerlaufbetrachtung, der Luftschalldruckpegelflächenverlauf über den Prädiktoren Achsabstand und reduziertes Massenträgheitsmoment, jedoch bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2, dargestellt. Bei anderen Winkelbeschleunigungsamplituden ist ein ähnlicher Verlauf der Fläche zu erwarten.

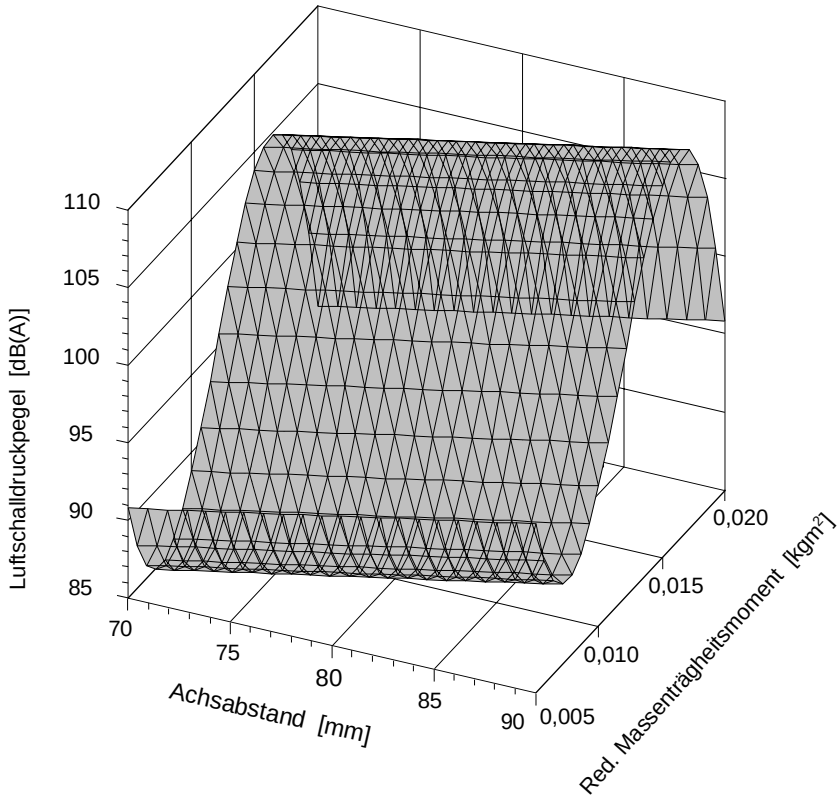


Bild 5.35 3D-Darstellung des Luftschalldruckpegels der Pkw-Koaxial-Getriebe über dem Achsabstand und dem reduzierten Massenträgheitsmoment für eine Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 im Zugbetrieb (Direktgang)

Wie im Leerlaufzustand nimmt auch im geschalteten Zustand der Luftschalldruckpegel mit steigendem Achsabstand zu. Mit zunehmendem reduzierten Massenträgheitsmoment ist zunächst eine Reduzierung des Geräuschpegels zu erkennen, der bei weiterem Anstieg zu deutlich größeren Luftschalldruckpegelwerten führt. Erst im oberen Bereich kommt es zu einem kleinen Abfall des Geräuschpegels.

Das entsprechende Rasselgeräuschkennfeld, bei dem die Luftschalldruckpegellinien über den Prädiktorvariablen Achsabstand und reduziertes Massenträgheitsmoment dar-

stellen, ist für den Zugbetrieb bei einer Drehzahl von 800 1/min beim geschalteten Direktgang und einer Winkelbeschleunigung von 500 rad/s^2 in Bild 5.36 zu sehen. Auch hierbei ist ein Gültigkeitsbereich markiert, der ebenfalls wie bei der Leerlaufbetrachtung beim Achsabstand zwischen 70 und 89 mm liegt und beim auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment im Zugbetrieb einen Bereich von 0,00626 und 0,01875 kgm^2 umspannt. Wie auch bei der Leerlaufbetrachtung ist auch im Zugbetrieb in den hellgrau markierten Bereichen die angegebene Luftschalldruckpegelgröße nicht durch Versuchsergebnisse abgesichert.

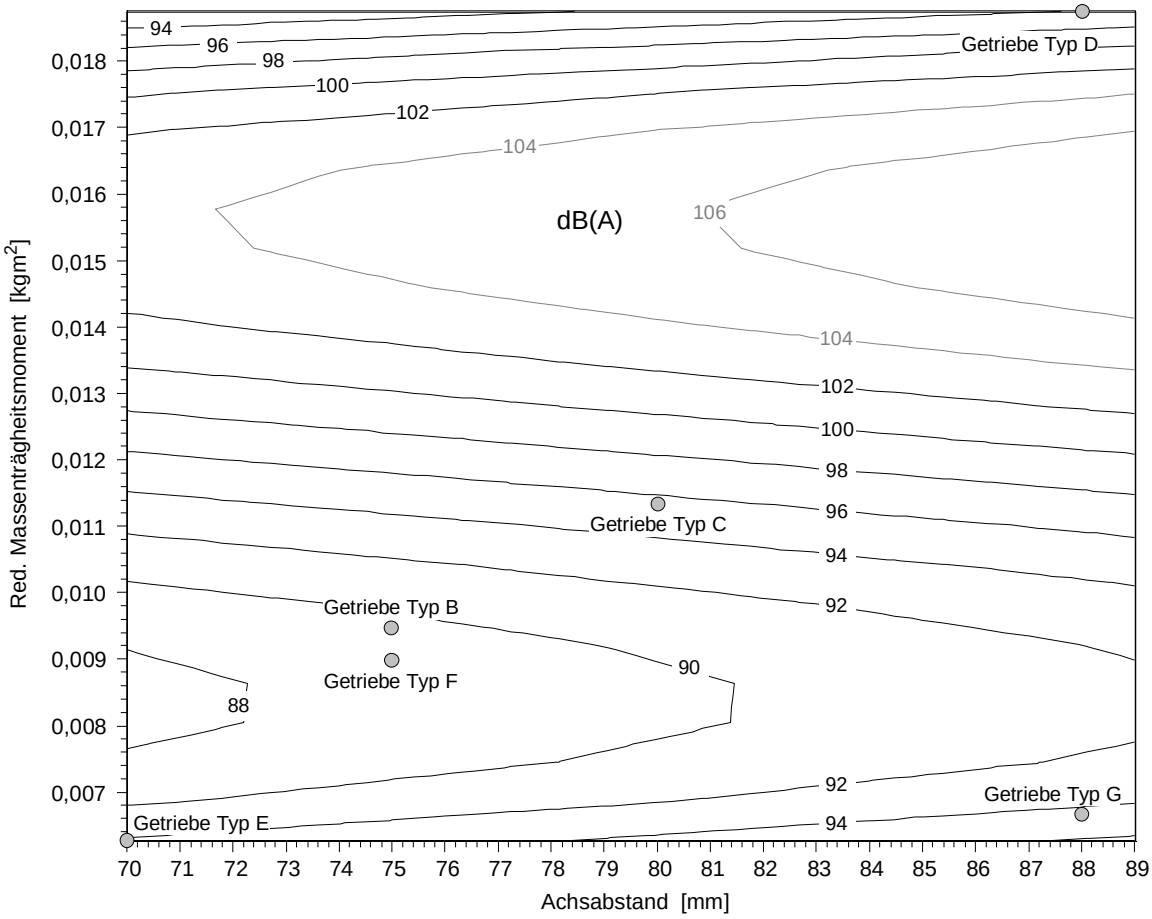


Bild 5.36 Rasselgeräuschkennfeld des berechneten Luftschalldruckpegels über dem Achsabstand und dem reduzierten Massenträgheitsmoment für eine Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 im Zugbetrieb (Direktgang)

Diese Vorgehensweise der näherungsweisen Abschätzung des absoluten Luftschalldruckpegels eines kompletten Pkw-Koaxial-Getriebes ermöglicht mit Hilfe des EKM-Näherungsverfahrens nach erfolgter Kalibrierfaktorermittlung die näherungsweise Ermittlung einflussreichster Loskomponenten des betrachteten Getriebes mit deren Absolut-Luftschalldruckpegel.

6 Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Nkw-Getrieben

Im vorherigen Kapitel wurde am Beispiel des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens von Pkw-Getrieben der Korrelationsnachweis der experimentell ermittelten Ergebnisse mit den EKM-Näherungsverfahrenergebnissen erbracht. Ferner wurden im Hinblick auf die Nkw-Getriebe-Betrachtung Erkenntnisse des Geräuschverhaltens kompletter Pkw-Koaxial-Getriebe gewonnen. Auf der Basis der rechnerischen Ergebnisse des erweiterten EKM-Näherungsverfahrens wird in diesem Kapitel das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Nkw-Getrieben dargestellt. Am Beispiel von Getrieben für leichte, mittlere und schwere Nutzkraftwagen, deren Daten von der ZF Friedrichshafen AG zur Verfügung gestellt wurden, wird deren Geräuschentfaltung im Leerlauf und im Zugbetrieb analysiert und diskutiert. Diese in theoretischen Untersuchungen ermittelten Erkenntnisse werden am Beispiel eines Getriebes für leichte Nkw durch experimentelle Ergebnisse untermauert. Abschließend folgt eine vergleichende Betrachtung des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens von Fahrzeuggetrieben für Personen- und Nutzkraftwagen.

6.1 Klapper- und Rasselgeräuschpotenzial von Nkw-Getrieben

Das Antriebskonzept für Nutzkraftwagen, insbesondere Lastkraftwagen, beruht fast ausschließlich auf dem Standardantrieb, was zu Getrieben in Vorgelegebauweise führt. Die Nkw-Getriebe sind in Ein-Gruppen- für leichte sowie in Mehr-Gruppenbauweise für mittlere und schwere Nutzkraftwagen ausgeführt. Nachfolgend wird der Aufbau dieser Getriebe im Bezug auf die Klapper- und Rasselgeräuschneigung charakterisiert.

Bei den nachfolgenden Geräuschbetrachtungen der Nkw-Getriebe werden, wie auch bei den Pkw-Getrieben, nur die Losräder berücksichtigt, Synchronringe und Schiebemuffen bleiben dagegen unberücksichtigt. Deren Einfluss auf das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten ist jedoch auf Grund ihrer nicht unbedeutenden Massen und ihrer Massenträgheitsmomente nicht zu vernachlässigen.

6.1.1 Ein-Gruppengetriebe

Gemeinsames Merkmal der beiden betrachteten zweistufigen Nkw-Vorgelegegetriebe Typ H und I ist die Ein-Gruppenbauweise mit einer Antriebskonstante, die vom Aufbau den Pkw-Koaxial-Getrieben entsprechen, Bild 6.1. Diese Getriebe werden bei leichten Nutzkraftwagen mit einer Leistung bis 120 kW und einem zulässigen Gesamtgewicht bis 6,5 t eingesetzt.

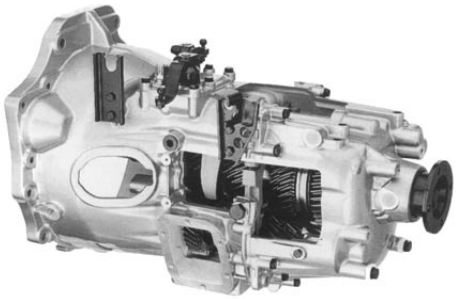
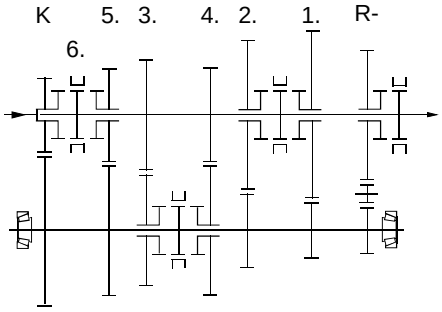
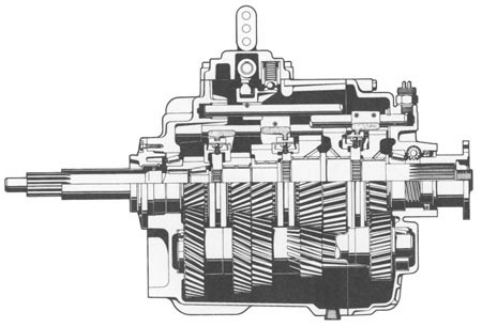
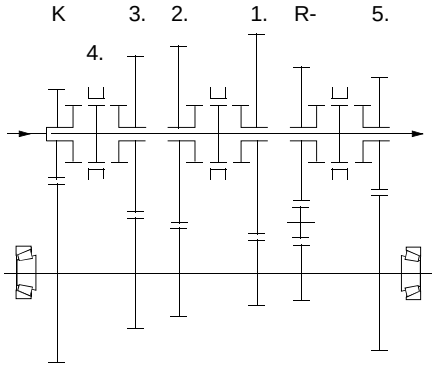
6-Gang-Getriebe Typ H für leichte Nkw		Technische Daten
		T_{max} = 320 Nm a = 95 mm i_1 = 6,727 i_2 = 3,947 i_3 = 2,555 i_4 = 1,776 i_5 = 1,289 i_6 = 1,000 i_R = 6,055 i_K = 1,85
5-Gang-Getriebe Typ I für leichte Nkw		**Technische Daten**
		T_{max} = 570 Nm a = 105 mm i_1 = 5,716 i_2 = 2,937 i_3 = 1,613 i_4 = 1,000 i_5 = 0,760 i_R = 5,238 i_K = 1,667

Bild 6.1 Ein-Gruppengetriebe für leichte Nutzkraftwagen in Vorgelegebauweise

Der Aufbau des 6-Gang-Nkw-Getriebes Typ H mit seinem Eingangsdrehmoment von 320 Nm bei einem Achsabstand von 95 mm ist durch die Anordnung der Schalträder des 3. und 4. Gangs auf der Vorgelegewelle gekennzeichnet. Dies entspricht beispielsweise dem Aufbau der Pkw-Koaxial-Getriebe Typ C und D, was zu einer klappergeräuschreduzierenden Wirkung im Leerlauf führt. Somit sind im Leerlauf sechs Klapperstellen vorhanden, während im geschalteten Zustand zwischen fünf Klapperstellen im R-Gang und acht im sechsten, dem Direktgang, auftreten.

Beim 5-Gang-Nkw-Getriebe Typ I mit einem Eingangsdrehmoment von 570 Nm und einem Achsabstand von 105 mm sind alle Losräder wie beim Pkw-Koaxial-Getriebe Typ B auf der Getriebeausgangswelle angeordnet. Dadurch tragen sowohl im Leerlauf als auch im geschalteten Direktgang (4. Gang) sieben Klapperstellen zum Klapper- bzw. Rasselgeräusch bei. Bei den anderen geschalteten Gangstufen, bei denen die Vorgelegewelle immer im Leistungsfluss ist, treten vier (R-Gang) bzw. fünf Klapperstellen auf.

Die Vorgelegewellen der beiden Nkw-Getriebe Typ H und I weisen die größte Masse und das größte Massenträgheitsmoment aller Loskomponenten, insbesondere beim Getriebe Typ I auf, Bild 6.2. Aber auch die Losräder der 1. und der 2. Gangstufe sowie des R-Gangs zeichnen sich im Vergleich zu den anderen Losrädern durch große Werte aus. Insbesondere die Massenträgheitsmomente der Losräder des Getriebes Typ I sind bei ei-

ner Achsabstandsvergrößerung um 10 mm und einem fast doppelt so großem Getriebeeingangsdrehmoment zum Teil mehr als doppelt so groß wie beim Getriebe Typ H.

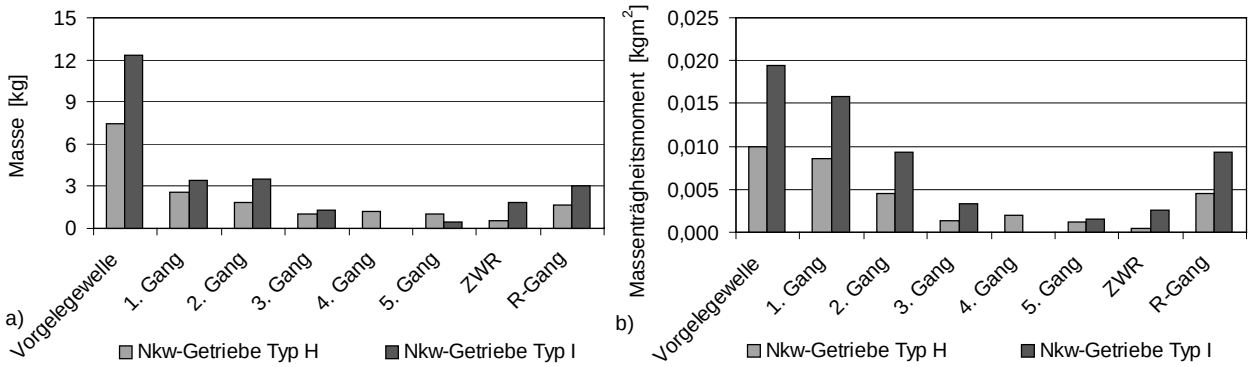


Bild 6.2 a) Massen- und b) Massenträgheitsmomentverhältnisse der Loskomponenten von Ein-Gruppengetrieben Typ H und I für leichte Nutzfahrzeuge

Die Verdrehflankenspiele der Zahnradpaare sind bei beiden Nkw-Getrieben mit einem angegebenen Durchschnittswert von 0,15 mm gleich groß, während die Axialspiele unterschiedliche Größe aufweisen, Bild 6.3. Beim Getriebe Typ H sind die Axialspiele der Losräder der 3. und 4. Gangstufe mit 0,4 mm doppelt so groß wie bei den anderen Losrädern. Beim Getriebe Typ I entsprechen die Axialspiele bis auf das Zwischenrad mit 0,15 bzw. 0,2 mm dem Serienzustand.

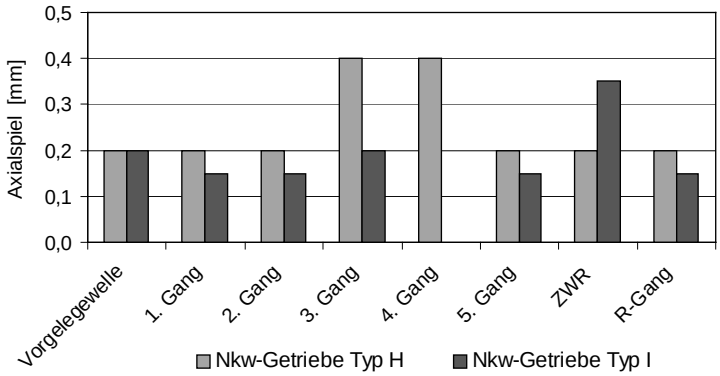


Bild 6.3 Axialspiele von betrachteten Ein-Gruppengetrieben

Die Winkelbeschleunigungsamplitude der Festräder, mit der die einzelnen Losräder angeregt werden, nimmt infolge der Vorgelegebauweise der beiden Getriebe nur bei der Loskomponente Vorgelegewelle den gleich großen Wert an, mit der die Getriebeeingangswelle angeregt wird. Beispielsweise erfährt die Vorgelegewelle bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 der Getriebeeingangswelle die gleiche Amplitudengröße. Die weiteren Losräder werden bis auf das Losrad des R-Gangs mit der um die Konstantenübersetzung kleineren Amplitude beaufschlagt (vgl. bezogene Übersetzung). Lediglich beim Nkw-Getriebe Typ H stellen sich je nach Betriebszustand infolge der Anordnung der Losräder des 3. und 4. Gangs unterschiedliche Winkelbeschleunigungsamplituden ein. In Bild 6.4 sind aus Gründen der Übersichtlichkeit für den geschalteten Zustand nur die unterschiedlichen Amplituden für die 3. und 4. Gangstufe dargestellt. Die Amplituden der übrigen Losräder sind für alle geschalteten Gangstufen entsprechend dem Leerlaufzustand gleich.

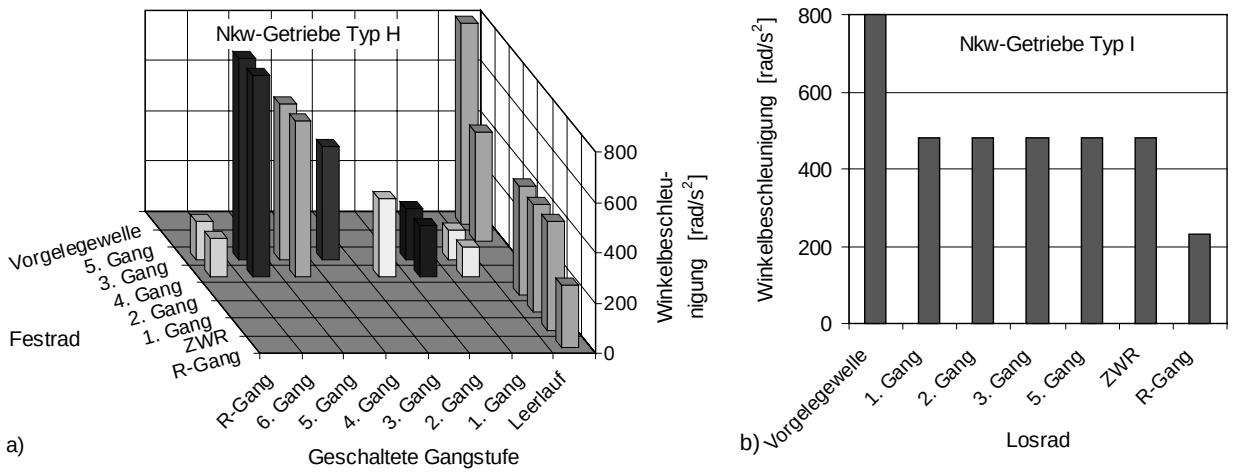


Bild 6.4 Winkelbeschleunigungsamplituden betrachteter Festräder bei Ein-Gruppengetrieben bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 an der Getriebeeingangswelle; a) Getriebe Typ H und b) Getriebe Typ I

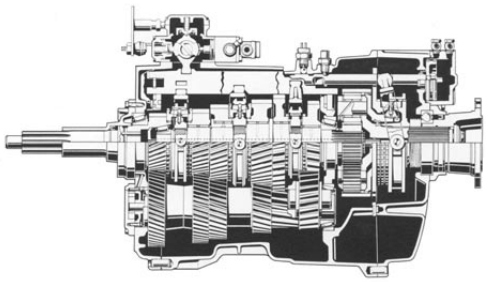
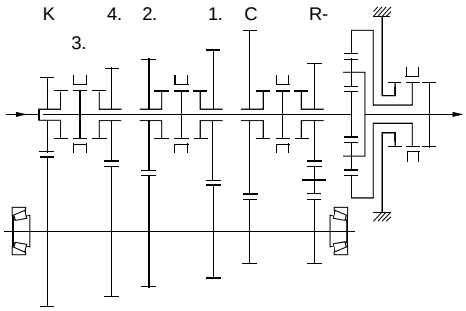
6.1.2 Mehr-Gruppengetriebe

Das Ziel von Mehr-Gruppengetrieben ist die Bereitstellung möglichst vieler Gangstufen mit möglichst wenig Zahnradpaaren. Fahrzeuggetriebe mit mehr als sechs Gängen werden zweckmäßigerweise in Mehr-Gruppenbauweise ausgeführt, die man durch Kombination von ein-, zwei- oder mehrstufigen Einzelgetrieben erreichen kann. Die beiden betrachteten Mehr-Gruppengetriebe für mittlere und schwere Nutzkraftwagen Typ J und K sind aus einem zweistufigen Hauptgetriebe sowie einer einstufigen Vorschalt-Split- (nur Typ K) und einer zweistufigen Nachschaltgruppe zusammengesetzt, Bild 6.5.

Das kennzeichnende Merkmal dieser Gruppengetriebe in Vorgelege-Bauweise (Hauptgetriebe mit der Vorschaltgruppe) ist in der Anordnung aller Losräder bis auf das Zwischenrad auf der Hauptwelle zu finden. Die 2-Gang-Nachschalt-Rangegruppe ist in Planetenbauweise ausgeführt und verfügt zum einen über einen direkten Gang, bei dem der Planetenradsatz als Block umläuft und zum anderen über eine Übersetzung, bei der das Hohlrad mit dem Gehäuse verblockt ist. Dieser Planetenradsatz steht mit Ausnahme des Leerlaufs stets im Leistungsfluss und trägt somit nicht zur Rasselgeräuschentfaltung bei. Im Leerlauf steht die Getriebehauptwelle, an deren Ende das Sonnenrad der Planetenstufe angeordnet ist, still, so dass es hier zu keiner Klappergeräuschabstrahlung kommt. Deshalb wird in nachfolgenden Betrachtungen die Klapper- und Rasselgeräuschneigung der untersuchten Nkw-Getriebe nur das Hauptgetriebe mit deren Vorschaltgruppe berücksichtigt, die Nachschaltgruppe wird hierbei nicht betrachtet. Auf die Klappergeräuschneigung eines Nkw-Planetengetriebes wird im Kap. 7 ausführlicher eingegangen.

Das Zwei-Gruppengetriebe Typ J in Schnellgangausführung ist für ein Antriebsdrehmoment von 1150 Nm bei einem Achsabstand von 130 mm konzipiert, dessen Einsatz bis in die obere Nutzfahrzeugmittelklasse mit einer Antriebsleistung von bis zu 240 kW reicht. Dieses Nkw-Getriebe, bestehend aus einer Antriebskonstante, einem Hauptgetriebe und einer 2-Gang-Nachschalt-Rangegruppe, verfügt über neun Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Das Hauptgetriebe des zweistufigen Getriebes weist 4 Gangstufen, einen Crawler- und einen R-Gang auf. Im Leerlauf werden über die Antriebskonstante

die Vorgelegewelle und somit alle auf der Hauptwelle angeordneten Losräder zum Klappern angeregt, was zu sieben Klapperstellen führt. Bedingt durch den Einsatz der Nachschaltgruppe ergeben sich für die Mehr-Gruppengetriebe zwei gleiche Schaltstellungen des Hauptgetriebes. Somit treten im 3. und 7. Gang (Direktgang des Vorschalt- und Hauptgetriebes) sowie im Leerlauf ebenfalls sieben Klapperstellen auf. In den restlichen Gängen sind vier (R-Gang) bzw. fünf Klapperstellen vorhanden.

9-Gang-Getriebe Typ J für mittlere Nkw		Technische Daten
		T_{max} = 1150 Nm a = 130 mm i_C = 10,245 i_1 = 6,573 i_2 = 4,776 i_3 = 3,529 i_4 = 2,611 i_5 = 1,862 i_6 = 1,353 i_7 = 1,000 i_8 = 0,740 i_R = 9,436 i_K = 1,222

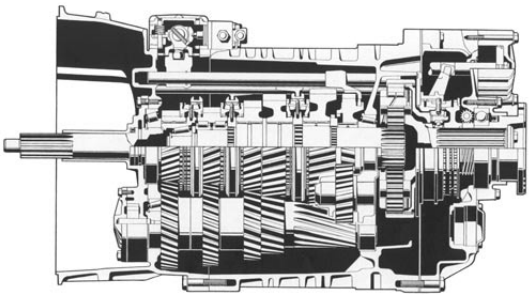
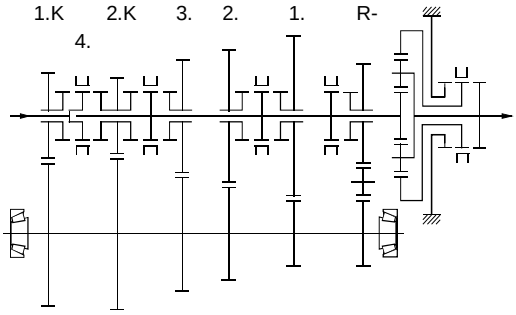
16-Gang-Getriebe Typ K für schwere Nkw	Technische Daten
	T_{max} = 1600 Nm a = 154 mm i_{1L} = 16,408 i_{5S} = 3,024 i_{1S} = 13,805 i_{6L} = 2,470 i_{2L} = 11,276 i_{6S} = 2,078 i_{2S} = 9,487 i_{7L} = 1,700 i_{3L} = 7,761 i_{7S} = 1,430 i_{3S} = 6,530 i_{8L} = 1,189 i_{4L} = 5,426 i_{8S} = 1,000 i_{4S} = 4,565 i_{RL} = 15,361 i_{5L} = 3,594 i_{RS} = 12,924 i_{K1} = 1,300 i_{K2} = 1,088
	

Bild 6.5 Betrachtete Mehr-Gruppengetriebe für mittlere und schwere Nutzkraftwagen

Das in Drei-Gruppenbauweise als Direktgang ausgeführte Nkw-Getriebe Typ K verfügt über sechzehn Vorwärts- und zwei Rückwärtsgänge. Das Getriebe besteht aus einem zweistufigen 4-Gang-Vorgelege-Hauptgetriebe mit R-Gang, einer 2-Gang-Vorschalt-Split-Gruppe und einer 2-Gang-Nachschalt-Range-Gruppe in Planetenradausführung. Dieses Getriebe wird in schweren Nutzkraftfahrzeugen mit einer Leistung bis zu 400 kW

bei einem Getriebeeingangsdrehmoment von 1600 Nm eingesetzt. Der Achsabstand beträgt 154 mm. Besonderes Merkmal der Vorschalt-Splittgruppe hinsichtlich der Klapper- und Rasselgeräuschneigung sind die beiden Eingangskonstanten, die als Losräder auf der Getriebeeingangswelle bzw. Hauptwelle angeordnet sind. Dadurch weist das Getriebe im Leerlauf infolge dieser konstruktiven Entkopplung der Eingangskonstante kein Klappergeräuschpotenzial auf. Dagegen treten im geschalteten Zustand, bei dem die Vorgelegewelle im Leistungsfluss ist und somit keine Geräuschneigung aufweist, vier (R-Gang) bzw. fünf Klapperstellen auf. Die maximale Anzahl von sieben Klapperstellen ist im Direktgang des Hauptgetriebes, also im 8. und 16. Gang (entspricht dem 4S- und 8S-Gang (S steht für die schnelle Split-Gruppe mit geschalteter zweiten Konstante K2)) des Nkw-Getriebes zu finden. Hierbei trägt insbesondere die Vorgelegewelle mit ihren Festrädern zur Rasselgeräuschentfaltung bei.

Bei Mehr-Gruppengetrieben für mittlere und schwere Nkw sind die Massen und die Massenträgheitsmomente einzelner Loskomponenten im Vergleich zu Nkw-Ein-Gruppengetrieben erheblich größer, Bild 6.6. Dadurch ist auch ein deutlich größerer Einfluss auf das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten zu erwarten. Beim Nkw-Getriebe Typ J ist die sehr große Masse und das sehr große Massenträgheitsmoment der Vorgelegewelle ersichtlich. Mit einer Masse von 22,6 kg ist die Vorgelegewelle deutlich schwerer als die übrigen Losräder des Getriebes. Auch das Massenträgheitsmoment ist fast vier Mal größer als das desjenigen Crawler-Losrads des Getriebes Typ J.

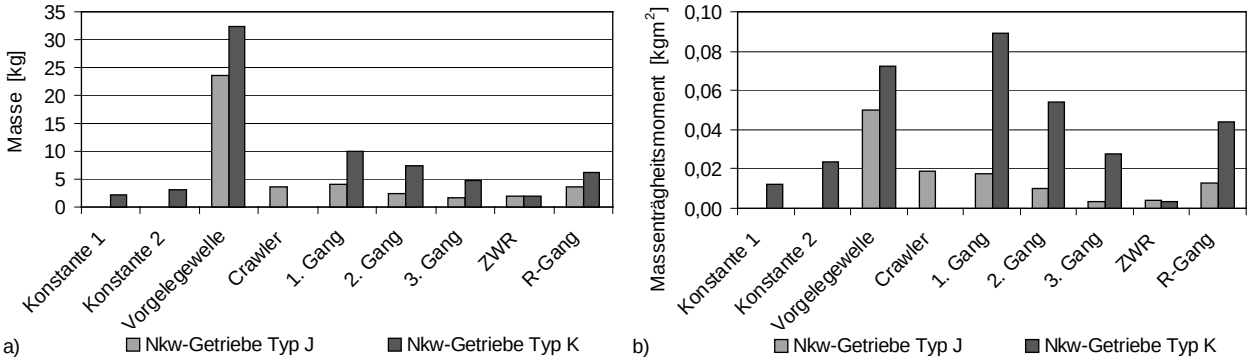


Bild 6.6 a) Massen- und b) Massenträgheitsmomentverhältnisse von Mehr-Gruppengetrieben für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge

Die Verdrehflanken- und Axialspiele der mittleren und schweren Nkw-Getriebe Typ J und K unterscheiden sich bei dieser Untersuchung kaum von Getriebeausführungen anderer Leistungsklassen. Die Verdrehflankenspielgröße wurde hierbei für alle Zahnradpaarungen mit einem Durchschnittswert von 0,15 mm angegeben. Die Axialspiele des Nkw-Getriebes Typ J betragen bis auf den Rückwärtsgang und das Zwischenrad im Mittel 0,2 mm, Bild 6.7. Nur das Getriebe Typ K weist mit durchschnittlichen 0,35 mm für alle Zahnradstufen deutlich größere Axialspiele auf.

Auf Grund der relativ kleinen Konstantenübersetzung beim Nkw-Getriebe Typ J von 1,222 erfahren dessen Losräder im Vergleich zu anderen betrachteten Fahrzeuggetrieben eine größere Winkelbeschleunigungsamplitude, Bild 6.8. Beispielsweise bei einer an der Getriebeeingangswelle eingeleiteten Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 werden alle Losräder mit Ausnahme des Losrads R-Gang mit 655 rad/s^2 angeregt.

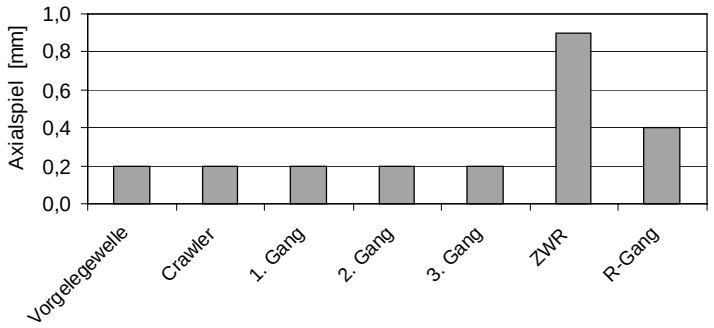


Bild 6.7 Axialspiele der Loskomponenten des Mehr-Gruppengetriebes Typ J

Beim Nkw-Getriebe Typ K weist die Übersetzung der Konstante K2 ebenfalls eine geringe Größe auf, was zu höheren Winkelbeschleunigungsamplituden der nachfolgenden Losräder führt.

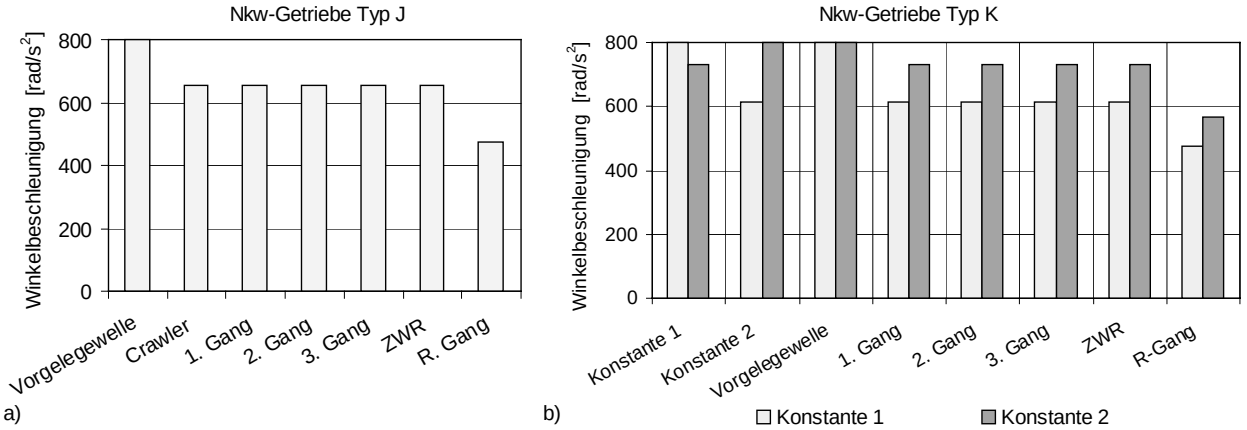


Bild 6.8 Anregungswinkelbeschleunigungsamplituden betrachteter Festräder bei Mehr-Gruppengetrieben bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 an der Getriebeeingangswelle; a) Getriebe Typ J und b) Typ K

6.2 Kalibrierfaktorabschätzung

Die Ermittlung des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens von Fahrzeuggetrieben mit dem EKM-Näherungsverfahren bedarf für die Bestimmung von Klapperkurvenverläufen sowohl des Gesamtgetriebes als auch von einzelnen Fest-/Losradpaarungen eines einheitlichen Kalibrierfaktors für jedes betrachtete Getriebe. Dadurch kann der Verlauf der rechnerisch ermittelten Gesamtklapperkurve des betrachteten Getriebes an den experimentell ermittelten Luftschalldruckpegel bei einer definierten Winkelbeschleunigungsamplitude angepasst werden, vgl. Kap. 5.3.3. Da die rechnerisch ermittelten Klapperkurven einzelner Gangstufen in einem Verhältnis zueinander und zu der Gesamtklapperkurve des Getriebes stehen, hat der Kalibrierfaktor die Aufgabe einer Verstärkungsfunktion. Auf Grund der am Institut nicht vorhandenen Prüfstandsressourcen mit großer und hochdynamischer Leistung konnten bis auf das Nkw-Getriebe Typ H keine experimentellen Klapper- und Rasselgeräuschuntersuchungen von betrachteten Nutzfahrzeuggetrieben mit hohen reduzierten Massenträgheitsmomenten durchgeführt werden. Hierbei erfolgte die Anpassung der rechnerisch ermittelten Klapperkurven des jeweiligen Getriebes mit einem abgeschätzten Kalibrierfaktor.

Die Basis für die näherungsweise Abschätzung der Kalibrierfaktorgröße bei der Bestimmung der Klapper- und Rasselgeräuschneigung der Nkw-Getriebe bilden die Pkw-Getriebe in Koaxialausführung Typ B, C, D, E und G, sowie das experimentell untersuchte Nkw-Getriebe Typ H. Hierbei wurden die Kalibrierfaktorwerte für den Betriebszustand Leerlauf bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min, einer sinusförmigen Anregung zweiter Ordnung und einer Getriebeöltemperatur von 80 °C bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2 und einem Mikrofonabstand von 100 mm ermittelt. Um die Abhängigkeit der Kalibrierfaktorgröße der betrachteten Getriebe im Betriebszustand Leerlauf auszudrücken, wurde das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment der Getriebe herangezogen. Für den Betriebszustand Leerlauf lässt sich somit der Kalibrierfaktor der betrachteten Getriebe in Koaxialbauweise über dessen auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment darstellen, Bild 6.9.

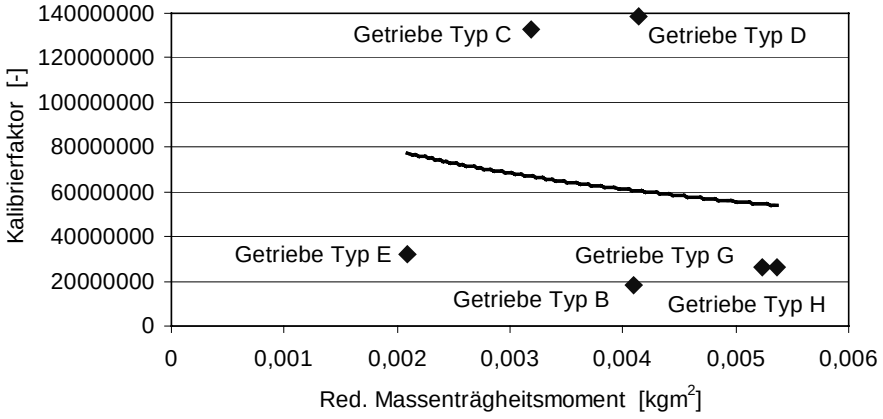


Bild 6.9 Kalibrierfaktordarstellung der Pkw-Getriebe im Betriebszustand Leerlauf

Aus der Darstellung der Kalibrierfaktoren einzelner experimentell untersuchten Getriebe lässt sich eine logarithmische Trendlinie gewinnen, die näherungsweise in eine Geradengleichung umgewandelt werden kann. Die mathematische Beziehung, mit der sich die Kalibrierfaktorermittlung für den Leerlaufzustand durchführen lässt, lautet:

$$k = 10^{(-0{,}37798 \cdot \log J_{\text{red, GEW}} + 6{,}87418)} \quad . \tag{6.1}$$

Basierend auf dieser Gleichung sind die jeweiligen Kalibrierfaktoren der untersuchten Nkw-Getriebe berechnet und in den EKM-Näherungsverfahren-Berechnungen verwendet worden, Tabelle 6.1. Zusätzlich sind hierbei die notwendigen auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmomente der Nkw-Getriebe angegeben. Beim Nkw-Getriebe Typ K ist das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment für den Direktgang, also den 8./16. Gang, ohne der Berücksichtigung der Nachschaltgruppe dargestellt, der die Basis für die Kalibrierfaktorabschätzung bildet.

Tabelle 6.1 Übersicht der abgeschätzten Kalibrierfaktoren (Getriebe Typ K: Massenträgheitsmomentangabe für den 8./16. Gang = Direktgang)

	Getriebe Typ H	Getriebe Typ I	Getriebe Typ J	Getriebe Typ K
$J_{\text{red, GEW}}$ [kgm^2]	0,005234	0,015434	0,078094	0,3245428
Kalibrierfaktor	26000000	36216000	19622000	11453000

Die mit der Gl. 6.1 abgeschätzten Kalibrierfaktoren wurden wie bereits beschrieben bei Getrieben mit einer sinusförmigen Anregung zweiter Ordnung ermittelt. Diese so ermittelten Kalibrierfaktoren wurden aus Einfachheitsgründen auch bei der Geräuschberechnung von Mehr-Gruppengetrieben trotz ihrer sinusförmigen Anregung dritter und höherer Ordnung eingesetzt. Darüber hinaus wurden die für den Betriebszustand Leerlauf abgeschätzten Kalibrierfaktoren der Einfachheit halber auf alle geschalteten Betriebszustände der betrachteten Getriebe verwendet.

6.3 Klappergeräuschabschätzung betrachteter Nkw-Getriebe

Um grundlegende Erkenntnisse der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung von Nkw-Getrieben zu erhalten, ist der erweiterte mathematische Ansatz des EKM-Näherungsverfahrens nur auf die Abstrahlung geräuschintensiver Loskomponenten, wie der Losräder und der Vorgelegewelle, angewandt worden. Der Einfluss von Schiebemuffen und Synchronringen und die damit verbundenen Auswirkungen auf das Klapper- und Rasselgeräusch wurden hierbei nicht berücksichtigt, dürfen jedoch nicht ohne Weiteres vernachlässigt werden. Den nachfolgend dargestellten Erkenntnissen liegt eine einheitliche Grunddrehzahl von 800 1/min bei einer Serienölbefüllung bei 80 °C zugrunde. Diese für Nutzkraftwagen hohe Leerlauf-Grunddrehzahl, die üblicherweise bei 600 – 700 1/min liegt, wurde hierbei aus Vergleichbarkeitsgründen mit der Geräuschabstrahlung von Pkw-Getrieben gewählt. Entsprechend dem verwendeten Verbrennungsmotor sind Ein-Gruppengetriebe bei einer sinusförmigen Anregung zweiter und Mehr-Gruppengetriebe dritter Ordnung untersucht worden.

Auf Grund der geringen Leistung des Antriebsmotors des IMA-Klapper- und Rasselprüfstands konnte von den betrachteten Nkw-Getrieben nur das Getriebe Typ H experimentell auf seine Klapper- und Rasselgeräuschabstrahlung untersucht werden. Die experimentell ermittelten Ergebnisse werden nachfolgend in einem Korrelationsvergleich den EKM-Berechnungsergebnissen gegenübergestellt.

6.3.1 Klappergeräuschverhalten von Ein-Gruppengetrieben

Der Aufbau von Ein-Gruppengetrieben in Koaxialbauweise mit ihrer Konstante entspricht den Pkw-Vorgelegegetrieben, vgl. Kap. 5 und Kap. 6.1.1. Somit unterscheidet sich auch deren Klapper- und Rasselgeräuschverhalten nicht wesentlich voneinander. In Bild 6.10 sind die Klapperkurvenverläufe einzelner Losräder und der Vorgelegewelle des 6-Gang-Handschaltgetriebes Typ H im Leerlauf dargestellt. In diesem Betriebszustand beeinflusst infolge der großen Masse und der Direktanregung mit der gleich großen Getriebeeingangswelle-Winkelbeschleunigung die Vorgelegewelle das Klappergeräuschverhalten, die einen entscheidenden Beitrag zum Geräuschpegel der Gesamtklapperkurve liefert. Hierbei liegt die Vorgelegewellen-Klapperkurve über 2 dB(A) unterhalb der Klapperkurve des Komplettgetriebes und 5 dB(A) oberhalb der 1. Gangstufe. Auch das Losrad der 1. Gangstufe trägt mit seiner großen Masse und großem Massenträgheitsmoment entscheidend zum Gesamtklappergeräuschverlauf bei.

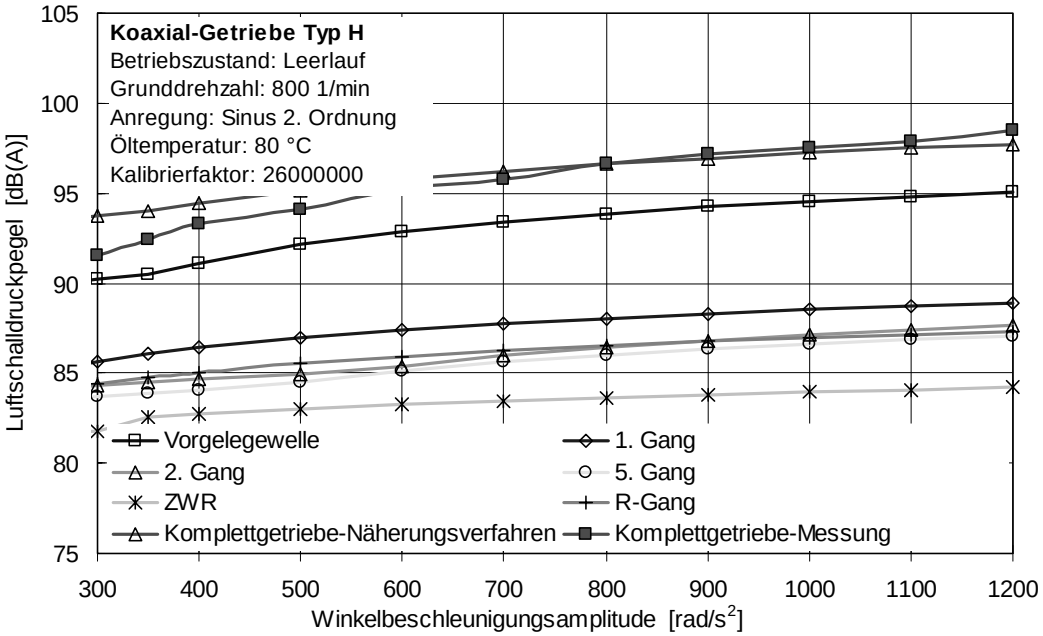


Bild 6.10 Klappergeräuschverhalten des 6-Gang-Nkw-Getriebes Typ H im Leerlauf mit gemessener Klapperkurve des Komplettgetriebes

Den geringsten Luftschalldruckpegelverlauf weist das Zwischenrad auf, dessen Klapperkurve einen untergeordneten Einfluss auf die Geräuschabstrahlung des Komplettgetriebes im Leerlauf hat. Die Losräder der 3. und 4. Gangstufe haben infolge ihrer Anordnung auf der Vorgelegewelle im Leerlauf keinen Einfluss auf die Klappergeräuschentfaltung. Der Verlauf einzelner Klapperkurven entspricht den Massenverhältnissen einzelner Loskomponenten, vgl. Bild 6.2. Die Loskomponente mit der größten Masse (1. Gang) weist den größten Luftschalldruckpegel auf und diejenige mit der kleinsten Masse (ZWR) den geringsten Geräuschpegel. Obwohl die anregenden Winkelbeschleunigungsamplituden dieser Gangstufen auf Grund derselben, zugeordneten bezogenen Übersetzung die gleiche Größe haben, ist das Luftschalldruckpegelverhalten der Gangstufen in erster Linie von den Losradmassen (außer des Losrads des R-Gangs) abhängig, zumal bei dieser Betrachtung die Verdrehflanken- und Axialspiele aller Gangstufen weitestgehend die gleiche Größe haben.

Beim 5-Gang-Handschaltgetriebe Typ I befinden sich alle Losräder auf der Getriebeausgangswelle, die sowohl im Leerlauf als auch im geschalteten Zustand mit der maximalen Klapperstellenanzahl zum Klapper- bzw. Rasselgeräusch führen. Somit entspricht das Geräuschverhalten des Leerlaufzustands dem geschalteten Schaltzustand im Direktgang. Hierbei prägt in noch größerem Umfang als beim Getriebe Typ H die Vorgelegewelle mit ihrer sehr großen Masse und dem großen Massenträgheitsmoment im Vergleich zu deren Losrädern den Gesamtluftschalldruckpegelverlauf des Getriebes am deutlichsten, Bild 6.11. Mit 2,5 dB(A) unterhalb der Gesamtklapperkurve und mit fast 6 dB(A) oberhalb der Klapperkurve des 2. Gangs nimmt sie eine vorherrschende Stellung der betrachteten Loskomponenten-Klapperkurven ein. Das Losrad der 5. Gangstufe spielt mit deutlichem Abstand dagegen eine untergeordnete Rolle.

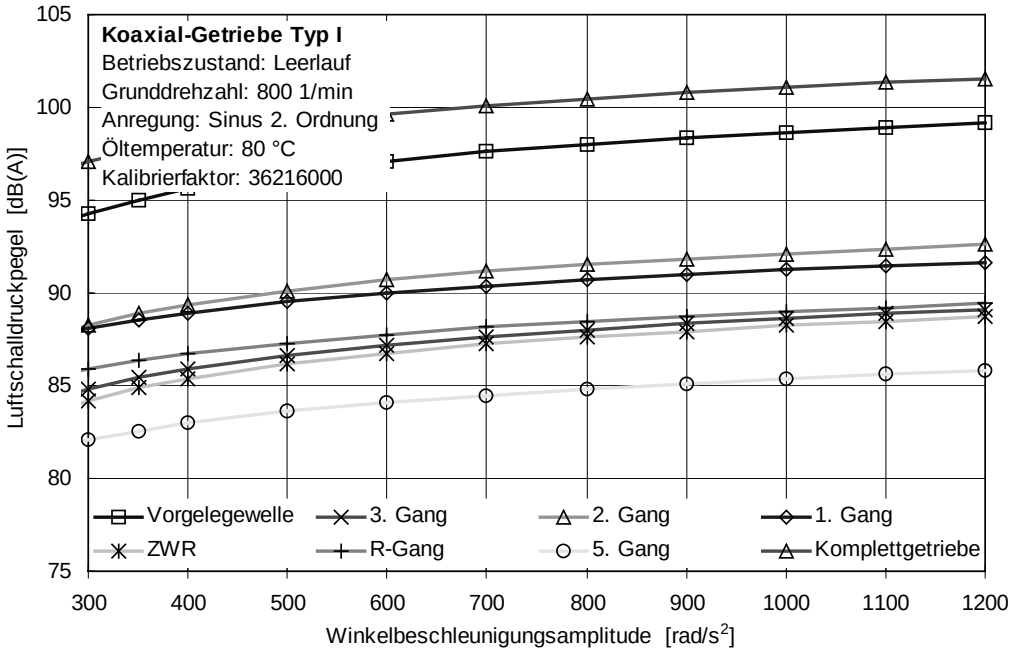


Bild 6.11 Rechnerisch ermittelte Klapperkurvenverläufe des Komplettgetriebes sowie der Losräder einzelner Gangstufen beim 5-Gang-Nkw-Getriebe Typ I im Leerlauf

6.3.2 Klappergeräuschentfaltung von Mehr-Gruppengetrieben

Bei den betrachteten Mehr-Gruppengetrieben neigen auf Grund ihres Aufbaus nur die Hauptgetriebe mit ihren Vorschaltgruppen zur Klappergeräuschentfaltung. Wie bereits im Kap. 6.1.2 angedeutet, leistet die dritte Gruppe, hier die zweistufige Nachschaltgruppe, keinen Beitrag zur Klappergeräuschentfaltung.

Der Aufbau der Vorschaltgruppe und des Hauptgetriebes (hier als eine Einheit betrachtet) entspricht einem Pkw-Getriebe in Koaxialausführung, bei dem alle Festräder auf der Vorgelegewelle angeordnet sind, vgl. Kap. 5 und Kap. 6.1.2. Dadurch ist kein entscheidender Unterschied des Klappergeräuschverhaltens der Nkw-Mehr-Gruppengetriebe zu Pkw-Koaxial-Getrieben zu erwarten. Die nachfolgenden Erkenntnisse bzgl. der Klappergeräuschneigung bei Mehr-Gruppengetrieben basieren auf einer sinusförmigen Anregung dritter Ordnung, vgl. Kap. 6.3. Bei den in dieser Arbeit betrachteten Mehr-Gruppengetrieben neigt im Leerlauf nur das Nkw-Getriebe Typ J zur Klappergeräuschentwicklung. Beim 16-Gang-Nkw-Getriebe Typ K kommt es auf Grund der Ausführung der Eingangswellenkonstante als Losrad im Leerlauf zu keiner Klappergeräuschentfaltung, wenn keine der beiden Konstanten geschaltet ist, vgl. Bild 6.5. In diesem Betriebszustand wird nur die Getriebeeingangswelle ohne der Losrad-Eingangswellenkonstante zu Torsionsschwingungen angeregt.

Beim 9-Gang-Nkw-Getriebe Typ J weist die Vorgelegewelle im Vergleich zu anderen betrachteten Koaxial-Getrieben einen noch erheblich größeren Einfluss auf die Klappergeräuschentfaltung des Gesamtgetriebes auf, Bild 6.12. Die um fast Faktor sechs größere Masse der Vorgelegewelle zu der zweitgrößten Masse und ein um fast Faktor drei größeres Massenträgheitsmoment zum Losrad des 1. Gangs führen zum absoluten Vorgelegewelleneinfluss bei diesem Getriebe. Die Luftschalldruckpegeldifferenz der Vorgele-

gewelle-Klapperkurve zu der Gesamtklapperkurve beträgt ca. 2 dB(A), während bis zu der zweitlautesten Klapperkurve des Losrads 1. Gang bereits 8 dB(A) auftreten. Die übrigen Losrad-Klapperkurven tragen nur in geringerem Maße zum Gesamtklappergeräusch dieses Getriebes bei. Die Reihenfolge der Klapperkurven einzelner Losräder entspricht wie auch beim vorherigen Getriebe deren Massenverteilung, vgl. Bild 6.6.

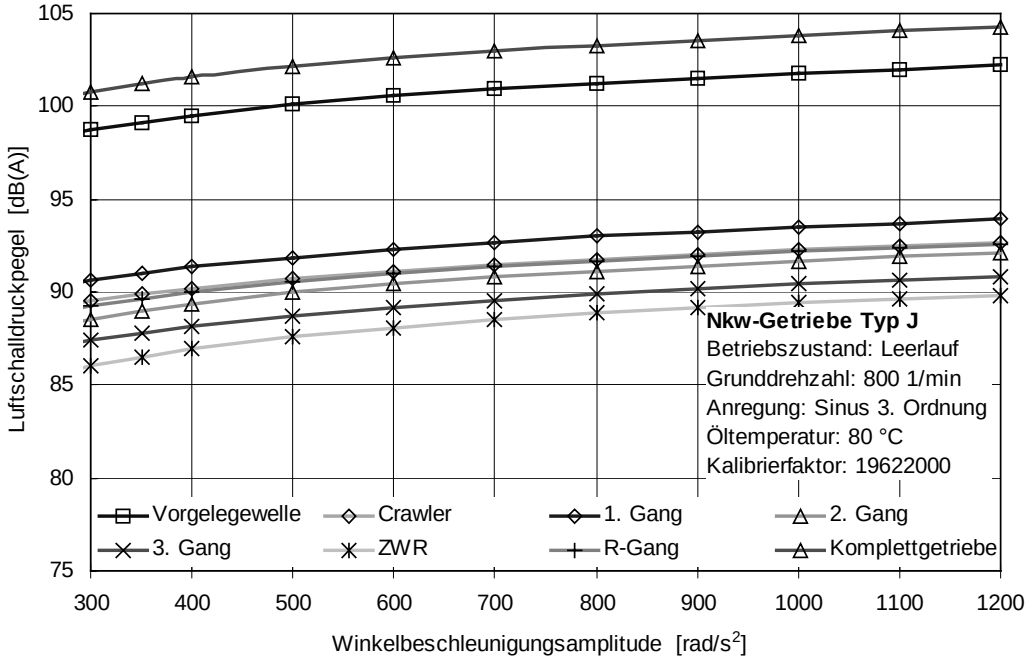


Bild 6.12 Mit EKM-Näherungsverfahren ermittelte Klapperkurven einzelner Gangstufen und des Komplettgetriebes beim Nkw-Mehr-Gruppengetriebe Typ J im Leerlauf

6.4 Rasselgeräuschentfaltung von Nkw-Ein- und Mehr-Gruppengetrieben

In diesem Abschnitt werden die mit Hilfe des erweiterten EKM-Näherungsverfahrens ermittelten Ergebnisse der Rasselgeräuschentfaltung der betrachteten Nkw-Ein- und Mehr-Gruppengetriebe dargestellt. In diesem Betriebszustand wird deren Geräuschverhalten untereinander und deren Klappergeräuschpegel im Leerlauf dargestellt. Wie im vorherigen Abschnitt wurde auch hier nur das Geräuschverhalten von den Losrädern und der Vorgelegewelle bei einer einheitlichen Grunddrehzahl von 800 1/min und Serienölbefüllung betrachtet. Dabei wurden die Ein-Gruppengetriebe mit einer sinusförmigen Anregung zweiter und die Mehr-Gruppengetriebe dritter Ordnung angeregt.

6.4.1 Rasselgeräuschverhalten von Ein-Gruppengetrieben

Das Rasselgeräuschverhalten von Ein-Gruppengetrieben entspricht, wie auch beim Klappern, dem Geräuschverhalten bei geschalteten Gangstufen von Pkw-Getrieben in Koaxialbauweise. Beim 6-Gang-Handschaltgetriebe Typ H tritt die größte Rasselgeräuschneigung im geschalteten sechsten Gang, dem Direktgang auf, bei dem alle acht Klapperstellen des Getriebes inklusive der Losräder der 3. und 4. Gangstufe ihre Stoßwirkung entfal-

ten können, Bild 6.13. Hierbei trägt die Vorgelegewelle, wie auch im Leerlauf den Hauptanteil an der Geräuschabstrahlung. Beispielsweise bei einer Winkelbeschleunigung von 500 rad/s^2 beträgt in dieser Schaltstellung der Rasselgeräuschpegel 98,2 dB(A). Bei den anderen geschalteten Gangstufen ist die Vorgelegewelle im Leistungsfluss und trägt somit mit dem jeweils geschalteten Losrad dieser Gangstufe nicht zur Rasselgeräuschentfaltung bei. Hierbei ist jeweils das Losrad des 1. Gangs bzw. im geschalteten 1. Gang das Losrad des Rückwärtsgangs maßgebend für die Rasselgeräuschentfaltung verantwortlich. Diese Erkenntnis entspricht ebenfalls der Massenverteilung einzelner Loskomponenten dieses Getriebes, vgl. Bild 6.2. Der unauffälligste Schaltzustand ist im geschalteten ersten Gang zu sehen, denn hier kommen die beiden auf das Rasselgeräusch am deutlichsten einwirkenden Loskomponenten als Geräuschquellen nicht zur Geltung.

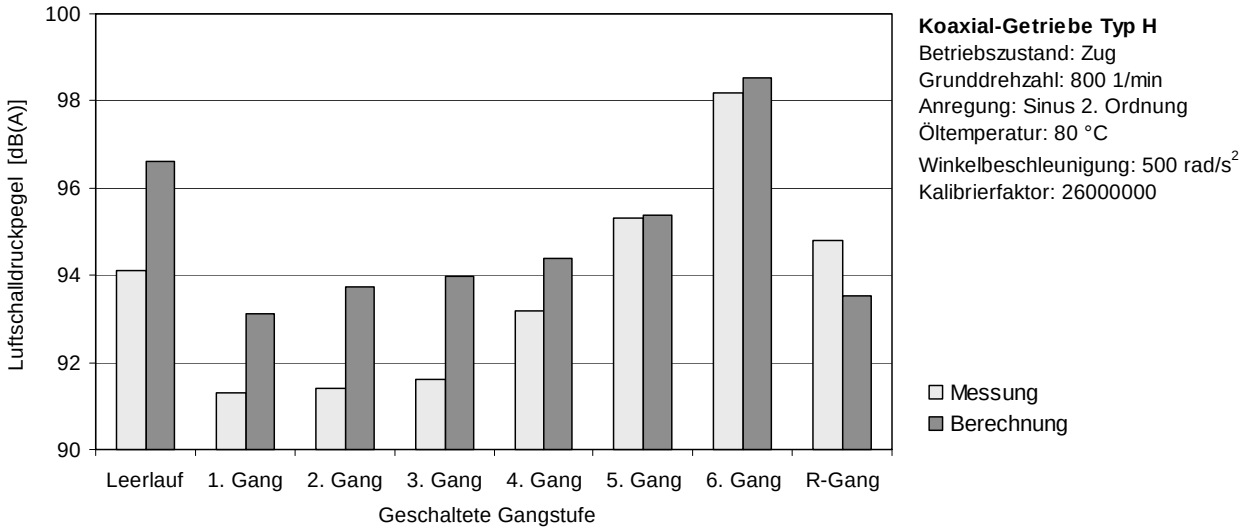


Bild 6.13 Korrelationsvergleich – Rasselgeräuschverhalten des Nkw-Eingruppengetriebes Typ H bei einer Winkelbeschleunigung von 500 rad/s^2

Auffallend ist hierbei, entsprechend dem Rasselgeräuschverhalten von Pkw-Koaxial-Getrieben, dass mit höhergeschalteter Gangstufe und somit mit zunehmendem auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoment auch ein Luftschalldruckpegelanstieg erfolgt, vgl. Kap. 5.4.6. Auch das EKM-Näherungsverfahren, bei dem alle Gangstufen mit dem gleichen Leerlaufzustand-Kalibrierfaktor bei dieser Winkelbeschleunigung kalibriert wurden, bestätigt den ansteigenden Luftschalldruckpegelverlauf bei höhergewählten Gangstufen. Im geschalteten 5. und 6. Gang ist die Geräuschpegelübereinstimmung recht gut, während in den unteren geschalteten Gangstufen der gewählte Leerlauf-Kalibrierfaktor, der für eine Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 aufgestellt wurde, die rechnerisch ermittelten Luftschalldruckpegel deutlich überstimmt.

Aus dieser Darstellung ist darüber hinaus ein umgekehrtes Verhalten der Gesamtübersetzung der einzelnen Gangstufen (d. h. Übersetzung der Konstante und der geschalteten Zahnradstufe, die mit zunehmender Gangwahl abnimmt) zum Luftschalldruckpegel zu erkennen. Für diesen signifikanten Verlauf ist im wesentlichen der Einfluss der jeweiligen Übersetzung und somit der Winkelbeschleunigungsamplitude, mit der die Loskomponenten angeregt werden, vgl. Bild 6.4, verantwortlich.

Ein ähnliches Rasselgeräuschverhalten wie bei den Pkw-Koaxial-Getrieben ist ebenfalls beim 5-Gang-Getriebe Typ I zu sehen. Infolge der Anordnung aller Festräder auf der Vorgelegewelle ist der Direktgang, der dem Geräuschverhalten des Betriebszustands Leerlauf entspricht, die rasselgeräuschkritische Gangstufe im geschalteten Zustand. Hierbei werden alle sieben Klapperstellen angeregt, was zu gleich großen Luftschalldruckpegeln sowohl des Gesamtgetriebes als auch einzelner Losräder führt. Die Vorgelegewelle mit ihrer großen Masse und ihrem großen Massenträgheitsmoment trägt zu der Rasselgeräuschentfaltung des Gesamtgetriebes entscheidend bei. Dahinter folgt das Losrad der 2. Gangstufe mit seiner größeren Masse im Vergleich zum Losrad 1. Gang mit einem erheblichen Abstand zum Geräuschpegel der Vorgelegewelle, vgl. Bild 6.3. Bei den anderen Schaltzuständen, bei denen bedingt durch die Leistungsflussverhältnisse die Wirkung der Vorgelegewelle unterbunden ist, bestimmt die 2. Gangstufe maßgeblich den Luftschalldruckpegel des Gesamtgetriebes. Und im geschalteten zweiten Gang ist das Losrad der 1. Gangstufe am lautesten. Betrachtet man das Gesamtgetriebe und dessen Betriebszustände, so erweisen sich auf Grund der gleichen rotatorischen Verhältnisse der Leerlauf und der Direktgang in der Geräuschabstrahlung gleichwertig und absolut dominierend, Bild 6.14. Hierbei sind alle Schaltzustände mit dem gleichen Leerlauf-Kalibrierfaktor ermittelt worden, was zu einem gleich großen Geräuschpegel führt. Als günstigster Schaltzustand ist der geschaltete zweite Gang zu erkennen, bei dem die kritischen Loskomponenten, wie die Vorgelegewelle sowie das Losrad der 2. Gangstufe, im Leistungsfluss sind.

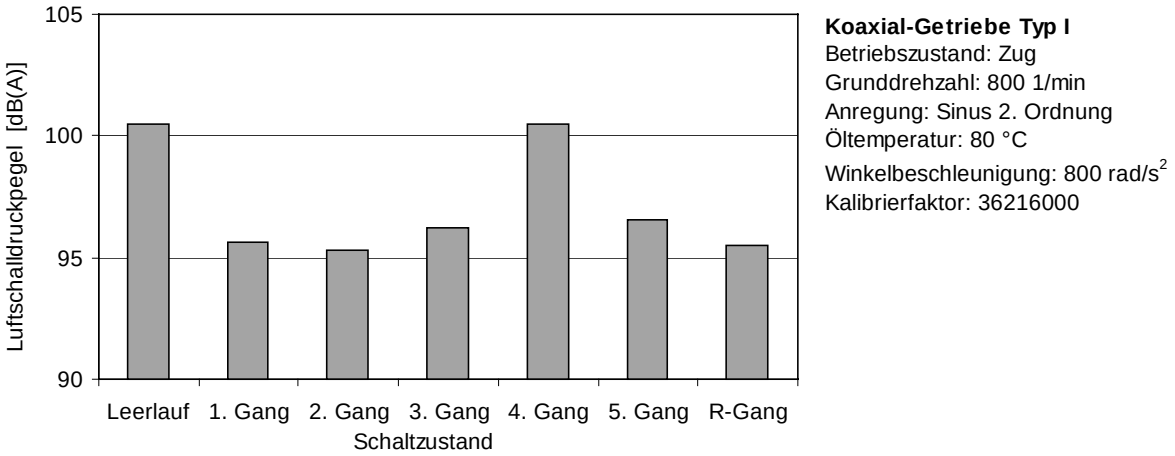


Bild 6.14 Rechnerisch ermittelte Luftschalldruckpegelverhältnisse geschalteter Gangstufen und im Leerlauf beim Nkw-Getriebe Typ I

6.4.2 Dominierendster Rasselzustand bei Nkw-Mehr-Gruppengetrieben

Entsprechend den Ausführungen zur Klappergeräuschneigung von Nkw-Mehr-Gruppengetrieben, vgl. Kap. 6.3.2, treten Rasselgeräusche bei den betrachteten Nkw-Getrieben nur im Hauptgetriebe und in deren Vorschaltgruppe auf. Die zweistufige Nachschaltgruppe in Planetenbauweise der beiden betrachteten Nkw-Getriebe neigt infolge Leistungsübertragung – sowohl in geschalteter als auch in umlaufender Stellung – nicht zur Rasselgeräuschentfaltung. Somit kann das Mehr-Gruppengetriebe als ein Ein-Gruppen-

getriebe bzgl. dem Rasselgeräuschverhalten betrachtet werden. Dadurch ist auch bis auf die größeren Dimensionen der Loskomponenten kein entscheidender Unterschied des Rasselgeräuschverhaltens der Nkw-Getriebe im Vergleich zu Pkw-Koaxial-Getrieben zu erwarten. Die nachfolgend dargestellten Erkenntnisse bei der Nkw-Mehr-Gruppengetriebebetrachtung basieren auf einer sinusförmigen Anregung dritter Ordnung.

Beim Nkw-Mehr-Gruppengetriebe Typ J neigt der direktgeschaltete Gang des Hauptgetriebes (3./7. Gang) zum größten Rasselgeräuschpegel. Hierbei werden die Vorgelegewelle und alle Losräder des Hauptgetriebes, die auf der Getriebeausgangswelle angeordnet sind, angeregt. Dieser Schaltzustand entspricht auch dem Leerlaufzustand-Geräuschverhalten, bei dem ebenso alle sieben Klapperstellen zur Geräuschentfaltung beitragen, Bild 6.15. Die Luftschalldruckpegel der beiden Betriebszustände liegen mit etwa 5 dB(A) über den Rasselgeräuschpegeln der anderweitigen geschalteten Gangstufen. In diesen beiden Schaltzuständen ist die Vorgelegewelle mit ihrer großen Masse und ihrem großen Massenträgheitsmoment die Hauptquelle der Rasselgeräuschentfaltung. Auffallend ist hierbei die mit 1,2 recht geringe Übersetzung der Konstante, die zu deutlich höheren Winkelbeschleunigungsamplituden der angeregten Losräder durch die Vorgelegewelle führt, was sich nachteilig auf den abgestrahlten Geräuschpegel des Gesamtgetriebes auswirkt. Der rasselgeräuschgeringste Schaltzustand ist im geschalteten Rückwärtsgang zu finden, bei dem die Vorgelegewelle, das Zwischen- und das Losrad des Rückwärtsgangs Leistung übertragen, während bei den restlichen geschalteten Gangstufen die Rasselgeräuschpegel sich etwa auf dem gleichen Niveau befinden. Hierbei ist der größte Vorgelegewelleneinfluss infolge der Leistungsübertragung auf den Gesamtrasselgeräuschpegel nicht gegeben. Das Losrad der 1. Gangstufe ist hierbei die einflussreichste Loskomponente auf die Gesamtklapperkurve des Getriebes, die im Leerlauf wie auch im geschalteten Direktgang den zweitgrößten Einfluss hat. Im geschalteten 1./5. Gang hat das Crawler-Losrad den größten Einfluss auf die Rasselgeräuschentfaltung des Gesamtgetriebes.

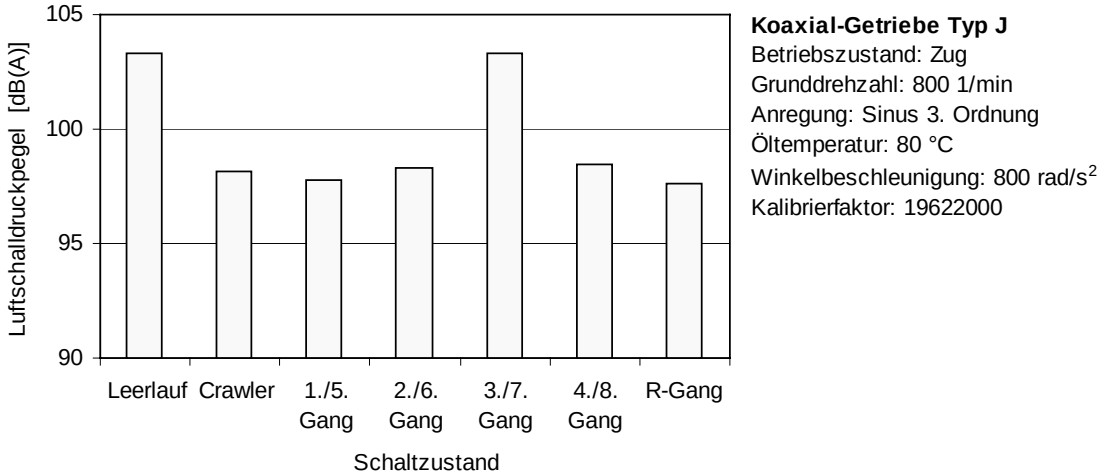


Bild 6.15 Rechnerisch ermitteltes Klapper- und Rasselgeräuschverhalten des Nkw-Getriebes Typ J beim einheitlichen Kalibrierfaktor

Das Rasselgeräuschverhalten des 16-Gang-Nkw-Getriebes Typ K in der Direktgang-Ausführung wird zunächst am Beispiel des geschalteten Direktgangs, also der 8./16.

Gangstufe betrachtet. In diesem Schaltzustand wird die Getriebeeingangswelle direkt über die Konstante 2 mit der Getriebeausgangswelle verbunden, was zur Anregung der Vorgelegewelle mit ihren darauf angeordneten Festrädern und somit der Anregung aller Losräder führt. Somit trägt die Vorgelegewelle mit ihrer sehr großen Masse und ihrem sehr großen Massenträgheitsmoment einen entscheidenden Anteil an der Rasselgeräuschentfaltung des Gesamtgetriebes bei. Beispielsweise bei der betrachteten Grunddrehzahl von 800 1/min bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2 liegt der Luftschalldruckpegel nur 2,5 dB(A) unterhalb des Rasselgeräuschpegels des Gesamtgetriebes, Bild 6.16. Erst danach folgen trotz der sehr kleinen Konstantenübersetzung und somit der großen Winkelbeschleunigungsamplitude, mit der die Losräder angeregt werden, die Luftschalldruckpegel dieser Loskomponenten. Hierbei ist ebenso ein direkter Zusammenhang einzelner Luftschalldruckpegel geschalteter Gangstufen zum Verlauf Losrad-Massen erkennbar, vgl. Bild 6.6.

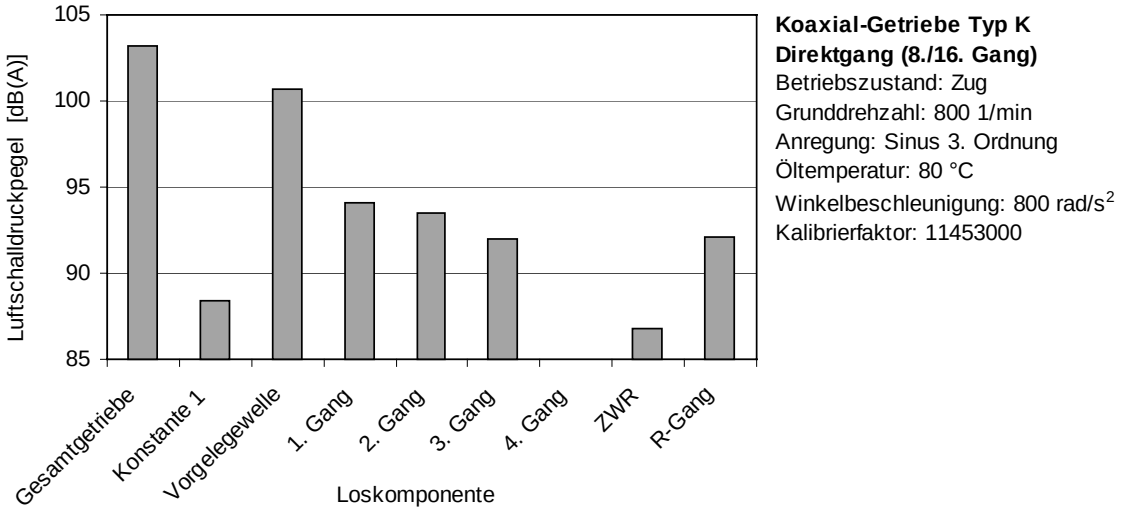


Bild 6.16 Luftschalldruckpegel einzelner Loskomponenten im Vergleich zum Rasselgeräuschpegel des Nkw-Gesamtgetriebes Typ K im geschalteten Direktgang (8./16. Gangstufe) bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2

Bei der Betrachtung der Rasselgeräuschpegel aller geschalteten Gangstufen ist die große Geräuschdominanz der Direktgang-Schaltstellung zu erkennen, Bild 6.17, dessen Luftschalldruckpegel mit über 4 dB(A) oberhalb der Rasselgeräuschpegel der restlichen geschalteten Gangstufen liegt. Nur in diesem Schaltzustand ist die Vorgelegewelle nicht im Leistungsfluss, was zum erheblichen Gesamtrasselgeräuscheinfluss des Getriebes führt. Alle anderen geschalteten Gangstufen, bei denen die Vorgelegewelle immer eine Leistung überträgt, können bzgl. des Rasselgeräuschpegels näherungsweise als gleichwertig betrachtet werden. Den größten Einfluss auf die Rasselgeräuschentfaltung bei jeweiliger geschalteter Gangstufe zeigt bis auf den Schaltzustand der 1. und 2. Gangstufe das Losrad des 1. Gangs, das nach der Vorgelegewelle die größte Masse und das größte Massenträgheitsmoment aller Loskomponenten aufweist. Beim geschalteten 1. und 2. Gang ist jeweils das Losrad der 1. Gangstufe im Leistungsfluss, was zum Einfluss des Losrads der 2. Zahnradstufe des Hauptgetriebes führt.

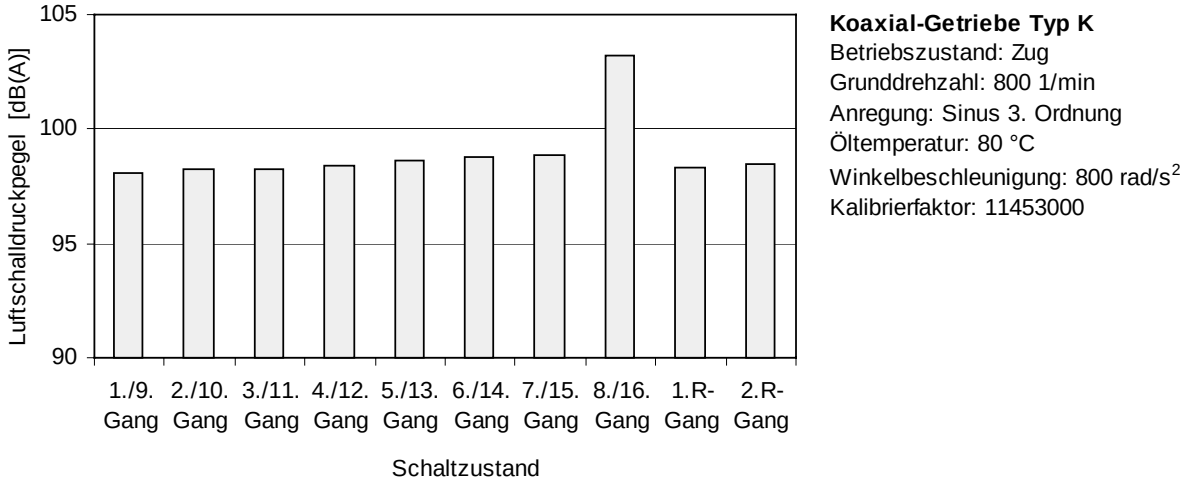


Bild 6.17 Rasselgeräuschpegel einzelner geschalteter Gangstufen des Nkw-Getriebes Typ K bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2

6.5 Gegenüberstellung des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens der betrachteten Nkw-Getriebe

In diesem Abschnitt werden die gewonnenen Erkenntnisse über das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten der betrachteten Nkw-Ein- und Mehr-Gruppengetriebe zusammengefasst und gegenüber gestellt. Am Beispiel des Betriebszustands Direktgang, der bei Koaxial-Getrieben mit Festrad-Vorgelegewelle (Anordnung aller Festräder auf der Vorgelegewelle) dem Geräuschverhalten des Leerlaufzustands entspricht (mit Ausnahme des Nkw-Getriebes Typ H) und der der geräuschdominierende Schaltzustand ist, werden die mit Hilfe des EKM-Näherungsverfahrens ermittelten Luftschalldruckpegelverhältnisse bewertet und analysiert.

Da das Nkw-Getriebe Typ K mit den größten Massen und größten Massenträgheitsmomenten seiner Loskomponenten den größten Luftschalldruckpegel aufweist, wurde für diese Betrachtung bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min, den Verdrehflanken- und den Axialserienspielen und der entsprechenden Anregung 2./3. Ordnung bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 deren Luftschalldruckpegel als Basiswert von 100 % herangezogen, Bild 6.18. Hierbei sind zum einen die einzelnen Getriebegeräuschpegel mit unterschiedlichen Kalibrierfaktoren entsprechend Tabelle 6.1 ermittelt worden, deren einzelne Ergebnisse im Kap. 6.4 dargestellt sind. Daraus ist mit zunehmender Getriebegröße ein steigender Rasselgeräuschpegel zu erkennen, der hier vornehmlich auch durch die Kalibrierfaktorgröße geprägt wird. Zum anderen ist in Bild 6.18 ein direkter Vergleich der Luftschalldruckpegelverhältnisse der betrachteten Nkw-Getriebe in diesem Schaltzustand bei gleicher Anregung dritter Ordnung, mit einheitlichem durchschnittlichen Kalibrierfaktor und gleichen Verdrehflankenspielen von 0,15 mm sowie gleich großen Axialspielen von 0,2 mm zu sehen. Hierbei ist, wie zu erwarten war, eine mit der Getriebegröße und somit zunehmender Masse und zunehmenden Massenträgheitsmoment einzelner Getriebe-Loskomponenten steigende Rasselgeräuschentfaltung festzustellen. Die geringste Rasselgeräuschabstrahlung weist das Getriebe Typ H auf, deren Luftschalldruckpegel fast 7 % unterhalb des Rasselgeräuschpegels des größten Nkw-Getriebes Typ K liegt.

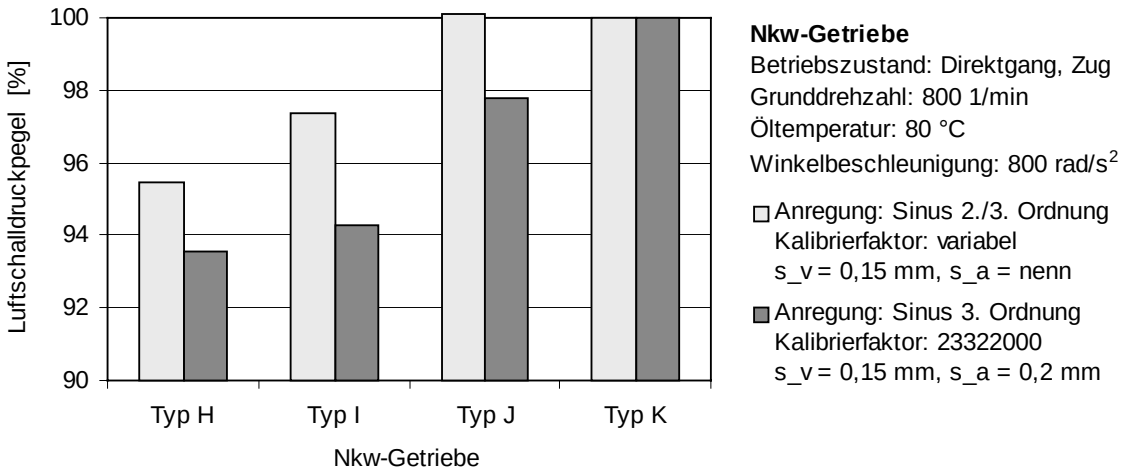


Bild 6.18 Vergleich der Luftschalldruckpegelverhältnisse der betrachteten Gesamtgetriebe im Schaltzustand Direktgang

Die Luftschalldruckpegelverhältnisse der betrachteten Nkw-Getriebe im geschalteten Zustand entsprechen deren auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmomentverhältnissen der Gesamtgetriebe.

Der vergleichende Einfluss der dominierenden Loskomponenten bei gleichen Betriebsparametern, gleich großen Verdrehflanken- und Axialspielen und gleichem Kalibrierfaktor entsprechend der Betrachtung in Bild 6.18 ist im Schaltzustand Direktgang in Bild 6.19 zu sehen. Hierbei sind nur diejenigen Loskomponenten dargestellt worden, die bei jedem der betrachteten Getriebe auch vorhanden sind. Diese Darstellung zeigt die Luftschalldruckpegelverhältnisse innerhalb einer Gangstufe der betrachteten Getriebe, bei der der Bezugswert von 100 % beim Gesamtgetriebe Typ K liegt. Hierbei ist der dominierende Einfluss der Loskomponenten des größten Nkw-Getriebes Typ K zu sehen. Mit zunehmender Masse und steigendem Massenträgheitsmoment einzelner Loskomponenten und somit des kompletten Nkw-Getriebes ist auch ein Anstieg von deren Luftschalldruckpegel zu erkennen. Die in der vorherigen Betrachtung gewonnene Erkenntnis bzgl. der Gesamtgetriebe bestätigt sich auch bei den einzelnen Loskomponenten.

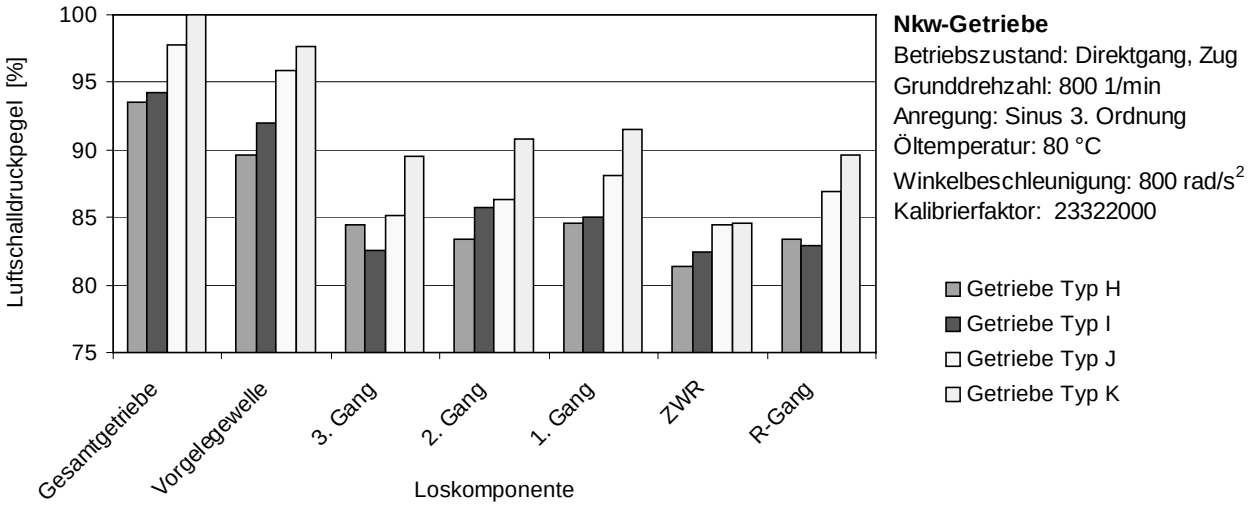


Bild 6.19 Vergleich der Luftschalldruckpegel ausgewählter Loskomponenten der betrachteten Nkw-Getriebe im Schaltzustand Direktgang

Die angeführten Betrachtungen lassen die Schlussfolgerung zu, dass bei Getrieben für Nutzkraftwagen die Masse und das Massenträgheitsmoment einzelner Loskomponenten einen wesentlichen Anteil zur Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung beitragen. Dagegen ist der Einfluss der Verdrehflanken- und der Axialspiele als weniger entscheidend einzustufen. Darüber hinaus konnte festgestellt werden, dass, wie auch bei Pkw-Getrieben, mit dem auf die Getriebeeingangswelle zunehmenden reduzierten Massenträgheitsmoment der abgestrahlte Luftschalldruckpegel des Fahrzeuggetriebes zunimmt. Aber auch die das Losrad anregende Winkelbeschleunigung hat einen nicht zu vernachlässigenden Anteil.

6.6 Vergleich des Klapper- und Rasselgeräuschverhaltens von Pkw- und Nkw-Getrieben

In diesem Abschnitt werden die gewonnenen Erkenntnisse aus den theoretischen und experimentellen Untersuchungen der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung von Pkw- und Nkw-Getrieben verglichen. Bei den Pkw-Getrieben bilden die 5-Gang-Koaxial-Getriebe Typ B, C und D die Basis für die Betrachtung, während bei Nkw-Getrieben das experimentell untersuchte Getriebe Typ H und die theoretisch untersuchten Typen I, J und K verglichen werden. Hierbei werden zum einen die einflussreichsten Parameter auf die Klapper- und Rasselgeräuschneigung dieser Fahrzeuggetriebe analysiert, bewertet und anschließend deren Geräuschabstrahlung gegenübergestellt.

6.6.1 Vergleichende Bewertung der einflussreichsten Parameter

Die vergleichende Bewertung der einflussreichsten Parameter auf das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben kann in zwei Parametergruppen, den wesentlichen Getriebeauslegungsparameter, vgl. Kap. 5.5 und den Betriebs-/Geometrieparameter, vgl. Kap. 3.3, erfolgen.

Entsprechend der in Kap. 5.5 aufgezeigten wesentlichen Einflussparameter lassen sich bei der Betrachtung der Pkw- und Nkw-Getriebe der Achsabstand und das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment des Getriebes sowie das Getriebeeingangsdrehmoment als informative Betrachtungsgröße heranziehen. In Bild 6.20a ist das mit zunehmender Größe der betrachteten Fahrzeuggetriebe steigende Getriebeeingangsdrehmoment dargestellt. Ein steigendes Getriebeeingangsdrehmoment ist mit der Zunahme des Achsabstands verbunden, Bild 6.20b. Die beiden wesentlichen Parameter schlagen sich in der Betrachtung des auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoments nieder, Bild 6.20c. Das geringste reduzierte Massenträgheitsmoment sowohl im Leerlauf als auch im Schaltzustand Direktgang ist hierbei beim Getriebe Typ B zu finden, während das Getriebe Typ K für schwere Nkw-Getriebe den größten Achsabstand sowie das größte auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment aufweist.

Aus den bekannten Einflussparametern auf die Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben sind neben den Betriebsparametern die Geometrieparameter betrachteter Fest-/Loskomponentenpaarungen von besonderem Interesse.

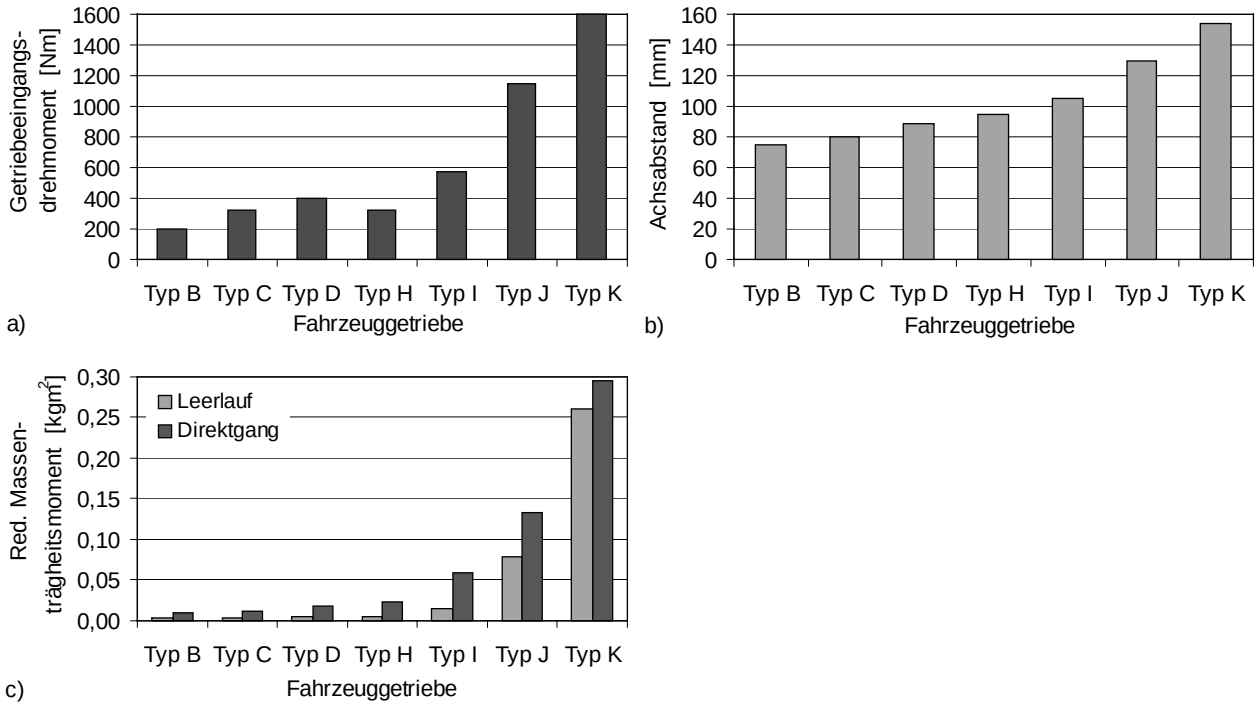


Bild 6.20 a) Getriebeeingangsdrehmoment, b) Achsabstand und c) auf die Getriebeeingangswelle reduziertes Massenträgheitsmoment der betrachteten Pkw- und Nkw-Getriebe

Insbesondere neben der Masse, die beim EKM-Näherungsverfahren einen direkten Einfluss auf die mittlere Stoßintensität hat, vgl. Gl. 3.12, ist der Einfluss des Massenträgheitsmoments nicht zu vernachlässigen. Die anderen Geometrieparameter, wie beispielsweise Fest- und Losraddurchmesser, stehen in unmittel- bzw. mittelbarem Zusammenhang mit der Masse bzw. dessen Massenträgheitsmoment.

Die in den vorherigen Abschnitten gewonnenen Erkenntnisse bestätigen den Einfluss insbesondere der Loskomponenten-Masse auf die Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Pkw- und Nkw-Getrieben. Mit zunehmender Getriebegröße steigen die Massenanteile der Loskomponenten. In Bild 6.21 sind die Massenverhältnisse der Pkw- und Nkw-Getriebe-Loskomponenten gegenübergestellt. Bei jedem Getriebe ist die minimale Losradmasse der maximalen Vorgelegewellenmasse gegenübergestellt worden.

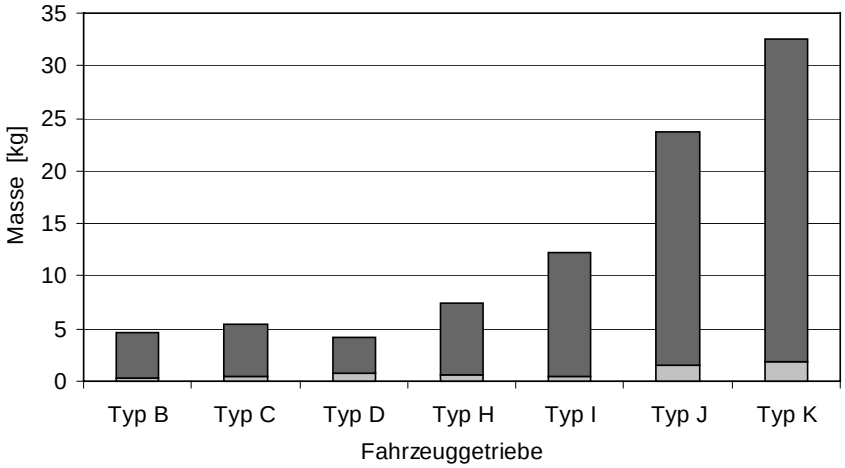


Bild 6.21 Massenverhältnisse der betrachteten Fahrzeuggetriebe-Loskomponenten (gesamte Säule: VGW-Masse, heller Säulenabschnitt: kleinste Losrad-Masse)

Hinter den maximalen Massenangaben (gesamte Säule) verbergen sich die Massen der Vorgelegewellen der jeweiligen Getriebe, während die unteren Säulenabschnitte die Massen kleinster Loskomponenten wie beispielsweise der Zwischenräder kennzeichnen.

Ein ähnlicher Verlauf ist bei auf die eigene Achse bezogenen Massenträgheitsmomenten der kleinsten und größten Loskomponenten der betrachteten Getriebe zu erkennen, Bild 6.22. Eine zunehmende Getriebegröße bewirkt eine Massenträgheitsmomentsteigerung der Loskomponenten. Auch hier ist der minimale Wert dem maximalen Wert des Losrad- bzw. Vorgelegewellemassenträgheitsmoments gegenübergestellt. Die unteren Säulenabschnitte kennzeichnen die kleinste Massenträgheitsmomentgröße der Loskomponenten, während die gesamten Säulen der jeweiligen Getriebe den Maximalwert der Loskomponente des jeweiligen Getriebes darstellen. Bis auf das Getriebe Typ K, bei dem die Masse des Losrads der 1. Gangstufe größer als das Massenträgheitsmoment der Vorgelegewelle ist, weist die Vorgelegewelle das größte Massenträgheitsmoment auf.

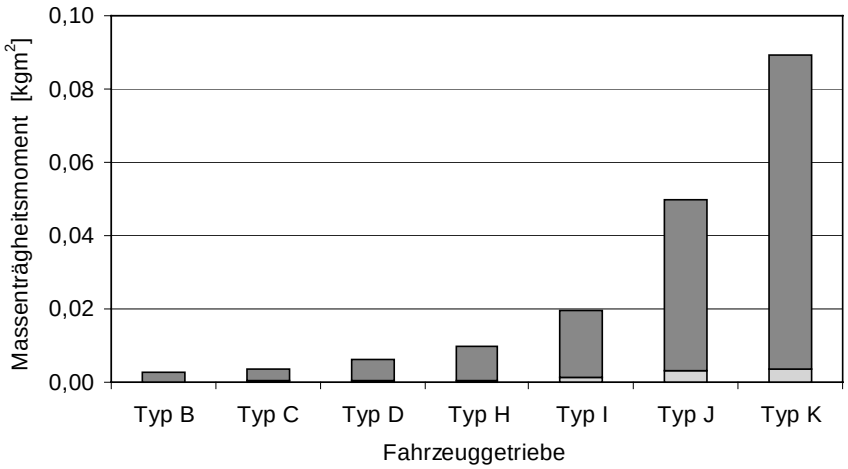


Bild 6.22 Massenträgheitsmomentverhältnisse der betrachteten Fahrzeuggetriebe-Loskomponenten (gesamte Säule: größte, heller Säulenabschnitt: kleinste Massenträgheitsmomente der Loskomponenten)

Nkw-Getriebe weisen größere Verdrehflankenspiele im Vergleich zu Pkw-Getrieben auf. Während bei Pkw-Getrieben die Verdrehflankenspiele einen Bereich von 0,072 mm und 0,118 mm umspannen, ist bei Nkw-Getrieben von einem Bereich zwischen 0,15 mm und 0,2 mm auszugehen. Auch die Axialspiele neigen bei den Nkw-Getrieben ebenso zu größeren Werten. Während bei Pkw-Koaxial-Getrieben ein durchschnittlicher Axialspiel von 0,2 mm auftritt, ist bei Nkw-Getrieben eine Bandbreite von 0,2 mm bis 0,5 mm und größer zu finden.

6.6.2 Klappergeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben in Koaxial-Bauweise

Für die Klappergeräuschentfaltung von Fahrzeuggetrieben sind neben den Betriebsparametern auch wesentliche Getriebeauslegungsparameter sowie entsprechende Geometrieparameter verantwortlich. Am Beispiel der Klappergeräuschentfaltung der Pkw- und Nkw-Getriebe im Leerlauf wird deren Einfluss charakterisiert. Für diese Betrachtung wurde das Pkw-Koaxial-Getriebe Typ D als Bezugsgetriebe gewählt, bei dem bei einer

Grunddrehzahl von 800 1/min, einer einheitlichen Anregung dritter Ordnung und einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 (Kalibrierpunkt) der experimentell ermittelte Luftschalldruckpegel auf den Wert von 100 % festgelegt wurde. Daraus ergab sich für alle betrachteten Getriebe ein einheitlicher Kalibrierfaktor von 223073000. In Bild 6.23 ist das Klappergeräuschverhalten der Pkw- und Nkw-Getriebe im Leerlauf im direkten Vergleich zu sehen. Mit zunehmender Getriebegröße ist, wie bereits gezeigt, auch hier ein steigender Luftschalldruckpegel zu erkennen. Die Nkw-Getriebe sind im Vergleich zu Pkw-Koaxial-Getrieben im Leerlauf mit bis zu 10 % deutlich klappergeräuschintensiver.

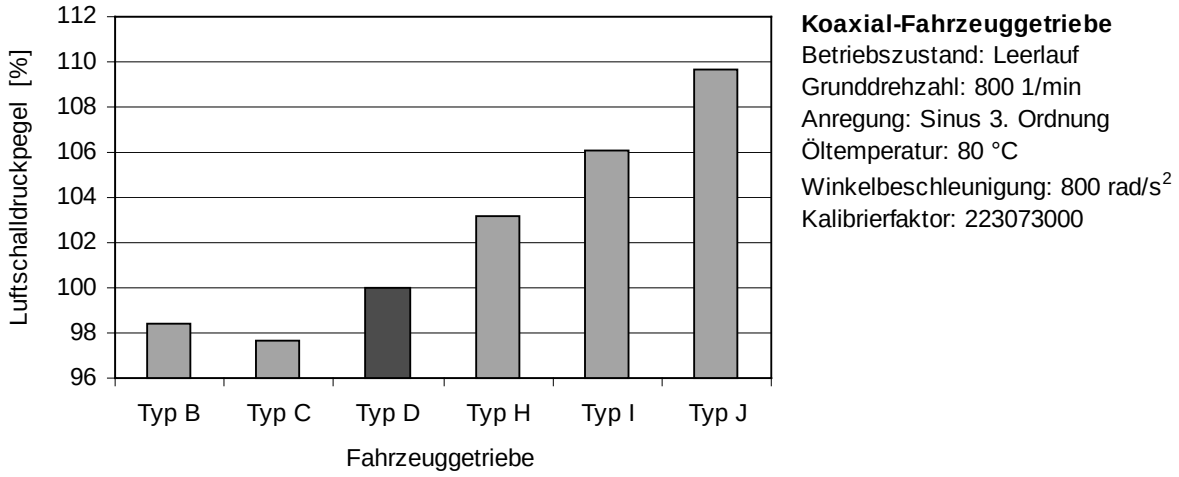


Bild 6.23 Klappergeräuschpegelverhältnisse betrachteter Fahrzeuggetriebe bei einheitlichem Kalibrierfaktor des Bezugsgetriebes Typ D

Die Luftschalldruckpegelcharakteristik betrachteter Fahrzeuggetriebe entspricht dem Verlauf der wesentlichen Einflussparameter, wie des Getriebeeingangsdrehmoments, des Achsabstands und des auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoments, vgl. Bild 6.20. Für diesen charakteristischen Verlauf sind insbesondere die mit der zunehmenden Getriebegröße (Getriebeklasse) steigende Masse und steigende Massenträgheitsmomente einzelner Loskomponenten insbesondere der Vorgelegewellen verantwortlich, vgl. Bild 6.21 und 6.22.

6.6.3 Rasselgeräuschneigung bei Koaxial-Fahrzeuggetrieben im Direktgang

Bei der Betrachtung der Rasselgeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben wird ebenso das Pkw-Getriebe Typ D in Koaxialbauweise als Bezugsgetriebe mit einem Bezugswert von 100 % gewählt. Bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min und eine Anregung dritter Ordnung wurde bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 500 rad/s^2 ein Kalibrierfaktor von 125773000 für die experimentelle Klapperkurve ermittelt.

Im geschalteten Direktgang der Fahrzeuggetriebe ist ein vergleichbarer Geräuschpegelverlauf in Abhängigkeit der Getriebegröße zu erkennen. Mit zunehmender Getriebegröße ist auch die Zunahme des Rasselgeräuschpegels zu sehen, Bild 6.24. Die betrachteten Nkw-Getriebe weisen im Vergleich zu Pkw-Getrieben in Vorgelegebauweise eine bis zu 12 % größere Rasselgeräuschintensität auf. Im Vergleich mit Getriebe Typ B und C ist

diese Rasselgeräuschpegelbreite sogar noch viel größer. Der Rasselgeräuschpegelverlauf ist mit dem Verlauf des Getriebeeingangsdrehmoments, des Achsabstands und des auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Massenträgheitsmoments vergleichbar. Primär ist hierbei der Einfluss der Masse und des Massenträgheitsmoments der Loskomponenten entsprechend der Berücksichtigung beim EKM-Näherungsverfahren verantwortlich.

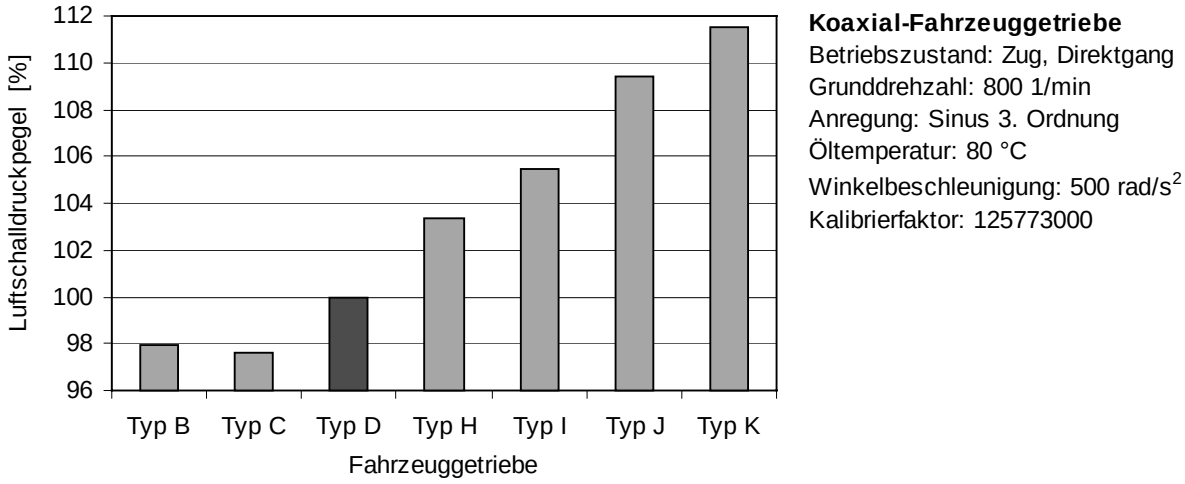


Bild 6.24 Rasselgeräuschpegel betrachteter Pkw- und Nkw-Getriebe bei einheitlichem Kalibrierfaktor des Bezugsgetriebes Typ D

7 Klappergeräuschverhalten von Planetengetrieben

Das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Nutzkraftfahrzeuggetrieben wurde in Kap. 6 detailliert dargestellt. Dieses Geräuschverhalten ist sowohl bei Ein- als auch bei Mehr-Gruppengetrieben prinzipiell mit dem Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw-Getrieben in Koaxial-Bauweise vergleichbar. Bei der Betrachtung von Mehr-Gruppengetrieben wurde infolge ihres Aufbaus nur das Hauptgetriebe zusammen mit der Vorschaltgruppe berücksichtigt, die zu Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung neigen. Da die Nachschaltgruppe der betrachteten Nkw-Getriebe im Leerlauf keine rotatorische Bewegung erfährt und sie im geschalteten Zustand stets im Leistungsfluss ist, ruft sie auch keine Klapper- und Rasselgeräusche hervor. In bestimmten Fahrsituationen, beispielsweise im Beharrungszustand, kann es jedoch zu einer Klappergeräuschentfaltung der Nachschaltgruppe kommen. Aber auch von der wissenschaftlichen Betrachtung ist das Klappergeräuschverhalten eines Planetengetriebes von entscheidendem Interesse.

In diesem Kapitel wird die Klappergeräuschneigung einer Nachschalt-Rangegruppe in einfacher Planetenrad-Ausführung dargestellt und analysiert. Diese Nachschaltgruppe ist Bestandteil des Nkw-Getriebes Typ J (vgl. Kap. 6), die aus einem angetriebenen Sonnenrad, einem Hohlrad sowie einem Abtriebs-Planetensteg mit vier Planetenrädern besteht. Für umfangreiche Klappergeräuschuntersuchungen dieses Planetengetriebes, das von der Fa. ZF Friedrichshafen AG zur Verfügung gestellt wurde, wurde ein Elementar-Prüf-Gehäuse EPG2 entwickelt und gefertigt. In diesem Prüfgehäuse wurde das Planetengetriebe auf seine Klappergeräuschneigung, insbesondere in Abhängigkeit des Verdrehflankenspiels, auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand untersucht.

7.1 Klappergeräuschpotenzial von Planetenradsätzen

Einfache Planetenradsätze bestehend aus einem Sonnenrad, mehreren Planetenrädern und einem Hohlrad können zur Klappergeräuschentfaltung angeregt werden. Der Aufbau eines einfachen Planetenradsatzes ist durch mehrfachen gleichzeitigen (parallelen) Eingriff der Zahnräder, hier des Sonnenrads mit den vier Planetenrädern, gekennzeichnet, die ihrerseits mit dem Hohlrad im Eingriff sind. Dies führt zu einer sehr kompakten Bauweise dieses Getriebes, das hohe Drehmomente und eine Leistungsverzweigung bzw. Summierung bei einem sehr guten Wirkungsgrad erlaubt. Zudem kann diese Getriebebauart unter Last geschaltet werden. Infolge der in ein Planetengetriebe eingeleiteten Torsionsschwingungen, beispielsweise auf das Festrad Sonnenrad, werden sowohl die Planetenräder als auch über die Planetenräder das Hohlrad zu Schwingungen angeregt. Auf Grund vorhandener Verdrehflankenspiele kommt es ab einer bestimmten Winkelbeschleunigung zur Ablösung der sich im Eingriff befindlichen Zahnflanken mit anschließendem Stoß und somit zur Klappergeräuschentfaltung dieser Getriebebauart.

In diesem Teilkapitel wird die Klappergeräuschentfaltung in Abhängigkeit des Schaltzustands des Planetengetriebes dargestellt sowie das Klappergeräuschpotenzial des untersuchten Nkw-Planetengetriebes analysiert.

7.1.1 Klappergeräuschneigung in Abhängigkeit des Schaltzustands

Das Sonnenrad, der Planetenträger (Steg mit Planetenrädern) und das Hohlrad können jeweils als Antrieb, Abtrieb oder stillstehend ausgeführt werden. Hierbei ergeben sich sechs plus eins (Blockumlauf mit Übersetzung gleich eins) unterschiedliche Übersetzungsvarianten. Betrachtet man den freigeschnittenen also lastlosen Schaltzustand eines einfachen Planetengetriebes, so erkennt man infolge der vorhandenen Verdrehflankenspiele das Potenzial zu dessen Klappergeräuschneigung. In Bild 7.1 sind am Beispiel eines einfachen Planetengetriebes mit angetriebenen Sonnenrad und dem Planetenträger als Abtrieb die Klapperstellen bei zwei Schaltzuständen dargestellt.

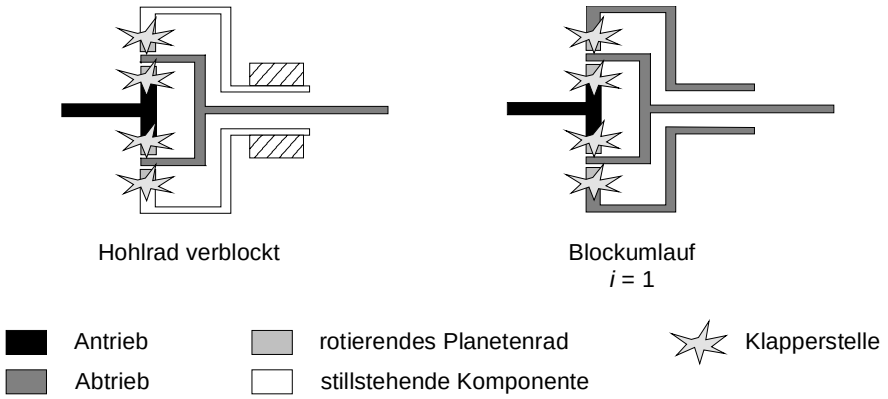


Bild 7.1 Klapperstellen eines einfachen Planetenradsatzes bei unterschiedlichen Schaltzuständen (Antrieb: Sonnenrad, Abtrieb: Planetenträger)

In jedem dieser Schaltzustände sind infolge mehrerer sich im Eingriff befindlicher Zahnräder mehrfache Klapperstellen vorhanden, die zu unterschiedlich großen und zu unterschiedlichen Zeitpunkten auftretenden Stoßimpulsen führen und somit auch eine unterschiedliche Klappergeräuschentfaltung jeder einzelnen Klapperstelle bewirken.

Schneidet man einen Planetenradsatz eines einfachen Planetengetriebes frei, so stellt das System Sonnenrad-Planetenrad-Hohlrad in erster, vereinfachter Betrachtung eine Losradkette mit zwei Losrädern dar, die beispielsweise mit dem Rückwärtsgang eines Koaxial-Getriebes mit Festrad, Zwischenrad und Losrad vergleichbar ist. Der Hauptunterschied besteht jedoch in der eingeschränkten Bewegungsfreiheit der Planetenräder, die alle sowohl mit dem Sonnenrad als auch mit dem Hohlrad parallel (gleichzeitig) in Eingriff sind. Dies führt zu einer Zwangsbewegung der Planetenräder. Die vorliegenden Verdrehflankenspiele weisen zum gleichen Zeitpunkt unterschiedliche Größe auf. Somit können diese momentan vorliegenden Spiele auch als Wirkverdrehflankenspiele bezeichnet werden. Dadurch kommt es zu unterschiedlich großen Stoßimpulsen bei unterschiedlichen Stoßzeitpunkten der einzelnen Zahnradpaare und dadurch letztendlich zur unterschiedlich ausgeprägten Klappergeräuschentfaltung jeder einzelnen Zahnradpaarung.

Bei einem einfachen Planetengetriebe sind somit drei wesentliche Bedingungen für dessen Klappergeräuschentfaltung verantwortlich. Zum einen liegt hier mit dem Festrad Sonnenrad und den Losrädern Planetenrad und Hohlrad eine Losradkette vor. Zum anderen stehen diese Losradketten, die in einem Planetengetriebe mehrfach auftreten, infolge parallelen (gleichzeitigen) Eingriffs in rotatorischer Bewegungsabhängigkeit zueinander (Zwangsbewegung). Dies hat letztendlich zur Folge, dass die hier vorhandenen Verdrehflankenspiele, die jeweils für sich eine bestimmte Spielgrenze darstellen, von den einzelnen Zahnradpaarungen nicht in vollem Umfang durchlaufen werden können (Wirkverdrehflankenspiel), da sie einen von anderen Zahnrädern des Planetengetriebes geänderten, nicht vorhersehbaren Bewegungsverlauf auferlegt bekommen. Neben dem Verdrehflankenspieleinfluss auf das Klappergeräuschverhalten eines Planetengetriebes ist bei schrägverzahnten Planetenradsätzen der Axialspieleinfluss ebenso zu berücksichtigen.

In Pkw-Automatgetrieben, in denen vornehmlich einfache und reduzierte Planetenradsätze eingesetzt werden, kann man ebenso davon ausgehen, dass diese zur Klappergeräuschentfaltung neigen können. Hierbei werden die Torsionsschwingungen nach der Wandlerüberbrückung in das Getriebeinnere direkt auf die Planetenradsätze übertragen. Bei ausgeführten Automatgetrieben kann die Ungleichförmigkeit beispielsweise mit Hilfe einer geregelten Schlupfkupplung oder aber mit einem integrierten Zweimassenschwungrad (ZMS IIi) /99, 100/ gedämpft werden. Der Entwicklungsaufwand, mit dem versucht wird, die Auswirkungen von Torsionsschwingungen in einem Automatgetriebe zu verhindern, lässt vermuten, dass sie zu unerwünschten Auswirkungen, hier beispielsweise in Form von Klappergeräuschen, führen. Aber auch die Einleitung der ungleichförmigen Drehbewegung über die Antriebsräder, also im Schubzustand, beispielsweise im Beharrungszustand bei einer Bergabfahrt, kann zur Anregung der lastlosen Getriebekomponenten und somit zur Entfaltung dieser Geräusche führen.

7.1.2 Klappergeräuschentfaltung des betrachteten Planetenradsatzes

Der hier auf die Klappergeräuschneigung untersuchte einfache Planetenradsatz wird in der Nachschaltgruppe (Range-Gruppe) des Nkw-Getriebes Typ J (vgl. Kap. 6) eingesetzt, Bild 7.2. Bei diesem geradverzahnten Planetengetriebe, bestehend aus einem 34 Zähne umfassenden Sonnenrad, vier Planetenrädern mit jeweils 26 Zähnen und einem Hohlrad mit 86 Zähnen, erfolgt der Antrieb über das auf der Hauptwelle des Hauptgetriebes angebrachte Sonnenrad und der Abtrieb über den Planetenträger. Somit können hierbei zwei Schaltzustände auftreten. Zum einen kann das Hohlrad mit dem Gehäuse verblockt werden, d. h. fest mit dem Gehäuse verbunden werden, was zu einer Übersetzung von i = 3,529 führt und zum anderen kann das Hohlrad und der Planententräger miteinander verbunden werden, was einen Blockumlauf des gesamten Planetengetriebes mit der Übersetzung i = 1 zur Folge hat, Bild 7.2. In diesem Bild sind auch die Klapperstellen des einfachen Planetenradsatzes für beide Schaltstellungen zu sehen. Beim verblockten Hohlrad (Schaltzustand I) kommt es infolge der Verdrehflankenspiele sowohl zwischen Sonnen- und Planetenrad als auch zwischen Planeten- und Hohlrad zu Stoßereignissen, die zum Klappergeräusch führen.

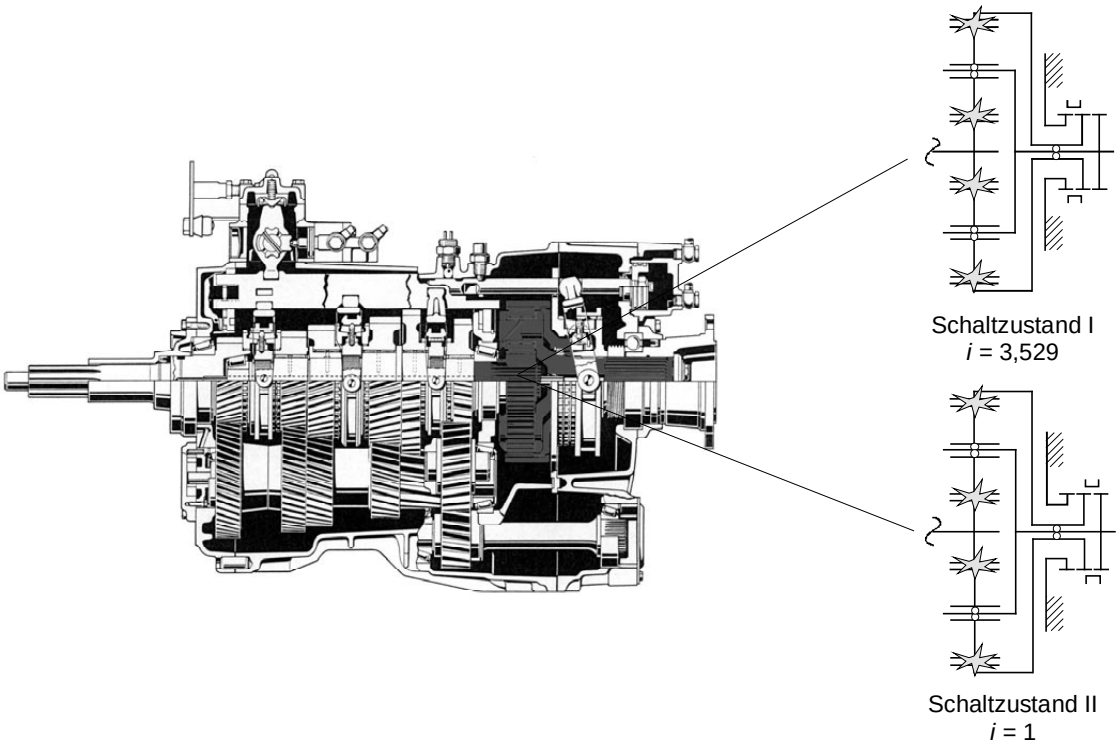


Bild 7.2 Nachschaltgruppe des Nkw-Getriebes Typ J in einfacher Planetenrad-Ausführung mit den beiden Schaltzuständen und dessen Klapperstellen

Somit treten bei diesem einfachen geradverzahnten Planetengetriebe mit vier Planetenrädern insgesamt acht Klapperstellen auf. Die einzelnen Planetenräder können sich hierbei am feststehenden Hohlrad abstützen, was zur direkten Beeinflussung der rotatorischen Bewegung der einzelnen Komponenten des Planetengetriebes führt (Zwangsbewegung). Beim umlaufenden Hohlrad (Schaltzustand II) kommt es trotz der festen Verbindung zwischen dem Planetenträger und dem Hohlrad zur Klappergeräuschentfaltung an den beiden Stoßstellen Sonnen-/Planetenrad und Planeten-/Hohlrad. Hierbei sind ebenso acht Klapperstellen zu verzeichnen, die zur Klappergeräuschentfaltung führen.

Der Zustand der Rasselgeräuschentfaltung ist bei einfachen Planetenradsätzen nicht möglich, da unabhängig davon, welche Planetenradsatzkomponente antreibt, welche abtreibt und welche stillsteht, der Kraftfluss zwischen Getriebeeingang und Getriebeausgang durch den Planetenradsatz hindurchgeht. Der Planetenradsatz befindet sich somit in jedem Betriebszustand im Kraftfluss und bietet infolge der Verspannung der einzelnen Planetengetriebekomponenten kein Rasselgeräuschpotenzial.

7.2 Aufbau des Elementar-Prüf-Gehäuses

Die Zielsetzung einer elementaren Prüfvorrichtung, in der ein Original-Planetenradsatz aufgenommen und untersucht wird, besteht in der Ermittlung des Klappergeräuschverhaltens, insbesondere in Abhängigkeit des Verdrehflankenspiels. In diesem Abschnitt wird der mechanische Aufbau des Elementar-Prüf-Gehäuses EPG2 beschrieben, in dem die Nkw-Nachschaltgruppe in Planetengetriebe-Ausführung auf ihre Klappergeräuschneigung bei unterschiedlicher Verdrehflankenspielgröße untersucht wurde.

7.2.1 Mechanischer Aufbau

Das Elementar-Prüf-Gehäuse EPG2 besteht aus drei Teilgehäusen, die zusammengebaut den gesamten Planetenradsatz wie im Originalgetriebe aufnehmen, Bild 7.3. Im Vorgehäuse ist die Fest-/Los-Lagerung der Sonnenradwelle und somit die Getriebeeingangswelle mit dem Sonnenrad, dem Planetenträger sowie dem Hohlrad untergebracht. Im Zwischengehäuse ist die Synchronisierung des Planetengetriebes angeordnet. Das Nachgehäuse beinhaltet die Lagerung des Planetenträgers sowie den Abtriebsflansch. Durch die zweifache Gehäuseteilung ergibt sich eine einfache Zugänglichkeit zu den Exzenterplanetenbolzen für die Verdrehflankenspieleinstellung an der Schnittstelle Vor- und Zwischengehäuse sowie eine einfache Montage- und Demontagemöglichkeit der Synchronisierung bei der zweiten Gehäuseteilung zwischen dem Zwischen- und dem Nachgehäuse für mögliche Ausbauversuche. Das EPG2 ist als Wendegehäuse ausgeführt und erlaubt somit den Antrieb sowohl über das Sonnenrad als auch über den Planetenträger. Die Antriebswelle des untersuchten Planetengetriebes, auf dem das Sonnenrad angeordnet ist, besteht aus Fertigungsgründen aus der modifizierten Hauptgetriebewelle des Original-Nkw-Getriebes. Die eingesetzte Fest-/Los-Lagerung der Sonnenradwelle ist wie im Originaleinbauzustand aus einem Zylinderrollen- und einem Rillenkugellager aufgebaut.

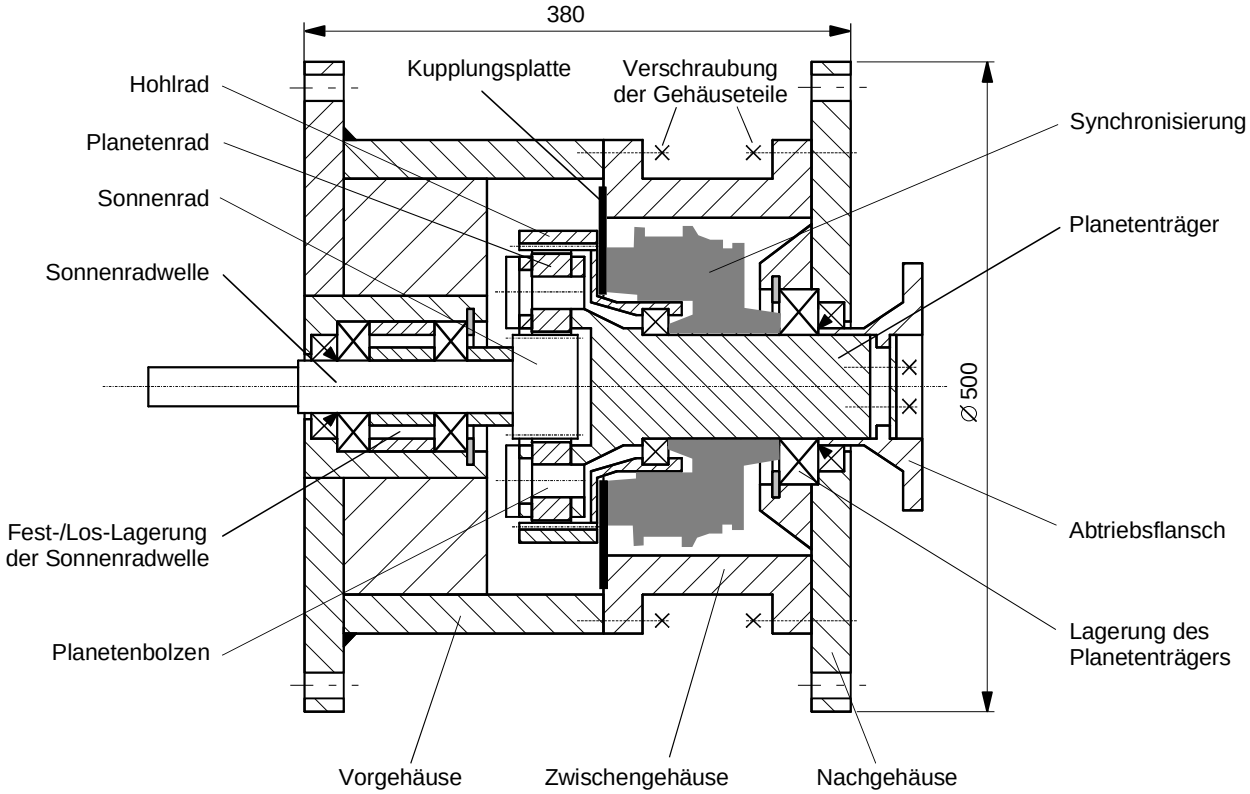


Bild 7.3 Schema des Elementar-Prüf-Gehäuses EPG2

Für den Getriebeölkreislauf, hier zur Erwärmung des Getriebeöls mit dem externen Ölheizaggregat und somit des Planetengetriebes, verfügt das Elementar-Prüf-Gehäuse EPG2 über einen Zu- und Ablaufstutzen. Darüber hinaus weist das EPG2 eine Getriebeentlüftung sowie wiederverwendbare Dichtungen an den Gehäuseschnittstellen auf.

In Bild 7.4 ist die Ansicht des Elementar-Prüf-Gehäuses EPG2 mit den drei Gehäuseteilen, die aus einer Al-Legierung (AlMg3) gefertigt sind, zu sehen. Im Vorgehäuse ist ein Schauglas zur Füllstandskontrolle des Getriebeöls angebracht. Für den Schaltvorgang des Getriebes kann der Kunststoffglasdeckel im Zwischengehäuse ausgebaut werden.

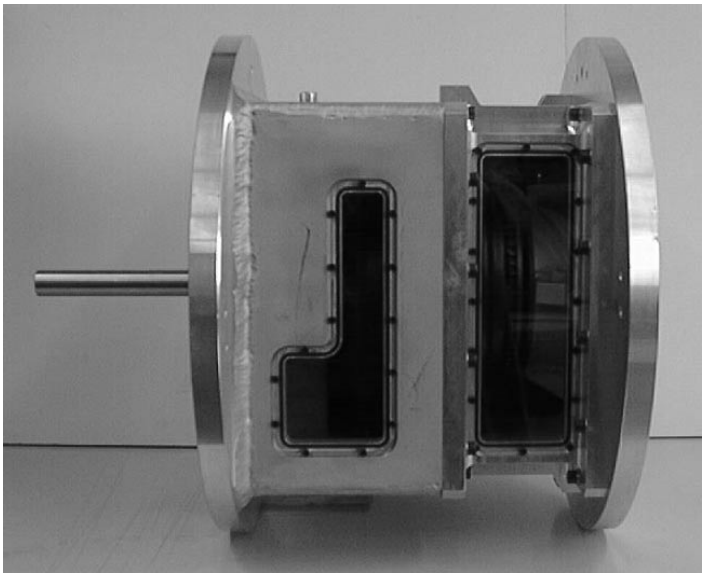


Bild 7.4 Ansicht des Elementar-Prüf-Gehäuses EPG2

7.2.2 Verstellbarkeit des Verdrehflankenspiels

Bei dem Elementar-Prüf-Gehäuse EPG2 erfolgte die Verdrehflankenspielvariation mit Hilfe von speziell angefertigten Sondersonnenrädern und Exzenterplanetenbolzen. Bei den für diese Untersuchung angefertigten Sondersonnenrädern wurden durch Schleifabtrag jeweils unterschiedliche Zahnweiten erzeugt, die eine Grundeinstellung für die Verdrehflankenspielvariation zwischen dem Sonnenrad und den Planetenrädern darstellen. Die genaue Verdrehflankenspielvariation zwischen dem Sonnenrad und den Planetenrädern sowie zwischen den Planetenrädern und dem Hohlrad erfolgte mit den angefertigten Exzenterplanetenbolzen, auf denen die vier Planetenräder gelagert wurden. Somit war die Einstellung unterschiedlicher Verdrehflankenspiele sowohl zwischen dem Sonnenrad und den Planetenrädern als auch zwischen den Planetenrädern und dem Hohlrad möglich.

Die definierte Variation der Verdrehflankenspielgröße erfolgte durch das Verdrehen aller vier Exzenterplanetenbolzen in einem Schwenkbereich von –5° und +75°. Hierbei wurden die einzelnen Planetenradachsen radial versetzt, wobei die Bahnkurve des Punktes der maximalen Exzentrizität einen Halbkreis beschrieb. Dieser radiale Versatz führt somit unmittelbar zu einer definierten Änderung der Verdrehflankenspielgröße. Dabei bewegte sich die Rotationsachse des Exzenterplanetenbolzens zur Rotationsachse des Planetenträgers hin. Aus den festgelegten Verdrehflankenspielgrößen ergab sich somit ein maximaler Versatz von 0,08 mm, was zu einer aus fertigungstechnischen Gründen gewählten Exzentrizität von 0,085 ± 0,004 mm führte. In Neutralstellung des Exzenterplanetenbolzens entspricht die radiale Verschiebung der Planetenradachse dem Ausgangszustand des Planetengetriebes.

Ausgehend von den realen Verdrehflankenspielen mit Standardplanetenradachsen wurden die jeweiligen gewünschten Verdrehflankenspielgrößen ermittelt. Das gemessene Normalflankenspiel zwischen dem Sonnen- und dem Planetenrad im Serienzustand beträgt 0,142 mm, was zu einem realen Verdrehflankenspiel von 0,155 mm führt. Zwischen dem Planeten- und dem Hohlrad nimmt das Normalflankenspiel einen Wert von 0,155 mm ein, was ein reales Verdrehflankenspiel von 0,170 mm ergibt.

Aus der ermittelten Exzentrizitätsgröße und dem gegebenen Abstand der Rotationsachse des Steges zur Planetenradachse von 68,4 mm wurde der Verstellwinkel für die Verdrehung des Exzenterplanetenbolzens für die Bedingung der Verdrehflankenspielgleichheit zwischen dem Sonnen- und Planetenrad sowie zwischen dem Planeten- und Hohlrad ermittelt. Die Größe der festgelegten gleich großen Verdrehflankenspiele zwischen den Paarungen Sondersonnen- und Planetenrad sowie Planeten- und Hohlrad bezogen auf die mittlere Ist-Verdrehflankenspielgröße umspannte somit einen Bereich zwischen 0,162 und 0,249 mm. Dadurch ergab sich mit sieben Sondersonnenrädern in Abhängigkeit von der Fertigungsqualität eine Verdrehflankenspielzunahme von ca. 0,02 mm pro Sondersonnenrad. Die Winkeleinstellung des Exzenterplanetenbolzens erfolgte mit einer hierfür gefertigten Einstellscheibe und einem Zeiger. Die mit Markierungen versehene Einstellscheibe wurde für jeden Exzenterplanetenbolzen auf dem Planetenträger fixiert und der einzustellende Winkel jeder Planetenradachse mit dem Zeiger eingestellt.

7.3 Klappergeräuschverhalten eines einfachen Planentengetriebes

Die experimentelle Untersuchung des Planetengetriebes wurde bei einer Grunddrehzahl von 500 und 800 1/min sowie einer sinusförmigen Anregung 3. Ordnung durchgeführt. Dabei wurde serienmäßiges Getriebeöl bei einer Temperatur zwischen 25 und 80 °C verwendet. Zu Beginn des Teilkapitels wird am Beispiel einer Drehzahlrampe das Drehzahlhochlaufverhalten bei unterschiedlicher Temperatur und verschiedenen Schaltzuständen dargestellt. Im Hauptteil wird der Verdrehflankenspieleinfluss beim verblockten und umlaufenden Hohlrad gezeigt.

Die Untersuchung des einfachen Planetengetriebes umfasste auch Geräuschuntersuchungen mit auf der Abtriebsseite aufgebrachtem Abtriebsdrehmoment. Hierbei konnte der Nachweis der Rasselgeräuschfreiheit dieses Planetengetriebes erbracht werden. Sowohl beim verblockten als auch beim umlaufenden Hohlrad konnte keine Rasselgeräuschneigung des einfachen Planetengetriebes festgestellt werden.

7.3.1 Geräuschverhalten bei einer Drehzahlrampe

Der Drehzahlhochlauf des einfachen geradverzahnten Planetengetriebes wurde in einem Drehzahlbereich zwischen 0 und 2500 1/min durchgeführt. In Bild 7.5 sind die Drehzahlrampen des Planetengetriebes beim verblockten und umlaufenden Hohlrad bei gleich großen Verdrehflankenspielen zwischen der Paarung Sonnen-/Planetenrad und Planeten-/Hohlrad von s_{v_SPH} = 0,163 mm bei einer Temperatur von 80 °C dargestellt.

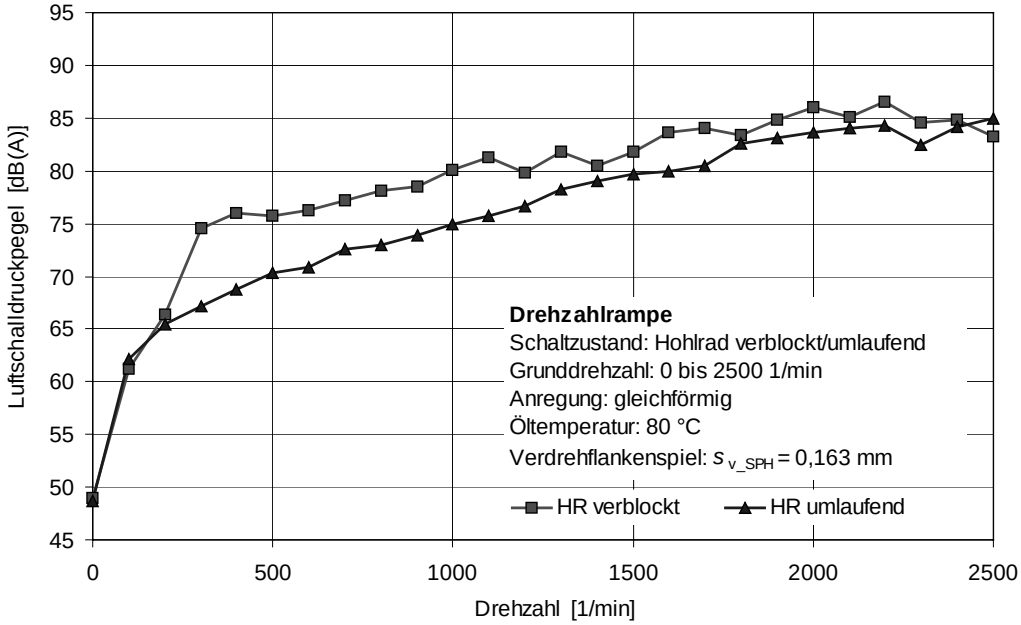


Bild 7.5 Vergleich des Drehzahlhochlaufs beim verblockten und umlaufenden Hohlrad bei einer Öltemperatur von 80 °C

Beim verblockten Hohlrad ist der Luftschalldruckpegel des Drehzahlrampenverlaufs mit 2 bis 5 dB(A) infolge der Abwälzung der Planetenräder am mit dem Getriebegehäuse fest verbundenen Hohlrad höher als im Vergleich zum umlaufenden Hohlrad. Bei beiden Betriebszuständen ist hierbei kein Verdrehflankenspieleinfluss zu erkennen.

7.3.2 Klappergeräuschneigung beim verblockten Hohlrad in Abhängigkeit des Verdrehflankenspiels

Im Schaltzustand des verblockten Hohlrads ist das Hohlrad fest mit dem Getriebegehäuse verbunden. Dabei wird der ungleichförmige Drehzahlverlauf über das Sonnenrad auf die Planetenräder übertragen, die wiederum diese Ungleichförmigkeit an das Hohlrad weitergeben. Auf Grund der Hohlradverblockung wird der Stoßimpuls des Planetenrads, das sich auf dem Hohlrad abstützt, direkt über das Planetenrad auch an den Planetenträger übertragen. In Bild 7.6 ist der Einfluss der Drehzahl und der Temperatur beim verblockten Hohlrad beim gleich großen Verdrehflankenspiel zwischen dem Sonnen-/Planetenrad und dem Planeten-/Hohlrad von 0,163 mm zu sehen. Während das Grundgeräusch bei der Grunddrehzahlerhöhung von 500 auf 800 1/min bei einer Öltemperatur von 25 °C von 71 auf 74 dB(A) ansteigt, ist mit steigender Winkelbeschleunigungsamplitude ein Klappergeräuschpegelanstieg um bis zu 7 dB(A) festzustellen. In diesem Zustand ist auch die hohe Klappergrenze mit 500 rad/s^2 auffallend, während im warmen Betriebszustand die Klappergrenze bei 200 rad/s^2 liegt. Hierbei fällt die Luftschalldruckpegeldifferenz bis zur Klappergrenze mit 2 dB(A) deutlich geringer aus. Bei höherer Winkelbeschleunigung steigt die Klappergeräuschpegeldifferenz auf bis zu 6 dB(A) an. Der Einfluss der Getriebeöltemperatur ist bei den beiden betrachteten Grunddrehzahlniveaus sehr deutlich. Die Luftschalldruckpegeldifferenz der Klapperkurven erstreckt sich bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden bis auf 8 dB(A).

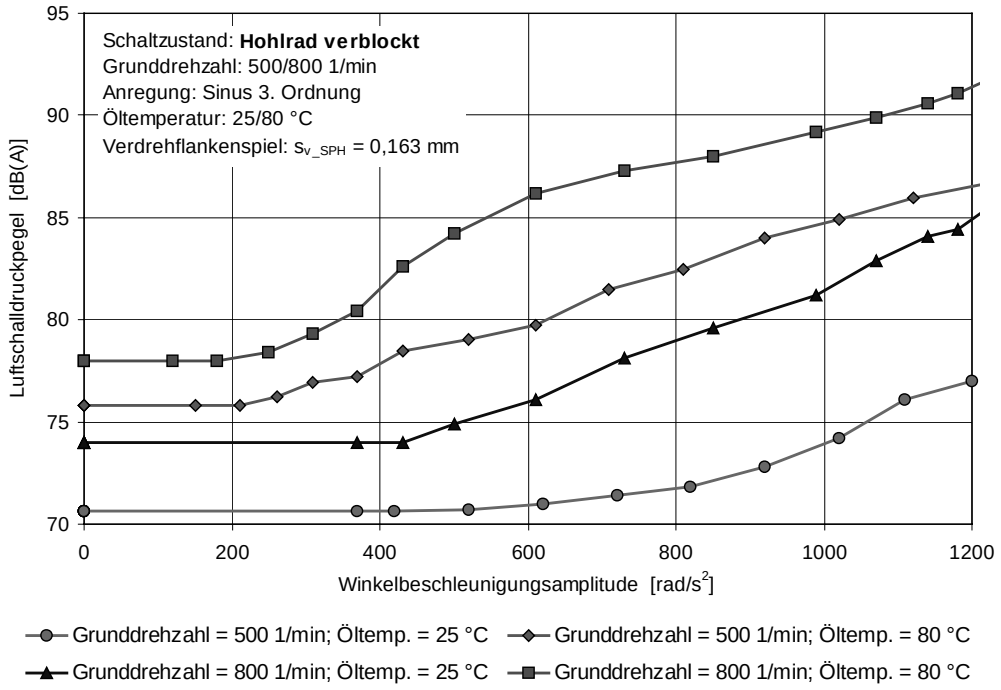


Bild 7.6 Klappergeräuschverhalten des Planetengetriebes beim verblockten Hohlrad – Drehzahl- und Öltemperatureinfluss

Der Einfluss des Verdrehflankenspiels auf das Klappergeräuschverhalten des geradverzahnten Planetengetriebes beim verblockten Hohlrad bei einer Getriebeöltemperatur von 80 °C ist in Bild 7.7 dargestellt. Mit zunehmender Verdrehflankenspielgröße nimmt auch der Klappergeräuschpegel des einfachen Planetengetriebes zu. Das Grundgeräuschniveau der aufgenommenen Klapperkurven beim verblockten Hohlrad ist bei 78 dB(A) zu finden, während der max. Klappergeräuschpegel bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 1200 rad/s² einen Wert von ca. 93 dB(A) markiert.

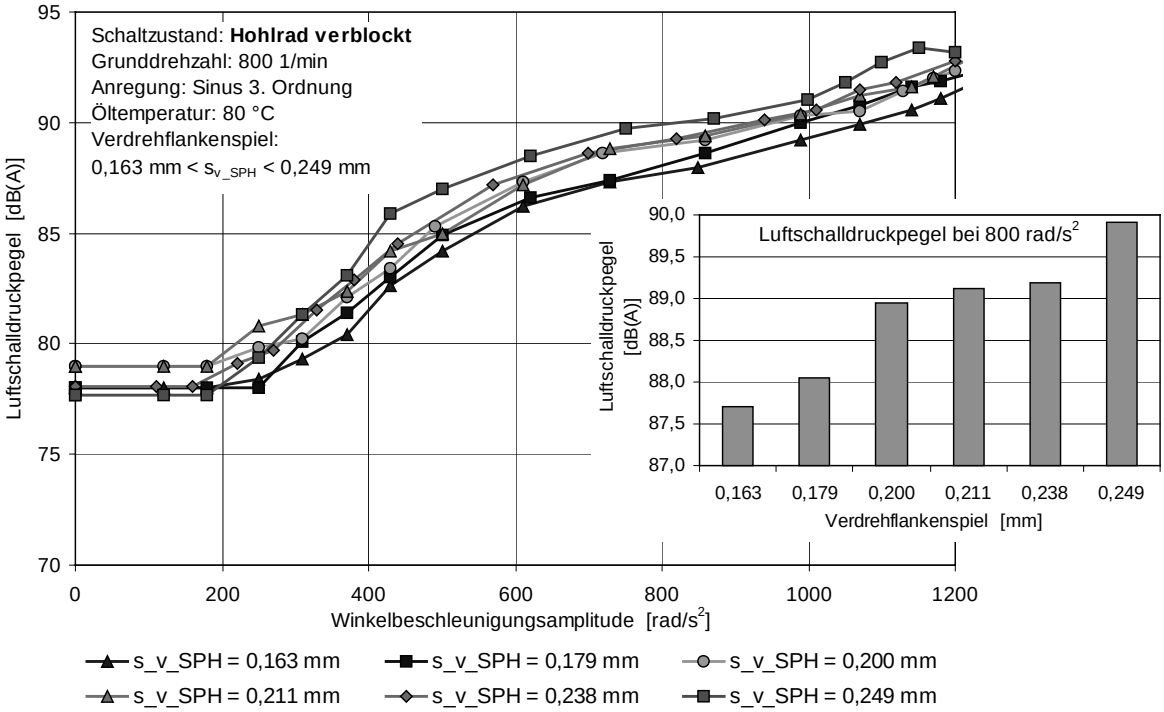


Bild 7.7 Klappergeräuschverhalten der Nkw-Nachschaltgruppe in Planetenbauweise in Abhängigkeit des Verdrehflankenspiels

Die Klappergeräuschpegelbandbreite beträgt zwischen dem kleinsten (0,163 mm) und dem größten (0,249 mm) Verdrehflankenspiel 2,5 dB(A), siehe auch Luftschalldruckpegeldarstellung bei einer Winkelbeschleunigung von 800 rad/s^2 im kleinen Diagramm.

7.3.3 Verdrehflankenspieleinfluss beim umlaufenden Hohlrad

In dieser Schaltstellung des Planetengetriebes ist das Hohlrad mit dem Planetenträger fest verbunden, was zu einer Übersetzung des Planetengetriebes von i = 1 führt. Infolge des Block-Umlaufs des gesamten Planetenradsatzes hat sich das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment gegenüber dem Zustand des verblockten Hohlrads nahezu verdoppelt. Deshalb wurde das Massenträgheitsmoment der Antriebsseite, d. h. des Antriebsmotors, mit einer zusätzlichen Schwungmasse behaftet, um einen möglichst sauberen und exakten Drehzahlverlauf zu erhalten. Das erheblich vergrößerte Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs wirkte sich jedoch nachteilig auf die maximal erreichbare Winkelbeschleunigung des Klapperprüfstand-Antriebsstrangs aus. Dadurch konnten max. Winkelbeschleunigungsamplituden von nur bis zu 250 rad/s^2 an der Getriebeeingangswelle erreicht werden.

Der Einfluss der Drehzahl und der Öltemperatur beim umlaufenden Hohlrad bei ebenfalls gleich großem Verdrehflankenspiel zwischen dem Sonnen-/Planetenrad und dem Planeten-/Hohlrad von 0,163 mm ist in Bild 7.8 zu sehen. Die Temperaturerhöhung von 25 auf 80 °C bewirkt ein Anstieg des Klappergeräuschpegels um ca. 2 – 3 dB(A). Im kalten Zustand liegt die Klappergrenze bei über 100 rad/s^2, während bei einer Temperatur von 80 °C die Klappergrenze auf 60 – 80 rad/s^2 fällt.

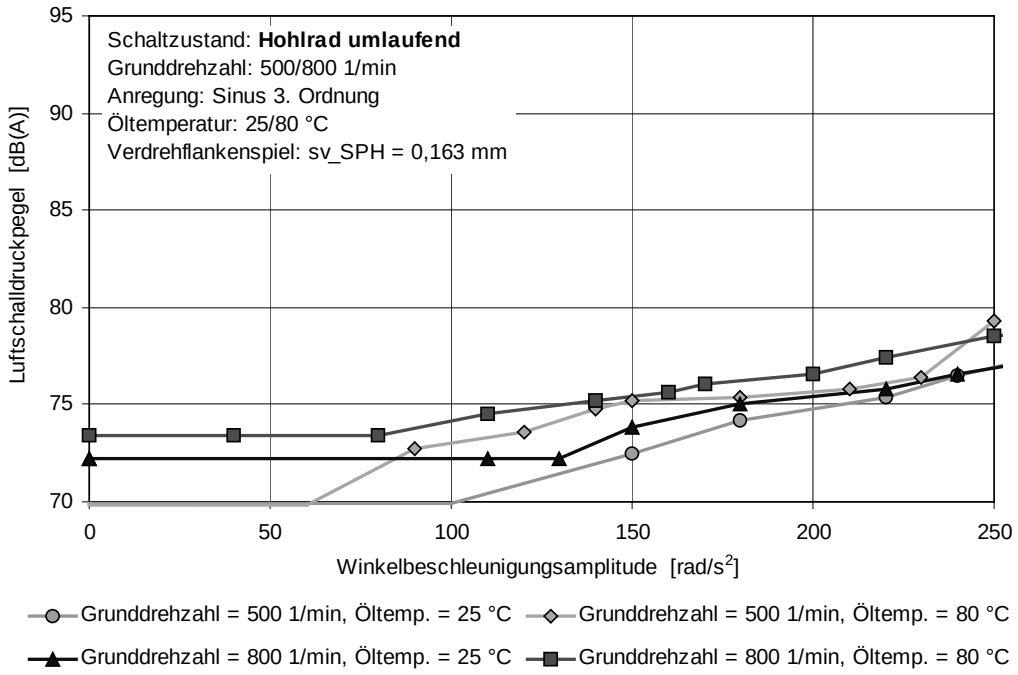


Bild 7.8 Einfluss der Drehzahl und der Öltemperatur auf den Klappergeräuschpegel eines Planetengetriebes beim umlaufenden Hohlrad

Wie beim verblockten Hohlrad hat das Verdrehflankenspiel auch beim umlaufenden Hohlrad einen signifikanten Einfluss auf die Klappergeräuschentfaltung. In Bild 7.9 ist

beim umlaufenden Hohlrad der Verdrehflankenspieleinfluss auf die Klappergeräuschneigung bei einer Getriebeöltemperatur von 80 °C dargestellt. Während die Grundgeräuschpegel zwischen den beiden Verdrehflankenspieleckwerten von 0,163 mm und 0,249 mm recht nahe beieinander bei einem Luftschalldruckpegel von 74 dB(A) liegen, steigt mit zunehmender Winkelbeschleunigungsamplitude der Luftschalldruckpegel auf knapp 80 dB(A) an. Mit zunehmendem Verdrehflankenspiel nimmt auch das Klappergeräusch zu. Die Bandbreite des Luftschalldruckpegels zwischen dem kleinsten und dem größten Verdrehflankenspiel beträgt bis zu 2 dB(A).

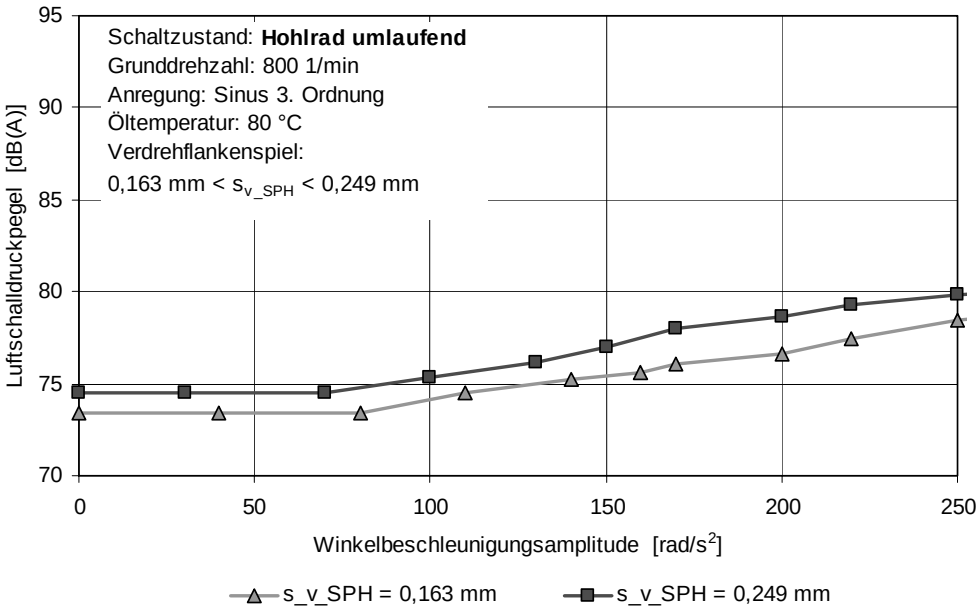


Bild 7.9 Klappergeräuschverhalten des Nkw-Planetengetriebes in Abhängigkeit von der Verdrehflankenspielvariation beim umlaufenden Hohlrad

7.3.4 Analyse der Klappergeräuschneigung eines einfachen Planetengetriebes

Der Vergleich des Klappergeräuschverhaltens bei beiden Schaltzuständen, beim verblockten und umlaufenden Hohlrad, ist bei einer Grunddrehzahl von 800 1/min und einem gleich großen Verdrehflankenspiel von 0,163 mm bei einer Getriebeöltemperatur von 80 °C in Bild 7.10 dargestellt. Auf Grund unterschiedlicher Schaltstellungen treten bei beiden Zuständen unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten der Planetenräder auf, was zur Beeinflussung der Klappergeräuschneigung führt. Darüber hinaus ist im Zustand des verblockten Hohlrads das Hohlrad fest mit dem Getriebegehäuse verbunden. Somit kann der Körperschall direkt von den Klapperstellen über das Hohlrad in das Getriebegehäuse gelangen, um anschließend als Luftschall in die Umgebung zu emittieren. Dagegen kann beim umlaufenden Hohlrad der Körperschall von den Klapperstellen nur über die Lagerung des Planetenträgers und des Sonnenrads in das Getriebegehäuse gelangen. Beim umlaufenden Hohlrad ist das Grundgeräusch um 4 dB(A) deutlich niedriger als beim verblockten Hohlrad. Auch die Klappergrenze weist mit 90 rad/s^2 gegenüber 200 rad/s^2 beim verblockten Hohlrad eine geringere Winkelbeschleunigungsamplitude auf. Der Luftschalldruckpegelunterschied zwischen den beiden Schaltzuständen erstreckt sich über mindestens 2 dB(A).

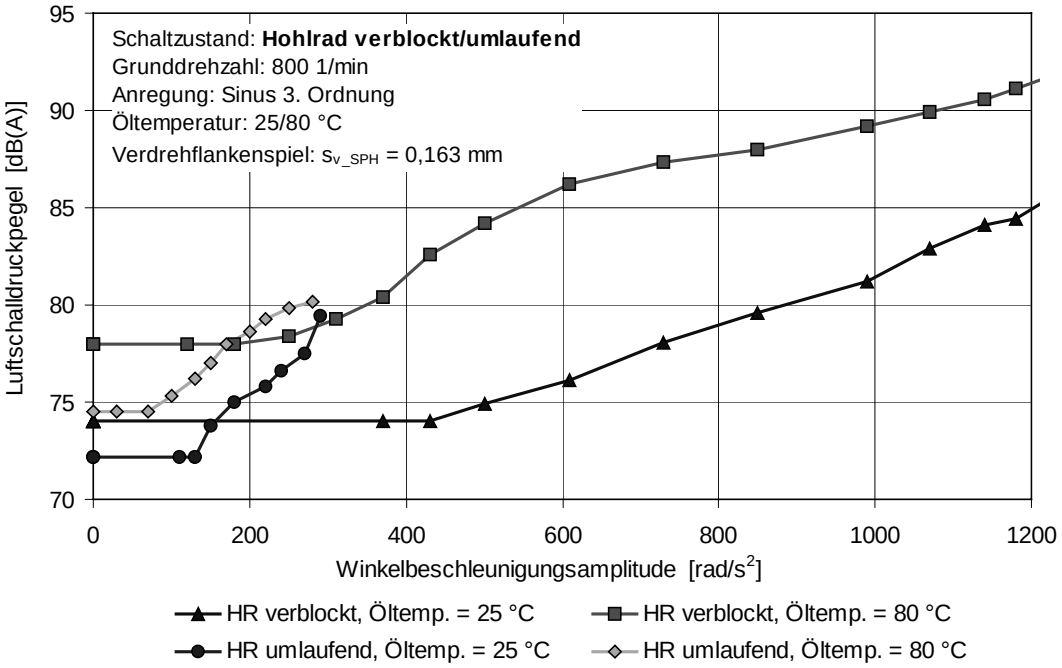


Bild 7.10 Klappergeräuschverhalten beim verblockten und umlaufenden Hohlrad

Ein weiteres Ziel der Klappergeräuschuntersuchung eines einfachen Planetengetriebes war die Ermittlung der klappergeräuschintensivsten Zahnradpaarung. Hierbei wurde beim verblockten Hohlrad das Serienverdrehflankenspiel mit s_{v_PH} = 0,170 mm der Zahnradpaarung Planeten-/Hohlrad konstant gehalten und das Verdrehflankenspiel der Zahnradpaarung Sonnen-/Planetenrad s_{v_SP} durch Einbau der Sondersonnenräder sukzessive von 0,155 bis auf 0,328 mm vergrößert. Bei diesem konstanten Verdrehflankenspiel der Paarung Planeten-/Hohlrad und zunehmendem Verdrehflankenspiel der Zahnradpaarung Sonnen-/Planetenrad ist ab einer Winkelbeschleunigung von ca. 700 rad/s² eine sehr gute Überdeckung der experimentell ermittelten Klapperkurven festzustellen, Bild 7.11.

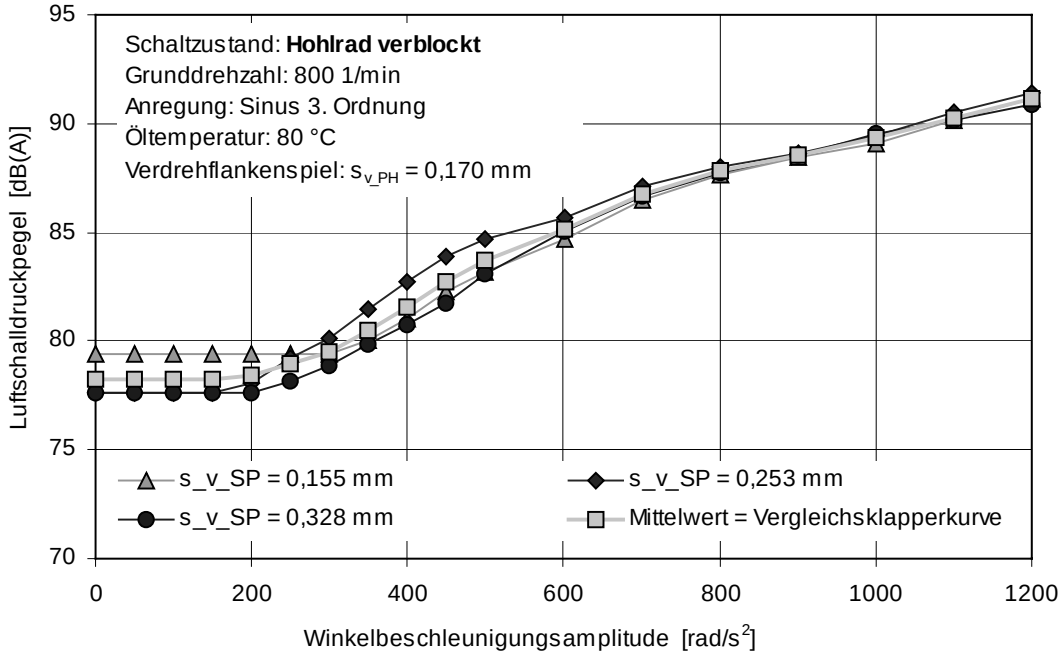


Bild 7.11 Rechnerisch ermittelte mittlere Klapperkurve bei konstantem Verdrehflankenspiel von 0,170 mm zwischen Planeten- und Hohlrad

Daraus ist der geringere Einfluss des Verdrehflankenspiels zwischen dem Sonnenrad und den Planetenrädern auf die Klappergeräuschneigung erkennbar. Somit lässt sich aus diesen drei Klapperkurvenverläufen durch logarithmische Mittelwertbildung eine mittlere Klapperkurve ermitteln, die als Vergleichsklapperkurve dient.

In Bild 7.12 ist ein Vergleich der mittleren Klapperkurve mit zunehmender Verdrehflankenspielgröße zwischen den Zahnradpaarungen Sonnenrad/Planetenräder und Planetenräder/Hohlrad zu sehen. Die mittlere Klapperkurve mit einem Verdrehflankenspiel zwischen Planeten- und Hohlrad von 0,170 mm weist den niedrigsten Luftschalldruckpegel gegenüber den Klapperkurven mit größerem Verdrehflankenspiel (s_{v_PH} > 0,170 mm) auf. Daraus lässt sich ableiten, dass die Zahnradpaarung Planeten-/Hohlrad somit den größeren Beitrag zum Gesamtluftschalldruckpegel gegenüber der Zahnradradpaarung Sonnen-/Planetenrad liefert.

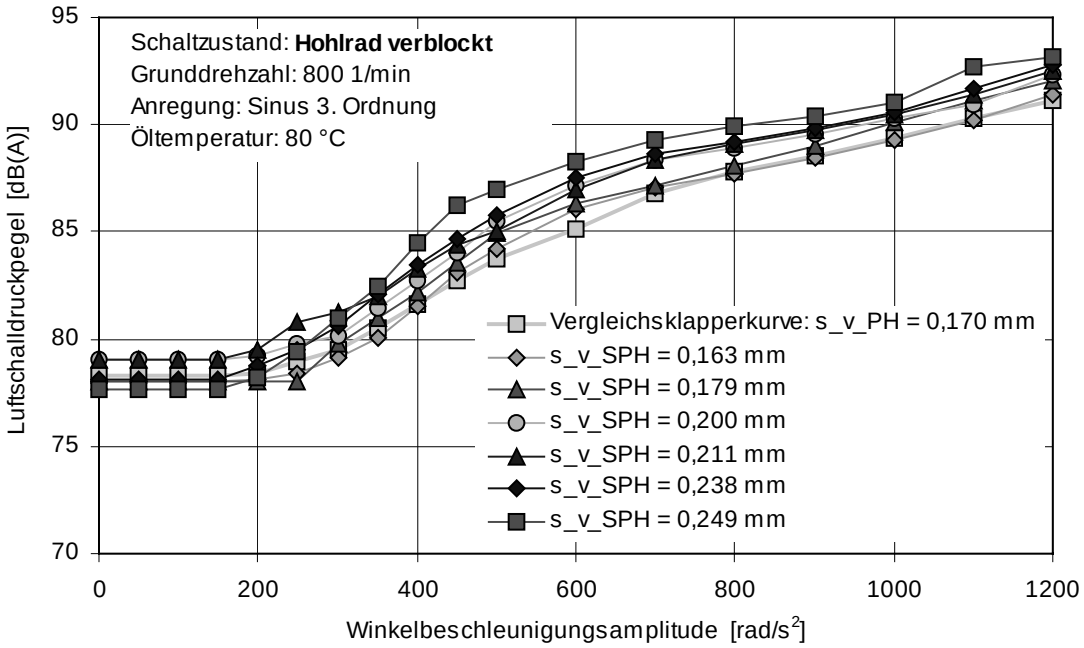


Bild 7.12 Vergleich der mittleren Vergleichsklapperkurve mit den Klapperkurven zunehmender Verdrehflankenspiele

7.4 Korrelationsvergleich bei der Klappergeräuschneigung eines einfachen Planetengetriebes

Die rechnerische Ermittlung der Klappergeräuschentfaltung eines einfachen Planetengetriebes beim verblockten oder umlaufenden Hohlrad mit den EKM-Berechnungsverfahren ist auf Grund der gegebenen gegenseitigen Zwangsbedingungen im Bewegungsverlauf der beteiligten Zahnradpaarungen, hier der Losradketten, nicht möglich.

Beim Planetengetriebe mit verblocktem Hohlrad sind zum einen die vier Planetenräder sowohl mit dem Sonnenrad als auch mit dem gemeinsamen Hohlrad verbunden, was bei der Drehbewegung der einzelnen Planetengetriebekomponenten zu Zwangsbewegungen führt, vgl. Kap. 7.1.1. Zum anderen stützen sich die Planetenräder am Hohlrad ab und treiben so den Planetenträger und sich selbst mit an. Beim umlaufenden Hohlrad, wie auch beim verblockten Hohlrad, werden die vier Losradketten sowohl durch das gemein-

same Sonnenrad als auch durch das gemeinsame Hohlrad, das mit dem Planetenträger verblockt ist, gegenseitig beeinflusst. Zudem findet bei der Zahnradpaarung Planeten-/ Hohlrad infolge des umlaufenden Hohlrads keine Relativbewegung zwischen den Planetenrädern, dem Planetenträger und dem Hohlrad, statt. Die Zähne der Planetenräder stehen fortlaufend immer in der selben Zahnlücke des Hohlrads und bewegen sich nur innerhalb des Verdrehflankenspiels.

Die einzige Berechnungsmöglichkeit der Klappergeräuschneigung eines einfachen Planetengetriebes mit dem EKM-Näherungsverfahren ist beim ausgebauten Hohlrad gegeben. In diesem Zustand liegen keine gegenseitigen Zwangsbewegungsbedingungen vor, die den Drehzahlverlauf jeder einzelnen Loskomponente beeinflussen könnten. Somit können die einzelnen Planetenräder ihre rotatorische Bewegung entsprechend der Sonnenradanregung frei entfalten. Der verbleibende Aufbau des Planetengetriebes, d. h. ohne Hohlrad, entspricht mit einem Sonnenrad und den vier Planetenrädern somit einer Anordnung mit einem Festrad und vier Losrädern. Dadurch lässt sich das Klappergeräuschverhalten dieser Anordnung mit dem EKM-Näherungsverfahren berechnen. In Bild 7.13 ist das Korrelationsergebnis beim ausgebauten Hohlrad zu sehen.

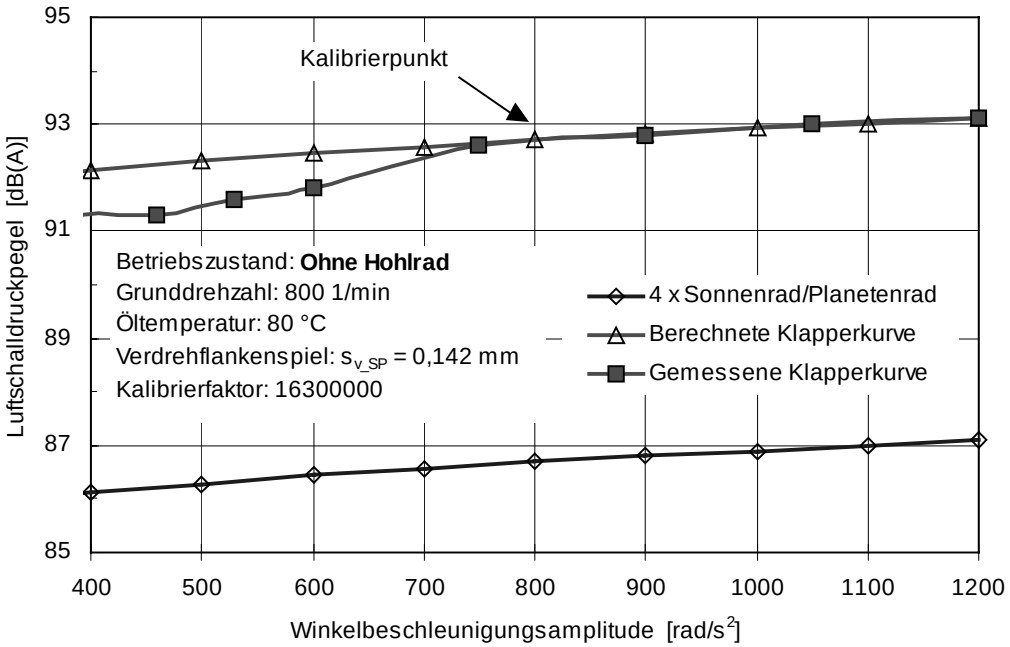


Bild 7.13 Korrelationsvergleich von gemessenen und berechneten Klapperkurvenverläufen beim ausgebauten Hohlrad eines einfachen Planetengetriebes

Hierbei wurde zunächst der Luftschalldruckpegelverlauf für jede der vier Zahnradpaarungen Sonnen-/Planetenrad bei einem Verdrehflankenspiel von s_{v_SP} = 0,142 mm einzeln berechnet und logarithmisch zu einer Gesamtklapperkurve aufaddiert. Der Kalibierfaktor (k = 16300000) wurde auf den Wert der Winkelbeschleunigungsamplitude von 800 rad/s^2 festgelegt, um hierbei eine Übereinstimmung der berechneten mit der gemessenen Klapperkurve zu erhalten. Ab einer Winkelbeschleunigungsamplitude von 750 rad/s^2 ist eine gute Korrelation der berechneten mit der gemessenen Klapperkurve zu erkennen.

8 Dauermagneteinsatz als Maßnahme zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung

In der Vergangenheit wurden zahlreiche getriebeinterne und -externe Maßnahmen zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung entwickelt, patentiert und experimentell auf ihre Wirkung hin untersucht, vgl. Kap. 2.2. Das vorrangige Prinzip der getriebeinternen Maßnahmen beruht auf der Erzeugung einer entgegen der Antriebsdrehrichtung wirkenden Kraft auf die Zahnradflanken eines Losrads und somit dem Aufbau eines Gegendrehmoments, um das Abheben des Losrads vom Festrad zu verhindern.

Eine wirkungsvolle getriebeinterne Maßnahme zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Pkw- und Nkw-Getrieben ist der Einsatz von Dauermagneten. Durch entsprechende Bestückung einzelner Zahnräder mit einem Magnetwerkstoff kann eine Anziehungskraft erzeugt werden, die beide Zahnflanken bis zum Zeitpunkt des Abhebens anzieht und somit den Klapperbeginn zur höheren Winkelbeschleunigung hin verschiebt. Am Beispiel einer Zylinderscheiben- sowie einer Zahnradpaarung wird in diesem Kapitel die Wirkungsweise dieser Maßnahme analysiert und diskutiert sowie Optimierungspotenzial aufgezeigt. Diese Untersuchungen basieren auf der theoretischen Betrachtung der aufgestellten FE-Strukturmodelle einer Zylinderscheiben- und einer geradverzahnten Zahnradpaarung, die mit Hilfe des FE-Programms ANSYS® durchgeführt wurden. Experimentelle Untersuchungen stehen noch aus und deren Ergebnisse müssen noch im Rahmen von Korrelationsvergleichen betrachtet werden.

8.1 Bisherige Erkenntnisse, Zielsetzung und Grundlagen

Die gezielte Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräuschneigung lässt sich unter anderem durch die Schlussart Feld-Kraftfluss erzielen, in der ein Gegendrehmoment, also eine auf das Losrad wirkende Bremskraft, erzeugt wird, vgl. Kap. 2.2. Hierbei kann die anziehende oder abstoßende Wirkung des Magnetfelds, die durch Dauer- oder Elektromagnete erzeugt werden kann, ausgenutzt werden. In diesem Abschnitt werden die bisherigen Erkenntnisse und die sich daraus ableitende Zielsetzung bzgl. der Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräuschneigung bei einem dauermagnetbestückten Zahnradpaar dargestellt. Abschließend wird auf die Grundlagen der Dauermagnete, deren Eigenschaften und die Berechnung magnetischer Felder mit dem FE-Programm ANSYS® eingegangen.

8.1.1 Bisherige Erkenntnisse

Der Dauermagneteinsatz bei Zahnradpaaren zur Reduzierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben basiert auf den Untersuchungen am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart. Hierbei wurde im Rahmen von experimentellen Untersuchungen die Wirkung der Dauermagnete beim Einsatz in Zahnradpaaren ermit-

telt. Aus diesen Forschungsarbeiten sind entsprechende Patente /122 – 124/ hervorgegangen, wie beispielsweise die Zahnflankenverspannung durch Magnetauflage, Zahnflankenabstoßung oder axiale Zahnradanziehung durch Magnetscheibenauflage.

In /71/ ist die klappergeräuschreduzierende Wirkung einer dauermagnetbestückten Zahnradpaarung, die in experimentellen Untersuchungen ermittelt wurde, dargestellt. Hierbei wurde die Stirnseite eines 5. Gang-Festrads eines Front-/Quer-Getriebes beidseitig mit axialmagnetisierten Kreisringscheiben aus kunststoffgebundenem Neodym-Eisen-Bor-Magnet bestückt, wobei sich die magnetischen Nordpole in den beiden Magnetscheiben abgestoßen haben (S-N – N-S). Am Losrad dieser Zahnradpaarung wurden zwei weitere magnetische Kreisringscheiben angebracht, bei denen die magnetischen Südpole (N-S – S-N) aufeinander gerichtet waren. Darüber hinaus wurden die Kreisringscheiben an ihrem inneren und äußeren Umfang mit einem Al-Hohlzylinder bestückt. Zur Verringerung des Streufelds wurde an der einen Festradseite eine weichmagnetische Auflage mit der gleichen Verzahnung wie das Festrad koaxial an der magnetischen Kreisringscheibe angeordnet. In Bild 8.1 ist der Vergleich der Klappergeräuschneigung zwischen der Zahnradpaarung im Originalzustand und mit der Dauermagnetbestückung zu sehen. Das Klappergeräusch der dauermagnetbestückten Zahnradpaarung beginnt erst bei 1400 rad/s^2 und deren Klappergeräuschverlauf ist nach der Klappergrenze etwa 2 dB(A) niedriger als bei der dauermagnetlosen Zahnradpaarung. Aus dieser experimentellen Untersuchung ist somit erkennbar, dass die Magnetkraft das Abheben der Zahnflanken und das nachfolgende Anstoßen weitgehend bis zu einem bestimmten Grenzwert einschränkt.

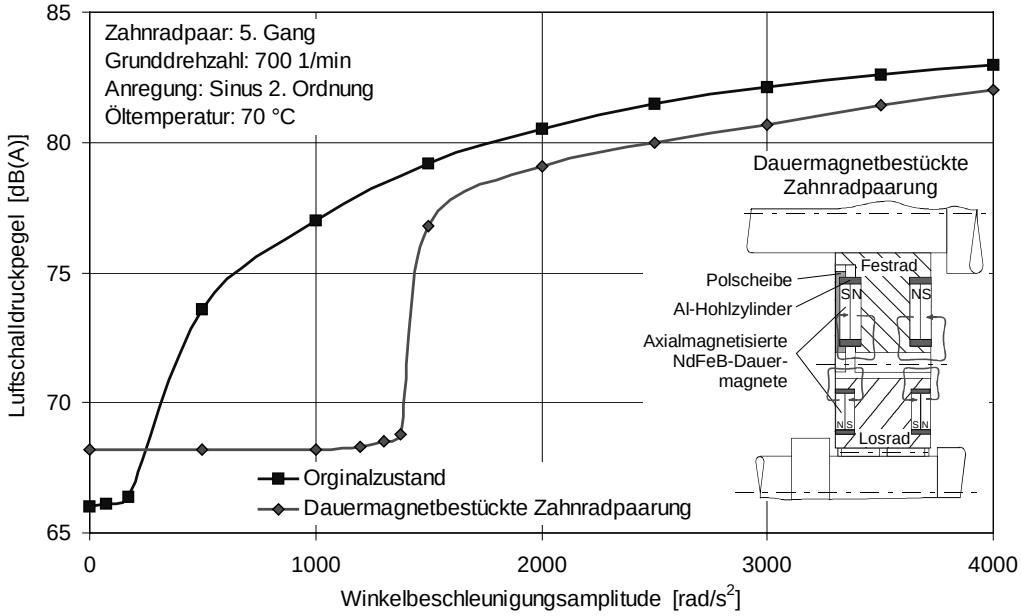


Bild 8.1 Klappergeräuschvergleich einer Zahnradpaarung einer 5. Gangstufe eines Front-/Quer-Getriebes im Originalzustand und mit Dauermagnetbestückung /71/

8.1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser theoretischen Betrachtung ist die Ermittlung der Magnetfeldwirkung bei dauermagnetbestückten Zahnradpaaren zur Einschränkung der Losradfreiheitsgrade in tangentialer, radialer und axialer Richtung. Hierbei soll eine einfache FE-Struktur zur realitätsnahen Nachbildung der Magnetfeldwirkungsweise an einem Zahnradpaar aufge-

stellt werden. Anhand eines einfachen FE-Modells, das zunächst aus einer Zylinderscheibenpaarung besteht, soll der Magnetfeldverlauf nach Betrag und Richtung sowie die magnetischen Anziehungskräfte an dauermagnetbestückten Zahnradpaaren mit unterschiedlicher Anordnung und Anzahl der Dauermagnetscheiben sowie unterschiedlicher Magnetisierungsrichtung ermittelt werden, Bild 8.2. Darüber hinaus soll der Einfluss des Dauermagnetwerkstoffs und des Abstands (Verdrehflankenspielgröße) untersucht werden. Im zweiten Schritt soll an einer geradverzahnten Zahnradpaarung die Anziehungskraftgröße bei bester Dauermagnetbestückung und bester Magnetisierungsrichtung ermittelt werden. Eine schrägverzahnte dauermagnetbestückte Zahnradpaarung wird in dieser Arbeit nicht betrachtet.

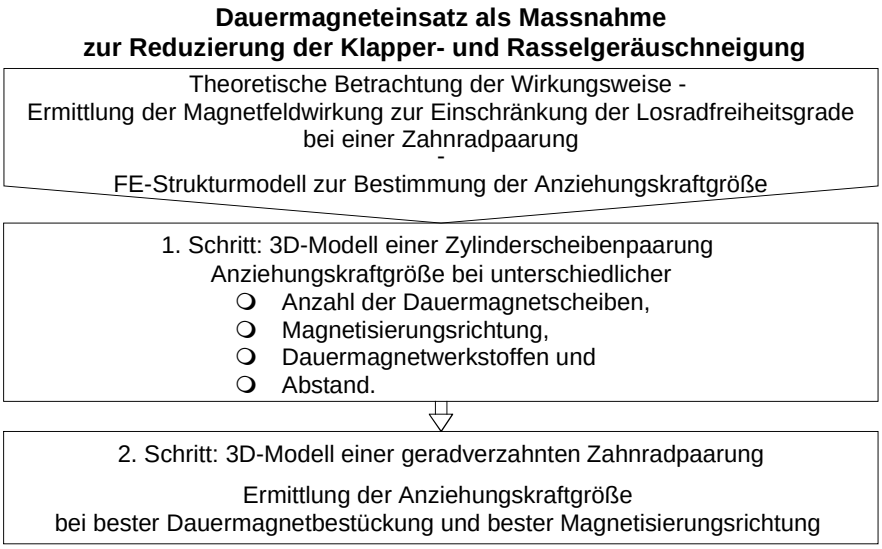


Bild 8.2 Vorgehensweise bei der Analyse der Magnetfeldwirkung bei dauermagnetbestückter Zahnradpaarung

Aus der Analyse der Berechnungsergebnisse können dann Aussagen über die zu erwartende Magnetfeldwirkung zur Reduzierung der Klappergeräuschneigung gemacht werden. Die hier ermittelten Ergebnisse können in weiteren Untersuchungen durch Messung der Magnetfluss- und Magnetkraftgröße mit Hilfe einer entwickelten Prüfvorrichtung an dauermagnetbestückten Zahnradpaaren im quasi-statischen Zustand verifiziert werden. Darüber hinaus kann die Wirkung des Dauermagneteinsatzes in Zahnradpaaren mittels Geräuschmessung im Elementar-Prüf-Gehäuse EPG1 auf dem IMA-Klapper- und Rasselprüfstand für einzelne Zahnradstufen belegt werden. In dieser Arbeit findet jedoch nur die theoretische Betrachtung des Dauermagneteinsatzes in einem Zahnradpaar statt – auf die experimentellen Untersuchungen wird hierbei nicht eingegangen.

8.1.3 Grundlagen

Der Bereich der Kraftwirkung eines Magneten wird Magnetfeld oder magnetisches Kraftfeld genannt. Dabei sind die Magnetkräfte wie die elektrischen Ladungen auch über Entfernungen hinweg und im leeren Raum wirksam. Das Magnetfeld ist ein Vektorfeld, hier ein Kraftfeld, das an jedem Raumpunkt eine Größe (Kraftgröße) und eine Richtung aufweist. Der Kraftlinienverlauf des magnetischen Felds, der stets geschlossen ist, ist inner-

halb des Dauermagneten vom negativ gepolten Südpol zum positiv geladenen Nordpol und außerhalb des Dauermagneten vom positiv gepolten Nordpol zum negativ geladenen Südpol gerichtet /148/. Die charakteristische Eigenschaft der Magnete besteht in der Anziehung zweier ungleichartiger sowie in der Abstoßung gleichartiger Pole. Die deutlich stärker ausgeprägte anziehende Wirkung ungleicher Pole wird bei der hier betrachteten Maßnahme zur Klapper- und Rasselgeräuschreduzierung eingesetzt.

Die Wirkung des Magnetfelds wird als magnetischer Fluss Φ und analog dazu als Flussdichte B bezeichnet. Der magnetische Fluss Φ ist die Gesamtzahl der magnetischen Feldlinien durch einen bestimmten Querschnitt eines inhomogenen Magnetfelds, Gl. 8.1:

$$\Phi = \int_0^A B \cdot dA \quad [\mathrm{Vs}] \,. \tag{8.1}$$

Die magnetische Flussdichte B des magnetischen Felds wird mit der Feldstärke H und der Permeabilität μ_0 (magnetische Feldkonstante) beschrieben, Gl. 8.2:

$$B = \mu_o \cdot H \quad [\mathrm{T} = \mathrm{Vs/m^2}] \,, \tag{8.2}$$

wobei μ_o=1,256 · 10^{-6} Vs/Am oder 4π · 10^{-7} Vs/Am beträgt.

Befindet sich aber Materie im Feld, so wird diese durch die dimensionslose relative Permeabilität μ_r berücksichtigt, Gl. 8.3:

$$B = \mu_o \cdot \mu_r \cdot H = \mu \cdot H \,. \tag{8.3}$$

Bei den meisten Stoffen liegt μ_r nahe dem Wert 1, während diamagnetische Stoffe unterhalb von 1 und paramagnetische über 1 liegen. Die Sonderformen der paramagnetischen Stoffe, also der ferromagnetische Stoffe, weisen einen Wert deutlich über 1 auf.

Da in ferromagnetischen Stoffen im allgemeinen die Permeabilität keine Konstante sondern eine nichtlineare Größe ist, die von der Feldstärke abhängt, wird hier ein weiterer Parameter, die Polarisation J eingeführt. Die Polarisation ist ein Induktionsbeitrag des ferromagnetischen Körpers, der sich zu der Luftinduktion B hinzuaddiert, Gl. 8.4:

$$B = \mu_o \cdot H + J = \mu_o \cdot H + \mu_O \cdot M = \mu_o \cdot (H + M) \,. \tag{8.4}$$

M wird auch als Magnetisierung bezeichnet, die die Einheit A/m aufweist, während die Polarisation J die Dimension T (Tesla) hat /149/.

Aus den Energiebetrachtungen im Magnetfeld lassen sich magnetische Kräfte berechnen, die an der Grenzfläche von Materialien ungleicher magnetischer Leitfähigkeit auftreten wie beispielsweise bei Eisen und Luft. An einem engen Luftspalt übt das senkrecht zur Polfläche verlaufende Magnetfeld auf die beiden Polflächen eine sich zusammenziehende Kraft aus. Infolge des großen magnetischen Leitfähigkeitsunterschieds zwischen Eisen und Luft ergibt sich mit guter Näherung eine Kraft an der Grenzfläche /150/, Gl. 8.5:

$$F = \frac{1}{2} \cdot \frac{B^2}{\mu_0} \cdot A \,. \tag{8.5}$$

Die magnetischen Eigenschaften eines Dauermagneten lassen sich aus der Entmagnetisierungskennlinie entnehmen, Bild 8.3. Die Entmagnetisierungskennlinie ist ein Bestandteil

der Hysteresekurve eines Dauermagneten. Die Endwerte der Entmagnetisierungskurve im zweiten Quadrant – die Remanenz B_r im Punkt Null der magnetischen Feldstärke ($H = 0$), in der ein Teil der Sättigungspolarisation zurückbleibt und zur Magnetisierung des Magneten führt sowie die Koerzitivfeldstärke H, bei der mit in negativer Richtung zunehmendem magnetischen Feld die Flussdichte den Wert Null annimmt – kennzeichnen die wichtigsten magnetischen Eigenschaften eines Dauermagneten. Ist die Feldstärke H so groß, dass die Flussdichte B gleich Null wird, spricht man von der Flussdichte-Koerzitivfeldstärke H_{cB}. Die Feldstärke H, bei der die Polarisation J gleich Null wird, heißt entsprechend Polarisations-Koerzitivfeldstärke H_{cJ}.

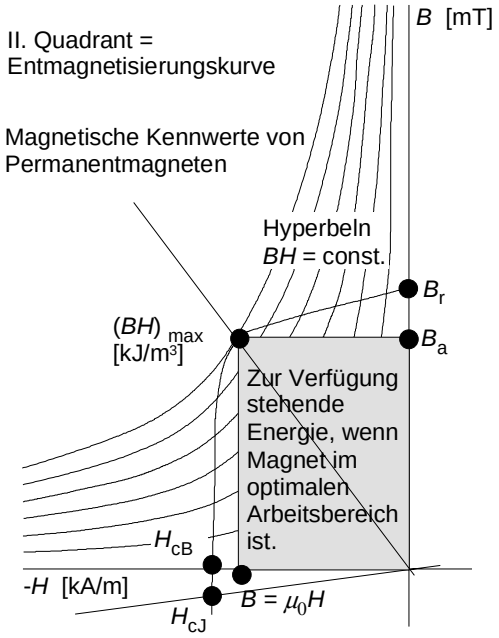


Bild 8.3 Entmagnetisierungskurve eines Dauermagneten /149/

Das Energieprodukt oder der Gütewert eines Magneten $(BH)_{max}$ [kJ/m^3] ist der vierte wichtige Kennwert für Dauermagnete. Es stellt hierbei den Flächeninhalt des größtmöglichen Rechtecks unter der Entmagnetisierungskurve dar und ist ein Maß für die maximale magnetische Energie, die der Magnet im Außenraum pro Volumeneinheit zur Verfügung stellen kann. Darüber hinaus ist der Verlauf der Entmagnetisierungskurve sehr stark temperaturabhängig. Verschiedene Dauermagnetwerkstoffe weisen für Remanenz und Koerzitivfeldstärke unterschiedliche Temperaturkoeffizienten auf.

Dauermagnetwerkstoffe

Dauermagnetwerkstoffe können in drei wesentliche Gruppen unterteilt werden: keramische, metallische und kunststoffgebundene Magnete. Hartferrit ist der Vertreter von keramischen Dauermagneten mit einer geringen Energiedichte, die vergleichsweise günstig und korrosionsunempfindlich sind. Zu den metallischen Dauermagneten gehören zwei wesentliche Gruppen wie die Seltenerd-Magnete, beispielsweise Neodym-Eisen-Bor (NdFeB), Samarium-Cobalt (SmCo) sowie Aluminium-Nickel-Cobalt (AlNiCo)-Magnete. NdFeB-Magnete haben von allen Dauermagneten die größte magnetische Remanenz, die höchste Koerzitivfeldstärke und das größte Energieprodukt, gehören aber auch zu den teuersten und sind auch sehr temperaturempfindlich. SmCo-Magnete weisen geringfügig

niedrigere magnetische Eigenschaftswerte wie NdFeB-Magnete auf, sind jedoch temperaturstabiler und daher noch teurer. AlNiCo-Magnete zeichnen sich durch hohe Remanenz und stabiles Temperaturverhalten aus. Kunststoffgebundene Magnete sind durch ihre Formgebungsverfahren in komplizierten Geometrien herstellbar. Die Basis dieser Ausführung bilden keramische und Seltenerd-Magnete, die in gespritzten oder gepressten Fertigungsverfahren hergestellt werden.

Dauermagnete können in unterschiedlicher Vorzugsrichtung magnetisiert werden. Unter Vorzugsrichtung versteht man die Ausrichtung der magnetischen Kristalle in eine bestimmte Richtung, in der der Dauermagnet seine höchsten magnetischen Werte erreicht. Hierbei unterscheidet man isotrope Magnete, die keine Vorzugsrichtung aufweisen und anisotrope Magnete, die eine Magnetisierung beispielsweise in axialer, diametraler und polorientierter Vorzugsrichtung haben /151/.

FE-Programm ANSYS®

Bei rechnerischen Simulationen geht man von Differentialgleichungen aus, die an einem differentiell kleinen Teil das Verhalten einer Struktur beschreiben. Bei der Berechnung von Magnetfeldern stellen die Maxwell'schen Gleichungen den mathematischen Ansatz dar. Hierbei ist das magnetische Potenzial eine charakteristische Größe, bei der die magnetischen Flussdichten sowie die durch die Magnetwirkung erzeugten Kräfte rechnerisch ermittelt werden können.

Die theoretische Untersuchung der Magnetfeldwirkung von magnetbestückten Zahnradpaaren wurde mit dem FE-Programm ANSYS® durchgeführt. Bei diesem Programm, bei dem die Maxwell'schen Gleichungen die Basis für die Magnetfeldanalysen bilden, sind die Potenziale die primären Unbekannten (Freiheitsgrade), die durch die Finite-Elemente-Lösung berechnet werden. Weitere magnetische Größen werden von diesen Potenzialen abgeleitet. Abhängig vom gewählten Elementtyp und der Elementoption können die Freiheitsgrade magnetische Skalarpotenziale oder magnetische Vektorpotenziale sein /149/. Die hier durchgeführte Berechnung basiert auf der statischen Magnetfeldanalyse, bei der infolge des extern aufgeprägten Magnetfelds durch einen Dauermagneten keine zeitabhängigen Effekte auftreten und somit auch nicht betrachtet werden. Die durchgeführte Modellierung basiert infolge des gegebenen Aufbaus einer dauermagnetbestückten Zahnradpaarung auf einer einfachen dreidimensionalen Struktur, mit der entsprechende Anziehungskräfte sowie auch der magnetische Fluss bestimmt werden.

8.2 Modellaufbau einer Zylinderscheibenpaarung

In diesem Abschnitt wird der Aufbau der 2D- und 3D-FE-Strukturmodelle zur Berechnung der magnetischen Anziehungskräfte in Abhängigkeit von der Anzahl und von der Anordnung der eingesetzten Dauermagnetscheiben sowie von der Magnetisierungsrichtung beschrieben. Ausgehend von einer Zahnradpaarung, hier einem Fest- und einem Losrad, wird eine Modellvereinfachung in Form einer Zylinderscheibenpaarung vorgenommen, um prinzipielle Anordnung und Magnetisierungsrichtung von Dauermagneten bei einer einfachen Komponentenpaarung zu untersuchen.

8.2.1 Aufbau der Zylinderscheibenpaarung

Für die Ermittlung der Anziehungskraftgröße bei einem dauermagnetbestückten Zahnradpaar wurde mit Blick auf mögliche Korrelationsvergleiche der zu messenden Magnetfeldgrößen in einer Prüfvorrichtung sowie die experimentelle Klappergeräuschuntersuchung im Elementar-Prüf-Gehäuse EPG1 eine Fest-/Losradpaarung mit einem Achsabstand von 75 mm und einer Breite von 18 mm ausgewählt. Infolge der Betrachtung komplexer Geometrien der Zahnradpaarung mit beidseitiger stirnseitiger Anordnung der Dauermagnete ist der Aufbau eines 3D-Modells unerlässlich. Für die grundsätzliche Betrachtung der Anordnungsmöglichkeit und der Magnetisierungsrichtung der Dauermagnete ist ein derart komplexes 3D-Modell sehr groß und somit auch sehr rechenintensiv. Deshalb wurde aus Einfachheitsgründen im ersten Schritt der FE-Berechnung statt einem Zahnradpaar eine Zylinderscheibenpaarung ohne Verzahnung (dadurch Achsabstandsverkleinerung auf 66 mm bei gleichgroßen Dauermagnetscheiben) ausgewählt, deren anderweitigen Abmessungen mit einer Übersetzung $i = 1$ der Zahnradpaarung entsprechen, Bild 8.4. Bei einer Zylinderscheibenpaarung liegt auf der Mantellinie, also beim kleinsten Abstand der beiden Zylinderscheiben (Abstandsgröße ungefähr gleich Null), eine Linienberührung auf der gesamten Zylinderscheibenbreite vor. Dies entspricht im einfachsten Fall der Linienberührung beim geradverzahnten Zahnradpaar.

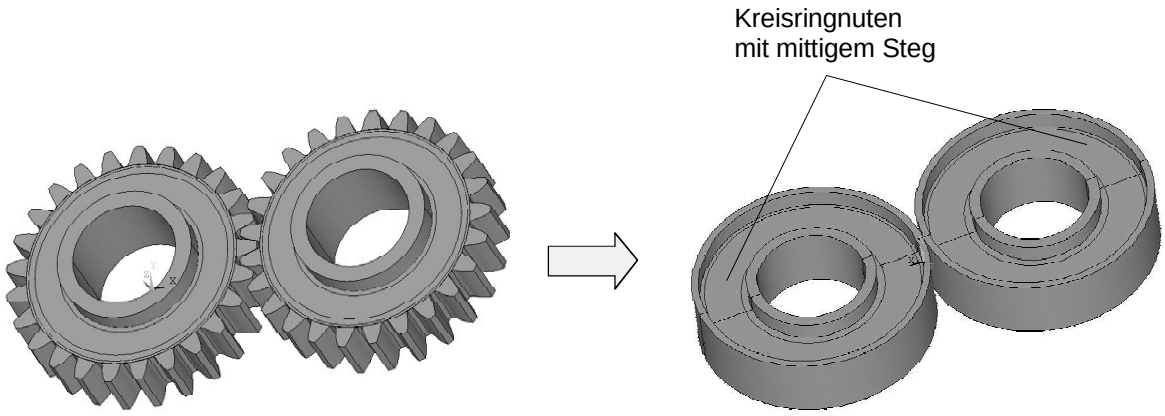


Bild 8.4 3D-Modell der Zahnrad- und der Zylinderscheibenpaarung

Um die Anziehung der Zahnräder (Zylinderscheiben) in jeder Drehstellung zu gewährleisten, kommt hier nur die axiale und die radiale Magnetisierungsrichtung in Frage. Somit ist gewährleistet, dass bei der Rotation die Anziehungskraft in jeder Winkelstellung der Zahnradpaarung die gleiche Größe im Berührpunkt aufweist.

Bei einem Zahnrad-/Zylinderscheibenpaar können maximal vier Dauermagnetscheiben, jeweils zwei an den beiden Stirnseiten eines Zahnrads angeordnet werden. Hierbei werden entsprechende Kreisringnuten in den Zahnradkörper unterhalb des Fußkreises und oberhalb der Nabe angebracht, in die die Dauermagnetscheiben eingesetzt werden, Bild 8.4. Das Modell der Zylinderscheibenpaarung, das parametrisiert aufgebaut ist, besteht aus einem Steg mit der Breite von 8 mm und zwei kreisförmigen Nutringen, die mit einem Außendurchmesser von 62 mm, einem Innendurchmesser von 36 mm und einer Tiefe von 5 mm ausgeführt sind, Bild 8.6. Bei allen FE-Berechnungen wird für die Er-

mittlung der Anziehungskraft ein konstanter Luftspalt zwischen den Zylinderscheiben von 0,25 mm festgelegt.

Um ein möglichst realistisches FE-Modell aufzubauen, sind die magnetischen Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe und der Modellumgebung von sehr großer Bedeutung. Die Zylinderscheibenpaarung wurde mit dem Zahnradwerkstoff 16MnCr5 modelliert, dessen magnetisches Verhalten mit einer BH-Kurve beschrieben wird. Die BH-Kurve dieses Werkstoffs, in der die magnetische Induktion (Flussdichte) über der magnetischen Feldstärke aufgetragen wird, ist in Bild 8.5 zu sehen. Der Verlauf dieser BH-Kurve weist einen nichtlinearen Charakter auf, bei der beispielsweise bei einer magnetischen Feldstärke von 50000 A/m eine magnetische Flussdichte von 2,06 T auftritt.

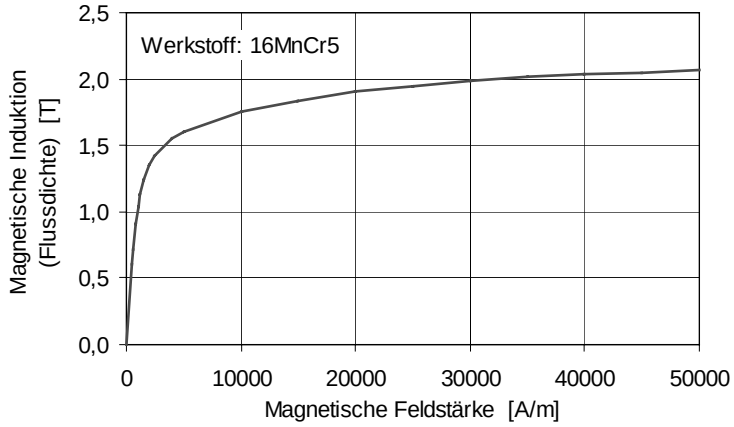


Bild 8.5 BH-Kurve des Zahnradwerkstoffs 16MnCr5 (Bezugstemperatur: 20 °C)

Für diese Untersuchung wurde einer der besten Seltenerd-Magnete, der Werkstoff NdFeB 270/95, verwendet /148/, dessen Entmagnetisierungskurve einen linearen Verlauf aufweist. Die Remanenz B_r dieses Dauermagneten beträgt 1,28 T, die Koerzitivfeldstärke H_{cB} liegt bei 955 kA/m und H_{cJ} bei 1100 kA/m sowie das Energieprodukt $(B{\cdot}H)_{max}$ beträgt 320 kJ/m^3 bei einer Temperatur von 20 °C (Mittelwerte nach DIN 17410).

Das Magnetfeld der anisotropen Dauermagnete, die in der Vorzugsrichtung polarisiert sind, breitet sich über die Zylinderscheibengrenzen hinweg aus. Ein großer Teil der Magnetfeldenergie und somit der magnetischen Feldlinien tritt aus den Zylinderscheiben nach außen in die umgebende Luft hinaus und tritt an anderer Stelle wieder ein, um so den magnetischen Fluss zu schließen. Diese Feldlinien, die den Streufluss darstellen, tragen je nach der Magnetisierungsrichtung zur Größe der Anziehungskraft bei. Dies erfordert bei der FE-Berechnung die Berücksichtigung der die Zylinderscheiben-/Zahnradpaarung umgebende Luft, deren relative Permeabilität μ_r = 1,0 beträgt.

8.2.2 2D-Modell der Zylinderscheibenpaarung

Für die Analyse der magnetischen Feldlinienverläufe an der dauermagnetbestückten Zylinderscheibenpaarung wurde ein vereinfachtes 2D-Modell aufgestellt, Bild 8.6. Dieses Modell ist entsprechend dem 3D-Modell mit umrandeter Luft aufgebaut und dessen Abmessungen, bei dem die Vernetzung symmetrisch ausgeführt ist, entsprechen ebenso dem 3D-Modell. Im Gegensatz zum 3D-Modell weist das 2D-Modell eine Tiefe von 1 (SI-

Einheit Meter) auf und dient nicht der Ermittlung der Kraftgröße. Die in diesem Bild mittelgrau markierten Flächen stellen die Bestückungsbereiche dar, die je nach Anordnungsvariante mit Magnet- oder Zahnradwerkstoff bestückt werden können. Die Zahnradwerkstoffbereiche sind dunkelgrau markiert und die äußeren Flächen mit einer Größe von 142 x 28 mm entsprechen der Luft (hellgraue Markierung).

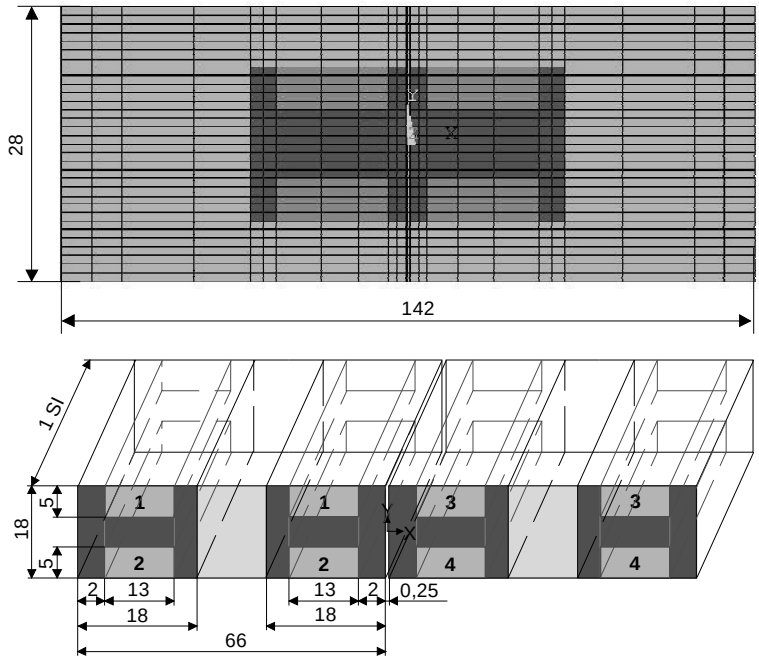


Bild 8.6 2D-Modell mit Vernetzung und Geometrie zur Darstellung der Flusslinienverläufe

8.2.3 3D-Modell der Zylinderscheibenpaarung

Für die Untersuchung des Magnetisierungsrichtungseinflusses und der unterschiedlichen Dauermagnetanordnungen an einer Zylinderscheibenpaarung wurde ein 3D-Modell in Vollzylinderscheiben-Ausführung aufgebaut. Das parametrisierte Modell, das aus Quadern (Solid 96 - Skalarelement) und Boundary-Elementen (Infin 47) für die Berücksichtigung des magnetischen Flusses im äußeren Randluftbereich aufgebaut ist, dient als Ausgangsmodell für die rechnerische Ermittlung der Anziehungskraft und der magnetischen Flussdichte an der Berührlinie. Die Vernetzung des 3D-Modells ist im Bereich der Zylinderscheiben sowie in deren stirnseitigen Luftbereich in der gesamten Modellbreite von 28 mm symmetrisch aufgebaut, Bild 8.7. Im engsten Bereich der beiden Zylinderscheiben ist infolge des zu erwartenden starken Anziehungskrafteinflusses eine deutlich dichtere Vernetzung ausgeführt. Der Modellierung dieses Bereichs ist infolge des großen Feldliniengradienteneinflusses besondere Aufmerksamkeit gewidmet worden. In axialer Richtung der Zylinderscheibenpaarung sind insbesondere bei der Berücksichtigung der axialen Magnetisierung, bei der sich die magnetischen Feldlinien über die Luft schließen, beidseitig je fünf Luftschichten mit je 0,5 mm Dicke angeordnet.

Die Notwendigkeit der Verwendung eines FE-Modells in Voll-Zylinderscheiben-Ausführung zeigte sich beim Aufbau eines zweiten 3D-Modells mit zwei Halb-Zylinderscheiben, bei dem die beiden äußeren Halb-Zylinderscheiben infolge der Symmetrieeigenschaft weggelassen wurden.

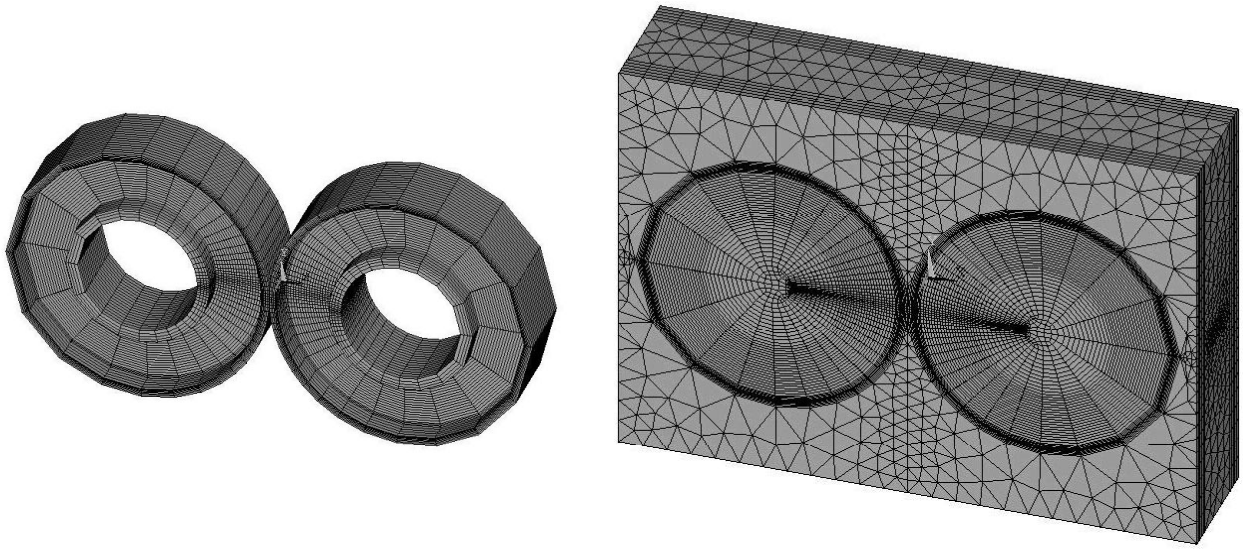


Bild 8.7 3D-Modell – Voll-Zylinderscheibenpaar ohne und mit umgebender Luft

Dies ist jedoch nur bei radialer Magnetisierungsrichtung zulässig. Bei axialer Polarisierung dagegen tragen die äußeren Halb-Zylinderscheiben einen erheblichen Anteil zu der Anziehungskraftgröße der beiden Zylinderscheiben bei, deren Einfluss mit zunehmendem Zylinderscheibendurchmesser infolge zunehmender Flusslinien-Weglänge in der Luft abnimmt. Auch eine nochmalige Halbierung des Halbzylinderscheibenmodells in Richtung einer Viertel-Zylinderscheibenpaarung ist hierbei nicht zulässig.

8.3 FE-Berechnungsergebnisse bei der Zylinderscheibenpaarung

Die Ergebnisse der Magnetkraftanziehung und der magnetischen Flussdichte an der Berührlinie der beiden Zylinderscheiben bei radialer und axialer Magnetisierungsrichtung sowie den unterschiedlichen Anordnungsmöglichkeiten der mit dem Seltenerdmagnet NdFeB 270/95 bestückten Zylinderscheibenpaarung wurden mit dem 3D-FE-Strukturmodell ermittelt und werden nachfolgend in diesem Abschnitt dargestellt. Hierbei wurden anhand eines morphologischen Schemas die Anordnungen mit einer, zwei, drei und vier Dauermagnetscheiben unterschiedlicher magnetischer Flussrichtung untersucht. Aus der Vielzahl der möglichen Bestückungsvarianten wurden für die jeweilige Anordnungsanzahl die besten ermittelt, die nachfolgend analysiert und diskutiert werden. Die übrigen Bestückungsvarianten der Zylinderscheiben durch Dauermagnete weisen infolge gegenseitiger ungünstiger Beeinflussung und/oder des internen Kurzschlusses sowie Potenzialverluste geringere Anziehungskräfte auf.

8.3.1 Magnetisierung in radialer Richtung

Bei der radialen Magnetisierungsrichtung wurden die in der Zylinderscheibenpaarung eingesetzten Dauermagnetscheiben entlang des jeweiligen Zylinderscheibenradiuses polarisiert. Die magnetischen Feldlinien verlaufen radial auf dem kürzesten Weg direkt von einem Dauermagnetscheibenpol zum Pol des anderen Dauermagnets. Die hier vorliegen-

de radiale Austrittsfläche der Dauermagnetscheiben ist im Berührbereich der beiden Zylinderscheiben, die mit größer werdender Winkelbetrachtung zwar zunimmt, sehr klein, aber auch die Entfernung der Dauermagnetscheiben nimmt infolge der Kreisform der Zylinderscheiben zu, was zu einer raschen Abnahme der Anziehungskraft führt. In Bild 8.8 sind die maximalen Anziehungskräfte der jeweiligen Anordnung bei radialer Magnetisierungsrichtung bei einem Abstand von 0,25 mm dargestellt. Die kleinste Anziehungskraft ist bei der Bestückung der Zylinderscheibenpaarung mit nur einer Dauermagnetscheibe zu finden. Mit zunehmender Anzahl der radialpolarisierten Dauermagnetscheiben nimmt die Anziehungskraft der Zylinderscheibenpaarung zu.

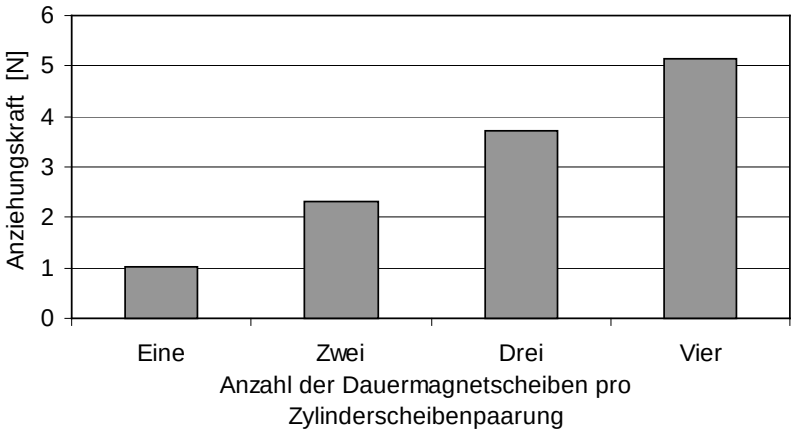


Bild 8.8 Anziehungskraftgröße der Zylinderscheibenpaarung bei der radialen Magnetisierungsrichtung

Beim Einsatz einer Dauermagnetscheibe in der Zylinderscheibenpaarung ist die Anziehungskraft von 1,0 N für alle Bestückungsvarianten gleich groß. Hierbei beeinflusst infolge der gleichgroßen Zylinderscheiben (i = 1) die Dauermagnetposition und die Richtung des Magnetflusses nicht die Anziehungskraftgröße. In Bild 8.9a ist am Beispiel der magnetischen Flussrichtung vom Südpol (innerer Magnetscheibenradius) zum Nordpol (äußerer Magnetscheibenradius) der magnetische Flussverlauf und der Verlauf der magnetischen Flussdichte bei einer Dauermagnetscheibenbestückung zu sehen. Dadurch fließen die Feldlinien vom Nordpol über den Luftspalt in die zweite Zylinderscheibe, aus der sie nach der Luftspaltüberquerung wieder austreten und sich am Südpol der Ausgangsscheibe wieder schließen. Aus der Vektordarstellung, Bild 8.9a2, erkennt man den größten Anziehungsbereich der Zylinderscheibenpaarung mit einer sehr starken Magnetflusskonzentration in der unmittelbaren Nähe des Magneten. Mit zunehmendem Abstand vom Dauermagnetpol nimmt die magnetische Flussdichte und somit die Anziehungskraft ab, vgl. Bild 8.9a3. Die magnetische Flussdichte beträgt in der Mitte der Berührlinie, d. h. in der Mitte des engsten Luftspalts der Zylinderscheibenbreite 0,1 T.

Bei zwei Dauermagnetscheiben ergeben sich von den 24 möglichen Bestückungsvarianten 6 Anordnungsvarianten mit unterschiedlicher Kraftgröße. Die größte Anziehungskraft von 2,3 N tritt bei einer gleichseitigen Bestückung der beiden Zylinderscheiben auf, Bild 8.9b. Hierbei ziehen sich die gegenseitig gepolten Magnete der beiden Dauermagnetscheiben an, was zum Aufbau eines magnetischen Flusses über die beiden Zylinderscheiben führt, Bild 8.9b1.

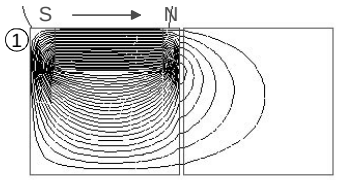
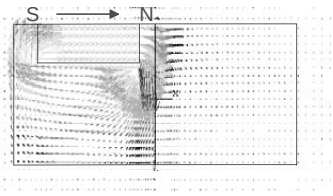
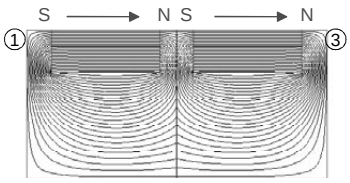
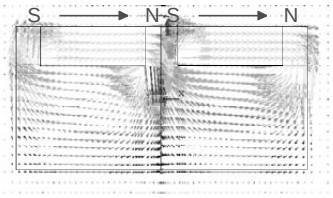
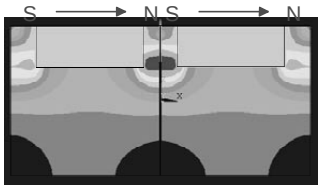
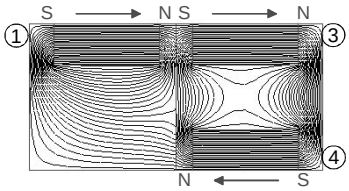
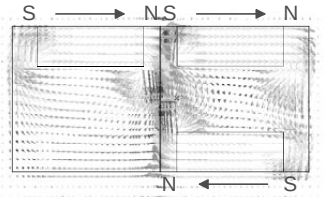
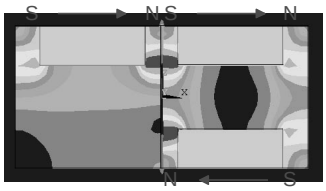
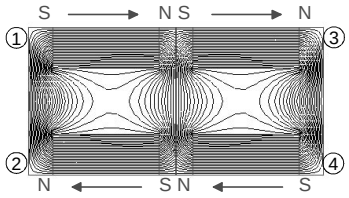
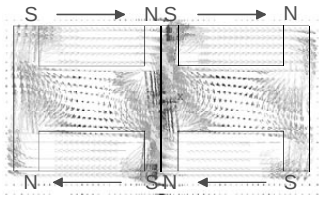
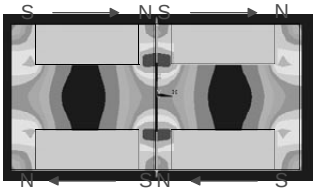
	Magnet-anzahl/ Kraft/ Fluss-dichte	2D-magnetischer Flussverlauf 1)	3D-magnetischer Flussverlauf (Vektordarstellung) 2)	Magnetische Flussdichte 3)
a)	1 1,0 N 0,1 T			
b)	2 2,3 N 0,09 T			
c)	3 3,7 N 0,06 T			
d)	4 5,2 N 0,00 T			

Bild 8.9 Verlauf des magnetischen Flusses und der magnetischen Flussdichte bei unterschiedlichen Dauermagnetanordnungen bei radialer Magnetisierungsrichtung

Im unmittelbaren Bereich der Magnetpole, im sog. Magnetflussleitstück, ist eine deutliche Konzentration der magnetischen Feldlinien und eine Erhöhung der magnetischen Flussdichte zu erkennen, Bild 8.9b2. Der Großteil der Flusslinien verlaufen jedoch innerhalb einer Zylinderscheibe, was auf einen internen magnetischen Kurzschluss hindeutet. Dies ist auch an der zur einseitigen radialen Bestückung vergleichbar geringen magnetischen Flussdichte von 0,09 T erkennbar.

Aus den 32 Anordnungsmöglichkeiten von drei Dauermagnetscheiben an einer Zylinderscheibenpaarung sind für die weitere Betrachtung nur 4 Bestückungsvarianten von Interesse. Die maximale Anziehungskraft von 3,7 N ist bei einer sich gleichseitig bestückten anziehenden Anordnung sowie der anziehenden Anordnung auf der gleichen Zylinderscheibe zu finden, Bild 8.9c. Diese Anordnung bewirkt eine Anziehung der Dauermagnete untereinander, was ebenso zu einem internen magnetischen Kurzschluss führt. Nur im direkten Umfeld der Dauermagnetpole, an den Magnetflussleitstücken ist eine stärkere Konzentration der Flusslinien zu erkennen, die zu einem Anziehungskraftaufbau beiträgt, vgl. Bild 8.9c2. Die magnetische Flussdichte nimmt sogar bei dieser Anordnung in der Berührlinienmitte auf 0,06 T ab.

Die maximale Anziehungskraft tritt bei der radialen Magnetisierungsrichtung einer Zylinderscheibenpaarung beim Einsatz von vier Dauermagneten auf. Die 16 möglichen

Bestückungsvarianten reduzieren sich auf 4 unterschiedliche Varianten. Die beste vierfache Dauermagnetbestückung entspricht von der magnetischen Flussrichtung her der besten dreiseitigen Anordnung mit einem zusätzlichen, in gleicher Richtung gepolten Dauermagnet, was zu einer maximalen Anziehungskraft von 5,2 N führt. Diese Anordnung zeichnet sich ebenfalls durch einen internen magnetischen Kurzschluss aus, bei dem die magnetischen Feldlinien vorwiegend innerhalb einer Zylinderscheibe verlaufen, Bild 8.9d. Während in der Dauermagnetnähe die magnetische Flussdichte einen Wert von 0,6 T aufweist, tritt in der Mitte der Berührlinie eine sehr geringe Flussdichte auf. Trotz dieser Eigenschaft weist diese Anordnung die größte Anziehungskraft auf, Bild 8.9d3.

8.3.2 Polarisierung in axialer Richtung

Bei der axialen Magnetisierungsrichtung werden die Dauermagnetscheiben entlang der Rotationsachse polarisiert. Hierbei erfolgt der magnetische Fluss über die im axialen, stirnseitigen Umfeld der Zylinderscheibenpaarung vorhandene Luft, was zu einem sehr großen Streufluss führt. Dieser Streufluss ist jedoch bei dieser Magnetisierungsrichtung dringend notwendig, um die Wirkung der Dauermagnete untereinander und somit den magnetischen Fluss zu ermöglichen. Der große Vorteil dieser Magnetisierung ist in der großen, stirnseitigen Austrittsfläche des Magnetfelds zu erkennen. In Bild 8.10 sind die maximalen Anziehungskräfte für die jeweilige Anzahl und Anordnung bei axialpolarisierten Dauermagneten zu finden. Die kleinste Anziehungskraft ist bei einseitiger Magnetanordnung zu finden, während bei der vierseitigen Dauermagnetbestückung maximale Kraft auftritt.

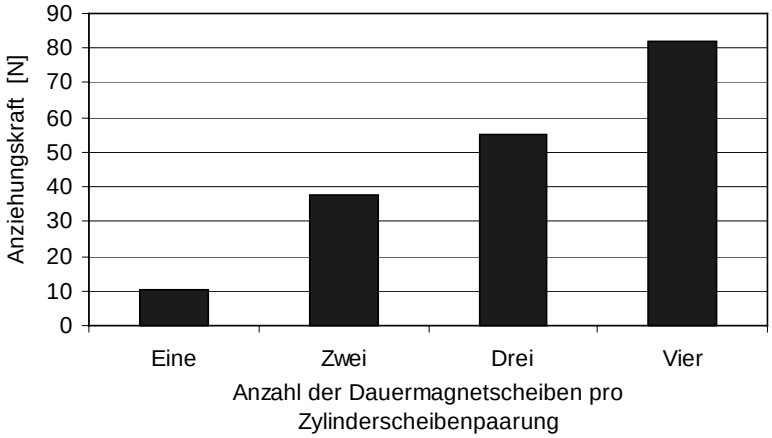


Bild 8.10 Anziehungskraftgröße der Zylinderscheibenpaarung bei axialer Magnetisierungsrichtung

Wie auch bei der radialen Polarisierung eines Dauermagneten in einer Zylinderscheibenpaarung hat auch bei der axialen Magnetisierung der magnetische Feldlinienverlauf infolge der gleich großen Dauermagnete und Zylinderscheiben keinen Einfluss auf die Anziehungskraftgröße. Die Anziehungskraft weist trotz des großen Streuflusses einen Wert von 10,5 N auf, Bild 8.11a. Hierbei fließt ein Teil der Flusslinien direkt über das Flussleitstück und über den Luftspalt zu der anderen Zylinderscheibe und wieder zurück zum Gegenpol hin. Ein weiterer Teil der Flusslinien tritt in axialer Richtung aus der magnet-

bestückten Zylinderscheibe heraus, die anschließend über die Luft zu der anderen Zylinderscheibe fließen. Von dort aus verlaufen sie über den Luftspalt zurück zum Gegenpol der Dauermagnetscheibe, an dem sie sich schließen. Bereits bei der einseitigen Dauermagnetanordnung tritt in der Berührlinienmitte am engsten Luftspalt eine magnetische Flussdichte von 0,67 T auf, Bild 8.11a3, die für die große Anziehungskraft verantwortlich ist.

Die 24 Anordnungsmöglichkeiten zweier Dauermagnete an einer Zylinderscheibenpaarung reduzieren sich auf 6 Bestückungsvarianten mit unterschiedlicher Anziehungskraftgröße. Die größte Magnetkraft ist bei einer gleichseitigen Anordnung der Dauermagnetscheiben zu finden, Bild 8.11b. Hier sind die Magnetscheiben in jeder Zylinderscheibe gegenpolig polarisiert, so dass ein direkter magnetischer Fluss über die beiden Zylinderscheiben erfolgen kann. Die Flusslinien verlaufen direkt über den Zahnradwerkstoff und den Luftspalt vom Nordpol der einen Zylinderscheibe zum Südpol der gegenüber angeordneten Scheibe und schließen sich anschließend über den Luftbereich am Südpol der Ausgangsmagnetscheibe, vgl. Bild 8.11b2 und b3.

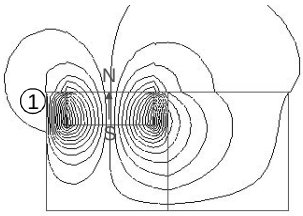
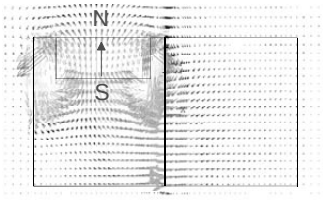
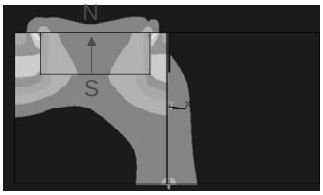
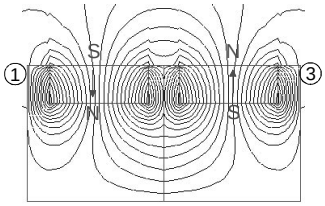
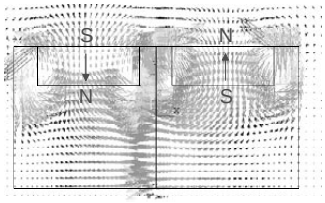
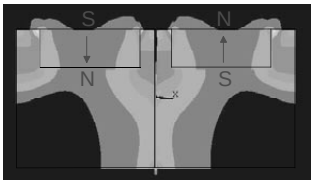
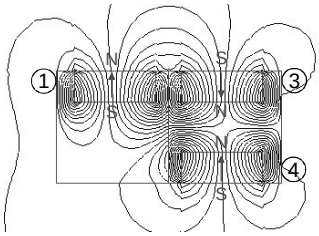
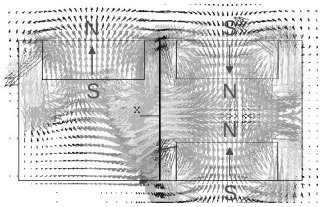
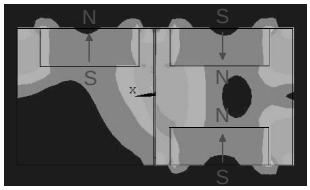
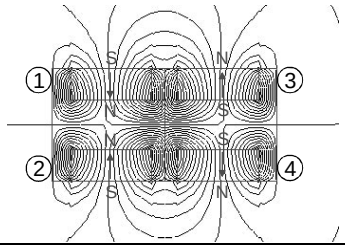
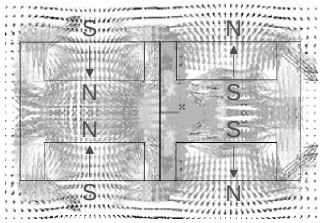
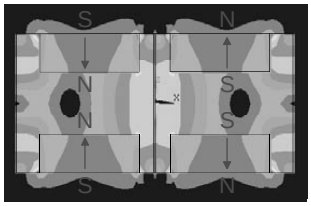
	Magnet-anzahl/ Kraft/ Fluss-dichte	2D-magnetischer Flussverlauf 1)	3D-magnetischer Flussverlauf (Vektordarstellung) 2)	Magnetische Flussdichte 3)
a)	1 10,5 N 0,67 T			
b)	2 37,9 N 1,23 T			
c)	3 55,3 N 1,99 T			
d)	4 82,1 N 2,13 T			

Bild 8.11 Verlauf des magnetischen Flusses und der magnetischen Flussdichte bei unterschiedlichen Dauermagnetanordnungen bei axialer Magnetisierungsrichtung

Dieser magnetische Fluss bewirkt eine Anziehungskraft von 37,9 N bei einer magnetischen Flussdichte von 1,23 T.

Bei der Verwendung von drei Dauermagnetscheiben ergeben sich aus 32 Möglichkeiten vier Anordnungsvarianten mit unterschiedlicher Anziehungskraftgröße. Die beste Anordnung entspricht der besten zweifachen Anordnung, bei der zusätzlich ein gegenpolig magnetisierter Dauermagnet an einer Zylinderscheibe angebracht ist, Bild 8.11c. Durch die Zunahme des Streuflussanteils infolge des Einsatzes dreier Dauermagnetscheiben und durch die gegenpolige Magnetisierung werden im Vergleich zu den beiden gleichseitig angeordneten Magnetscheiben die Flusslinien infolge der zylinderscheibeninternen Abstoßung im mittleren Berührbereich verdichtet, was zu einer maximalen Anziehungskraft von 55,3 N führt, vgl. Bild 8.11c2 und c3. Dies ist auch im deutlichen Anstieg der magnetischen Flussdichte in der Berührlinienmitte auf 1,99 T zu erkennen.

Die beste vierseitige Dauermagnetanordnung in einer Zylinderscheibenpaarung, die sich aus den reduzierten vier von 16 Bestückungsvarianten ergab, ist in der anziehenden Ausrichtung der Magnete auf den gleichen Seiten der Zylinderscheibenpaarung und abstoßenden Wirkung der Magnete in einer Zylinderscheibe zu finden, Bild 8.11d. Durch die starke beidseitige Zunahme des magnetischen Flusses im stirnseitigen Luftbereich (Streufluss) wird im Berührbereich, insbesondere in der Mitte der Zylinderscheibenpaarung, der magnetische Fluss sehr stark erhöht, was zu einer maximalen Anziehungskraft bei der axialen Magnetisierung von 82,1 N führt. In Bild 8.11d ist ein symmetrischer Aufbau des Magnetfelds über die gesamte Zylinderscheibenbreite im Berührbereich zu erkennen, was auch zu der maximalen magnetischen Flussdichte in der Berührlinienmitte der Zylinderscheibenpaarung von 2,13 T führt. Infolge der gegenseitigen Abstoßung der sich gleichseitig angeordneten, aber sich anziehenden Dauermagnetpaare verläuft der Großteil der Flusslinien zwischen den Zylinderscheiben und dem Luftspalt.

8.3.3 Vergleichende Betrachtung des Magnetisierungsrichtungseinflusses

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen eine deutlich größere Anziehungskraft der dauermagnetbestückten Zylinderscheibenpaarung bei der axialen im Vergleich zu der radialen Magnetisierungsrichtung der Dauermagnetscheiben. Trotz des deutlich höheren Streuflusses dieser Polarisierungsart im Vergleich zu der radialen Magnetisierung treten vielfach größere Anziehungskräfte auf. Die Ursache ist in erster Linie im Magnetfluss der einzelnen Dauermagnetscheiben der Zylinderscheibenpaarung zu finden. Während bei der radialen Magnetisierung ein wesentlicher Teil der Flusslinien nur innerhalb einer Zylinderscheibe fließt, was zu einem internen magnetischen Kurzschluss führt, verlaufen die magnetischen Feldlinien bei der axialen Polarisierungsrichtung von der einen Dauermagnetscheibe über den Luftspalt bzw. die umgebende Luft zu der anderen Magnetscheibe und sind somit für die große Anziehungskraft verantwortlich. Darüber hinaus tragen bei der axialen Magnetisierungsrichtung die großen Dauermagnetflächen, aus denen eine erheblich größere Anzahl der Flusslinien austritt, zu der Größe der Anziehungskraft bei. Bei beiden Magnetisierungsrichtungen steigt mit zunehmender Anzahl der Dauermagnetscheiben die Anziehungskraft. Bei der radialen Magnetisierungsrichtung

liegt der Anziehungskraftbereich bei einem Abstand von 0,25 mm zwischen 1 N bei einseitiger Bestückung und 5,2 N bei vierseitiger Magnetanordnung. Die magnetische Flussdichte weist in der Berührlinienmitte der Zylinderscheibenpaarung ebenso einen geringen Wert auf. Das charakteristische Merkmal dieser Polarisierungsrichtung ist in der anziehenden Wirkung der für die jeweilige Anordnung besten bestückten Dauermagnetscheiben zu finden. Dagegen umspannt bei der axialen Magnetisierungsrichtung die Anziehungskraft einen Bereich von 10,5 N bei einseitiger Bestückung bis zu 82,1 N bei vierseitiger Dauermagnetanordnung. Bei dieser Magnetisierungsrichtung ziehen sich die auf einer Seite angeordneten Dauermagnetscheiben an, während bei drei und vierseitiger Anordnung sich die auf einer Zylinderscheibe angeordneten Dauermagnetscheibenpaare abstoßen. Dadurch werden die magnetischen Feldlinien nicht nur an den Magnetflussleitstücken sondern im gesamten Berührbereich über die gesamte Zylinderscheibenbreite verdichtet, was zu einer erheblichen Steigerung der Anziehungskraft führt. Dies ist auch in der Zunahme der magnetischen Flussdichte in der Berührungslinienmitte mit steigender Anzahl der Dauermagnete von 0,6 T bis 2,1 T zu erkennen.

Diese Ergebnisse konnten ebenso durch analytische Berechnung der unterschiedlichen Bestückungsvarianten sowie den unterschiedlichen Magnetisierungsanordnungen mit Hilfe von magnetischen Ersatzwiderständen bestätigt werden.

Aus diesen Erkenntnissen lässt sich für die weitere Betrachtung der dauermagnetbestückten Zylinderscheibenpaarung die beste Anordnungsmöglichkeit auswählen, die entsprechend auf eine Zahnradpaarung übertragen werden kann. Sowohl aus technischen als auch aus finanziellen Gesichtspunkten ist eine axialmagnetisierte Anordnung mit zwei Dauermagnetscheiben zu bevorzugen. Eine dreifache axialpolarisierte Magnetanordnung ist von der Anziehungskraftgröße noch interessanter, deren Einsatz im Hinblick auf Kosten und Festigkeitsanforderungen genau abgewogen werden sollte. Eine vierseitige axialmagnetisierte Anordnung ist neben der Festigkeit und den Kosten kritisch im Bezug auf die Magnetanordnung an einem zu schaltenden Losrad anzusehen (Synchronisierungsseite). Die Anordnung eines Dauermagneten an einer Zahnradpaarung kann jederzeit als einfache Alternativlösung in Betracht gezogen werden.

8.4 Einfluss ausgewählter Parameter auf die Anziehungskraftgröße

Die Größe der Anziehungskraft zwischen zwei Zylinderscheiben, die von Dauermagneten erzeugt werden, ist von zahlreichen Parametern abhängig. In diesem Abschnitt wird die Anziehungskraftgröße in Abhängigkeit unterschiedlicher Dauermagnetwerkstoffe sowie des Zylinderscheibenabstands bei den besten Anordnungsvarianten dargestellt.

8.4.1 Magnetwerkstoff

Der Einsatz des besten Dauermagnetwerkstoffs aus der Seltenerd-Gruppe, hier des Neodym-Eisen-Bor-Dauermagneten, ist mit erheblichen Kosten verbunden. Alternative Dauermagnetwerkstoffe sind zum Teil deutlich kostengünstiger oder aber zeichnen sich durch andere Vorteile aus, vgl. Kap. 8.1.3. Diese weisen jedoch auf Grund unterschiedli-

cher magnetischer Eigenschaften geringere Anziehungskräfte auf. In Bild 8.12 sind die Anziehungskräfte unterschiedlicher Dauermagnetwerkstoffe bei der besten zweiseitigen Anordnung der Magnetscheiben bei unterschiedlicher Magnetisierungsrichtung bei einem Zylinderscheibenabstand von 0,25 mm dargestellt.

Die größte Anziehungskraft tritt sowohl bei der radialen als auch bei der axialen Magnetisierungsrichtung beim Dauermagnetwerkstoff Neodym-Eisen-Bor NdFeB 270/95 mit 2,3 N bzw. 37,9 N auf, vgl. Kap. 8.3. Auf Grund der geringeren Remanenz, der kleineren Koerzitivfeldstärke sowie des geringeren Energieprodukts der übrigen Dauermagnetwerkstoffe nimmt entsprechend deren Anziehungskraft ab. Die zweitgrößte Anziehungskraft ist beim Werkstoffs Samarium-Cobalt Sm2Co17 190/160 h mit 0,5 N bzw. 19,3 N zu finden. Deutlich geringere Anziehungskräfte sind beim Werkstoff Aluminium-Nickel-Cobalt AlNiCo 35/5 zu verzeichnen. Die geringsten Anziehungskräfte treten beim kostengünstigsten Dauermagnetwerkstoff Hartferrit HF 30/16 mit 0,01 N bzw. 1,2 N auf. Diese Anziehungskraftverhältnisse lassen sich auf die übrigen Anordnungsvarianten und deren Magnetisierungsrichtungen übertragen.

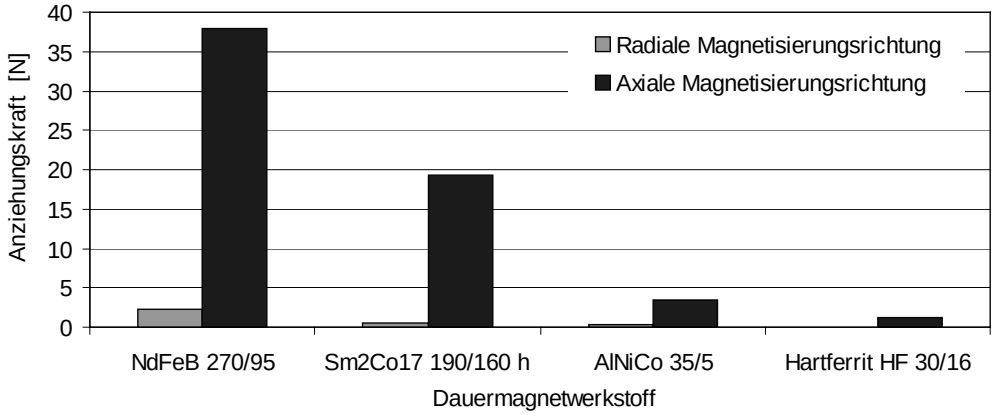


Bild 8.12 Anziehungskräfte unterschiedlicher Dauermagnetwerkstoffe bei radialer und axialer Magnetisierung bei einem Zylinderscheibenabstand von 0,25 mm

8.4.2 Abstand

Der Abstand zweier dauermagnetbestückter Komponenten, beispielsweise einer Zylinderscheiben- oder Zahnradpaarung, hat einen sehr großen Einfluss auf die Anziehungskraftgröße. Am Beispiel der besten zweiseitigen Seltenerd-Magnetbestückung einer Zylinderscheibenpaarung ist in Bild 8.13 der Abstandseinfluss bei radialer und axialer Magnetisierungsrichtung dargestellt. Die Abstandszunahme führt zur Vergrößerung des Luftspalts zwischen den sich anziehenden Komponenten, die für die Flusslinien einen längeren Weg bei erhöhtem Widerstand durch die Luft bedeutet. Somit nimmt mit steigender Entfernung der Zylinderscheiben voneinander die Anziehungskraft sowohl bei der radialen als auch bei der axialen Magnetisierung ab. Bei der radialen Magnetisierung tritt eine annähernd lineare Abnahme der Kraft auf, die beispielsweise bei der zweiseitigen Dauermagnetbestückung gegen den Wert Null strebt. Bei der axialen Magnetisierungsrichtung ist bei sehr kleinen Abständen eine exponentielle Abnahme der Anziehungskraft zu sehen. Mit zunehmender Luftspaltvergrößerung tritt dagegen eine annähernd lineare An-

ziehungskraftabnahme auf. Beispielsweise bei der zweiseitigen axialen Dauermagnetbestückung nimmt die Anziehungskraft von 75 N bei einem Abstand von 0,05 mm auf 22 N bei einem Abstand von 0,5 mm ab.

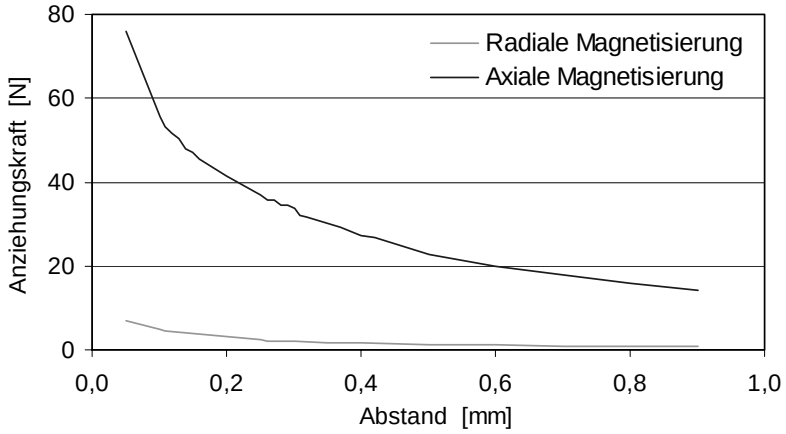


Bild 8.13 Einfluss des Abstands bei radialer und axialer Magnetisierungsrichtung einer zweiseitig mit NdFeB 270/95-bestückten Zylinderscheibenpaarung

8.5 Modell einer geradverzahnten Zahnradpaarung

Aus den in den vorherigen Teilkapiteln gewonnenen Erkenntnissen kann die Betrachtung einer mit Dauermagneten bestückten, hier einer geradverzahnten Zahnradpaarung, erfolgen. In diesem Abschnitt wird der 3D-Modellaufbau dieser Zahnradpaarung und die bei axialer und radialer Magnetisierungsrichtung ermittelte Anziehungskraft dargestellt.

8.5.1 3D-Modellaufbau der Zahnradpaarung

Die hier modellierte Zahnradpaarung stellt eine in Serie eingesetzte Fest-/Losradpaarung einer 5. Gangstufe eines Front-/Quer-Getriebes mit einem Achsabstand von 75 mm dar, die bei dieser Betrachtung im Gegensatz zur Serienausführung geradverzahnt ausgeführt ist. Bei dieser Zahnradpaarung mit einer Breite von 17,5 mm ist das größere Zahnrad ein Festrad, was zu einer Übersetzung ins Schnelle von 0,85 führt. In Bild 8.14 ist das 3D-Modell der Zylinderscheibenpaarung ohne und mit umgebender Luft zu sehen. Das 3D-Modell wurde in Vollzahnrad-Ausführung aufgebaut, das wie bereits auch das 3D-Modell der Zylinderscheibenpaarung Quader- und Boundary-Elemente für das Randluftverhalten beinhaltet. Die Vernetzung wurde vor allem im Bereich der sich im Eingriff befindlichen Zahnflanken besonders feinmaschig ausgeführt. Der kleinste Abstand zwischen den Zahnflanken beträgt 0,08 mm. Das 3D-Modell der Zahnradpaarung wurde ebenso komplett mit Luft umgeben, um so den Magnetfeldeinfluss berücksichtigen zu können. Durch die jeweils drei äußeren Luftschichten an den Seiten der Stirnräder ergab sich eine Gesamtbreite des 3D-Modells von 24,5 mm. Bei dieser Berechnung wurde ebenso das beste Seltenerd-Magnetwerkstoff NdFeB 270/95 h und der Zahnradwerkstoff 16MnCr5 verwendet.

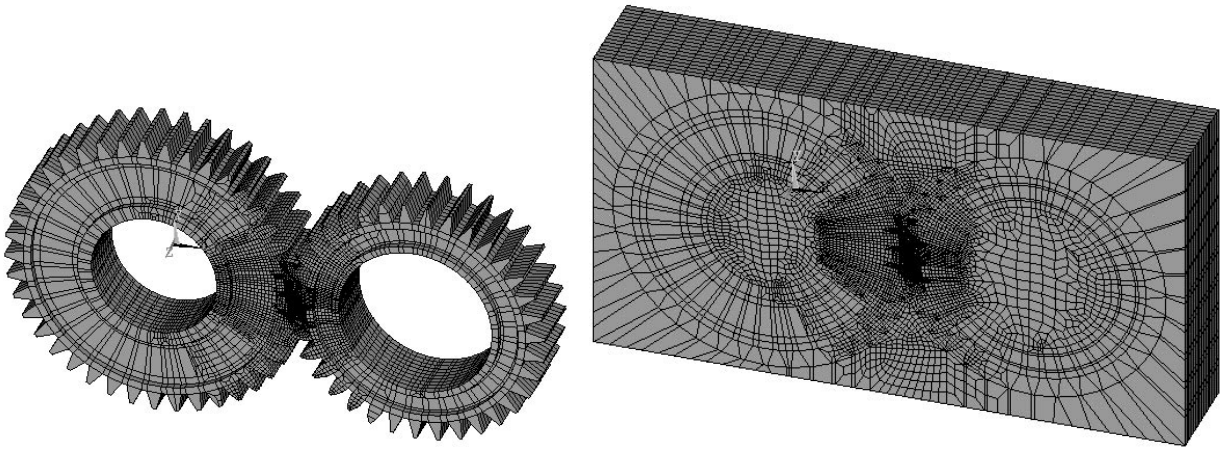


Bild 8.14 3D-Modell der Zahnradpaarung ohne und mit umgebender Luft

8.5.2 3D-Berechnungsergebnisse und Optimierungspotenzial

Im Vergleich des Aufbaus der Zylinderscheibenpaarung zu der in diesem Abschnitt betrachteten Zahnradpaarung sind infolge der vorliegenden Übersetzung Unterschiede im Bezug auf die Größe der verwendeten Magnetscheiben und insbesondere im erheblich größeren Abstand der Dauermagnetscheibenpole voneinander festzustellen. Dies führt zu deutlich geringeren Anziehungskräften der betrachteten Zahnradpaarung. Bei der betrachteten Anordnung sind für beide Magnetisierungsrichtungen zwei sich anziehende Dauermagnetscheiben auf einer Seite der Zahnradpaarung angebracht, vgl. Kap. 8.3.

Bei der radialen Polarisierungsrichtung ist die Anziehungskraft infolge des großen Abstands der Magnetpole zueinander sowie der kleinen Austrittsfläche der Flusslinien nahezu Null. Bei der axialen Magnetisierung tritt eine Anziehungskraft von 2 N auf, deren geringer Wert ebenso auf die große Entfernung der gegenüberliegenden Magnetpole der Zahnradpaarung zurückzuführen ist.

Durch den bei der axialen Magnetisierungsrichtung auftretenden Streufluss der Dauermagnetscheiben besteht noch Potenzial, um die Anziehungskraft zu erhöhen. Um die Energiedichte des Magnetwerkstoffs zu erhöhen, müssen die Flusslinien möglichst auf dem direkten Weg vom Nordpol über den Luftspalt zum Südpol fließen. Bei der axialen Magnetisierungsrichtung der Dauermagnetscheiben lässt sich dies beispielsweise mit einer Polscheibe erreichen, die eine Konzentration des Magnetflusses insbesondere im Luftspaltbereich bewirkt. Eine weitere Möglichkeit der Magnetflussbeeinflussung ist in der gezielten Umlenkung des Flusslinienverlaufs durch eine Magnetfeldschwächung in einer definierten Richtung gegeben. Dies lässt sich beispielsweise durch Verwendung von Aluminiumscheiben realisieren, was zur Erhöhung des magnetischen Widerstands führt und somit zur Feldschwächung im betrachteten Bereich. Aber auch durch direktes Abschirmen (Isolieren) des Magnetfelds, beispielsweise mit einem Werkstoff hoher Permeabilität, lässt sich der Verlauf des magnetischen Flusses gezielt beeinflussen.

9 Zusammenfassung

Beim Kraftfahrzeug tritt eine Vielzahl von Geräuschquellen auf, die sich zu einem komplexen akustischen Gesamtszenario überlagern. Eine der dominierenden Geräuschquellen ist hierbei der Antriebsstrang, bei dem neben dem Verbrennungsmotor das Getriebe einen wesentlichen Einfluss aufweist. Die Reduzierung von Getriebegeräuschen stellt auf Grund vermehrten Leichtbaus sowohl von Verbrennungsmotoren als auch weiterer Triebstrangkomponenten, weitreichender Einsparmaßnahmen im Energieverbrauch, steigender Ansprüche des Käufers sowie verschärfter Abgas- und Geräuschemissionsgrenzwerte seitens des Gesetzgebers ein stetiges und wichtiges Entwicklungsziel dar.

Ein nicht wegen seines hohen Luftschalldruckpegels sondern auf Grund der lästigen Charakteristik besonders unangenehm empfundenes Getriebegeräusch stellt im Leerlauf das Klappergeräusch und im Zug- oder Schubbetrieb das Rasselgeräusch dar. Die Ursachen dieser Geräusche sind infolge von Verbrauchsoptimierungs- und Abgasreduzierungsbemühungen von Verbrennungsmotoren zunehmende Torsionsschwingungen von nicht unter Last stehenden Getriebekomponenten, die sich innerhalb ihrer funktionsbedingten Spiele bewegen und an ihren Grenzen anstoßen. Die Klapper- und Rasselgeräusche stellen bei Personenkraftwagen ein Komfortproblem dar und bei Nutzkraftwagen sind sie zusätzlich eine Belastung für die Umwelt.

In der vorliegenden Arbeit wurde das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben – Pkw und insbesondere von Nkw-Getrieben – und deren Komponenten untersucht, analysiert, gegenübergestellt und miteinander verglichen. In einer Betrachtung der Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben wurde in dieser Arbeit die Wirkungsweise einer Maßnahme untersucht.

Für die experimentelle Untersuchungsmöglichkeit der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung von Nkw-Getrieben wurde ein elektromotorisches Klapperprüfstandskonzept entwickelt, um deren große Massenträgheitsmomente entsprechend des ungleichförmigen Drehzahlverlaufs eines Nkw-Verbrennungsmotors bewegen zu können. Das entwickelte Prüfstandskonzept besteht aus einem Zwei-Elektromotoren-Antrieb mit einer Gesamtleistung von 186 kW, deren Antriebsleistung über ein Summengetriebe auf die Antriebswelle übertragen wird. Dadurch können ungleichförmige Drehzahlverläufe bis zu einer Winkelbeschleunigung von 2200 rad/s^2 bei einem auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Prüfgetriebe-Massenträgheitsmoment von 0,15 kgm^2 erzeugt werden.

Im Vorfeld der Klapper- und Rasselgeräuschuntersuchung von Nkw-Getrieben wurde im Rahmen der Pkw-Getriebe-Betrachtung das bestehende EKM-(Einfachst-Klapper-Modell)-Näherungsverfahren von der Berechnungsmöglichkeit einstufiger Zahnradstufen auf Komplettgetriebe beliebiger Ausführung und unterschiedlicher Schaltzustände erweitert. Anhand von experimentellen Untersuchungen an einem einstufigen Front-/Quer-Getriebe und unterschiedlichen mehrstufigen Koaxial-Getrieben, die auf dem bestehenden

IMA-Klapper- und Rasselprüfstand durchgeführt wurden, wurden zahlreiche Korrelationsvergleiche durchgeführt und deren Geräuschverhalten analysiert. Hieraus konnten folgende Schlussfolgerungen abgeleitet werden:

- Mit zunehmender Masse und steigendem Massenträgheitsmoment der Loskomponente nimmt auch die Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung der Zahnradpaarung zu.
- Eine zunehmende Klapperstellenanzahl erhöht die Geräuschneigung.
- Bei Koaxial-Getrieben ist die Vorgelegewelle die einflussreichste Loskomponente.
- Die Losrad-Anordnung auf der Vorgelegewelle reduziert das Klappergeräusch.
- Eine steigende Grunddrehzahl und zunehmende Motorordnung bewirkt ein Anstieg der Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung.
- Ein zunehmendes auf die Getriebeeingangswelle reduziertes Massenträgheitsmoment eines Getriebes im Leerlauf führt zu einem steigenden Klappergeräusch.
- Das maximale auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment der höchsten geschalteten Gangstufe eines Koaxial-Getriebes führt zum größten Rasselgeräuschpegel aller geschalteten Gangstufen.

Am Beispiel fünfgängiger Pkw-Koaxial-Getriebe wurde mit Hilfe der statistischen multiplen Regressionsanalyse der Einfluss wesentlicher Getriebeauslegungsparameter auf deren Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung ermittelt. Die Auslegungsparameter Achsabstand und das auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Massenträgheitsmoment beschreiben mit hinreichender Genauigkeit das Geräuschverhalten eines Koaxial-Getriebes:

- Mit zunehmendem Achsabstand und auf die Getriebeeingangswelle steigendem Massenträgheitsmoment nimmt der abgestrahlte Klapper- und Rasselgeräuschpegel zu.

Dadurch besteht mit Hilfe des erweiterten EKM-Näherungsverfahrens die Möglichkeit der Absolutgeräuschpegelermittlung einzelner Loskomponenten eines Getriebes.

Im Rahmen der theoretischen Untersuchungen der Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Nkw-Getrieben wurde der Einfluss ausgewählter Geometrieparameter ermittelt. Am Beispiel eines leichten Nkw-Ein-Gruppengetriebes wurde ein Korrelationsvergleich der experimentellen Ergebnisse mit den EKM-Berechnungsergebnissen durchgeführt. Mit dem erweiterten EKM-Näherungsverfahren erfolgte eine Abschätzung des Klapper- und Rasselgeräuschpegels der betrachteten Nkw-Ein- und Mehr-Gruppengetriebe. Dadurch konnte eine Gegenüberstellung des Geräuschverhaltens bei Nkw-Getrieben durchgeführt werden. Folgende Schlussfolgerungen konnten abgeleitet werden:

- Bei Mehr-Gruppengetrieben neigt nur das Hauptgetriebe mit der Vorschaltgruppe zu Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung.
- Eine Nachschaltgruppe in Planeten-Bauweise neigt hingegen nicht zu Klapper- und Rasselgeräuschentfaltung.
- Das Klapper- und Rasselgeräuschverhalten der Nkw-Ein-Gruppengetriebe und der Mehr-Gruppengetriebe entspricht dem Verhalten von Pkw-Koaxial-Getrieben.
- Mit zunehmendem auf die Getriebeeingangswelle reduziertem Masseträgheitsmoment eines Nkw-Getriebes steigt auch dessen Klapper- und Rasselgeräuschpegel.

Im Rahmen der Klapper- und Rasselgeräuschbetrachtung von Nkw-Getrieben wurde in experimentellen Untersuchungen das Klappergeräuschverhalten eines Planetengetrie-

bes eines mittelschweren Nkw-Getriebes in einem hierfür entwickelten Elementar-Prüf-Gehäuse ermittelt. Hieraus konnten folgende Erkenntnisse abgeleitet werden:

- Planetengetriebe können in bestimmten Betriebszuständen, wie beispielsweise im Beharrungszustand, zur Klappergeräuschentfaltung neigen.
- Mit zunehmender Grunddrehzahl und steigender Öltemperatur nimmt auch der emittierte Klappergeräuschpegel eines Planetengetriebes zu.
- Mit zunehmendem Verdrehflankenspiel nimmt der Klappergeräuschpegel des Planetengetriebes sowohl beim verblockten als auch beim umlaufenden Hohlrad zu.
- Beim verblockten Hohlrad liefert die Zahnradpaarung Planetenrad/Hohlrad den größeren Beitrag zum Klappergeräuschpegel.

Am Beispiel einer dauermagnetbestückten Zahnradpaarung wurde die Wirkungsweise einer getriebeinternen Maßnahme zur Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräusche ermittelt und analysiert. Hierbei wurde insbesondere die beste Anordnung bei unterschiedlicher Anzahl der Dauermagnete sowie deren beste Magnetisierungsrichtung in einer Zahnradpaarung beim Einsatz unterschiedlicher Dauermagnetwerkstoffe ermittelt:

- Die axiale Magnetisierungsrichtung weist eine höhere Anziehungskraft im Vergleich zu der radialen Polarisierung auf.
- Mit zunehmender Dauermagnetscheibenanzahl nimmt auch die Anziehungskraft zu.
- Die größte Anziehungskraft tritt beim Einsatz des Seltenerd-Magnetwerkstoffs auf.
- Mit zunehmenden Abstand zwischen den sich anziehenden Komponenten nimmt die Anziehungskraft ab.
- Durch Optimierungsmaßnahmen lässt sich bei der axialen Magnetisierung die Anziehungskraft steigern.

Weiterführende Forschungsarbeiten beschäftigen sich mit der Vermeidung bzw. Reduzierung der Klapper- und Rasselgeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben. Das Ziel eines Projekts, dessen Idee auf einer Patentanmeldung /153/ basiert, ist die Entwicklung eines klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetriebes. Hierbei werden alle Festräder des Getriebes durch Losräder ersetzt, so dass nur die sich im Leistungsfluss befindlichen Zahnräder einer rotatorischen Drehbewegung unterliegen, alle anderen Zahnräder stehen dabei still. Zwar erfordert dieses Konzept einen erhöhten Schaltaufwand, aber die lästigen Klapper- und Rasselgeräusche treten nicht mehr auf. In einem weiteren Forschungsprojekt, das ebenso aus einer Patentanmeldung /154/ hervorgeht, erfolgt mit Hilfe eines mechatronischen Systems ein aktiver Eingriff in den rotatorischen Losrad-Bewegungsverlauf. Die eingesetzten Aktoren dieses Systems verhindern aktiv das Abheben des Losrads. Im Gegensatz zu der ständigen Zahnflankenanziehung mit Dauermagneten wirkt diese Lösung nur im Zeitpunkt des Zahnflankenabhebens. Diese weiterführenden Forschungsprojekte geben einen Ausblick für weitere Entwicklungsmöglichkeiten der Klapper- und Rasselgeräuschreduzierung von Fahrzeuggetrieben. Die Einsatzreife dieser potenziellen Entwicklungen muss jedoch noch in weiteren Forschungsarbeiten weiterentwickelt, analysiert und bewertet werden.

Literaturverzeichnis

/1/ Lechner, G.; Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1994

/2/ Lechner, G.; Naunheimer, H.: Automotive Transmissions. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1999

/3/ Doberauer, D.: Teilschallquelle Getriebe: Aktuelle und zukünftige Anforderungen an die akustische Güte. VDI Berichte Nr. 885, 1991, S. 267-288

/4/ Seebacher, R.; Fischer, R.: Triebstrangabstimmung mit Simulationsunterstützung. VDI Berichte Nr. 1285, 1996, S. 395-410

/5/ Biermann, J.-W.; Hagerodt, B.; Schröder, E.; Schuch, A.: Experimentelle Untersuchungen lastwechselbedingter Bewegungen und Geräusche von Antriebssträngen. 5. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 1995, S. 595-619

/6/ Manday, M. T.; Rahnejat, H.; Ebrahimi, M.: Clonk: an Onomatopoeic Response in Torsional Impact of Automotive Drivelines. PIMED: Proc. of the Institution of Mech. Eng. Part D; 213 (1999) 4, S. 349-357

/7/ Hagerodt, B.: Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenwagen. Dissertation, RWTH Aachen, 1998

/8/ Schwarze, B.: Losradkreischen in Zahnradgetrieben. Dissertation, Universität Bochum, 1996

/9/ Witte, L.: Schwingungen im Antriebsstrang von Personenkraftwagen. VDI Berichte Nr. 444, 1982, S. 77-91

/10/ Doyle Jr., G. R.; Faulkner, L. L.: Torsional Vibrations in a Mechanical Drive. SAE Technical Paper Series Nr. 821029 (1982)

/11/ Pinnekamp, W.: Dynamische Analyse eines Antriebs mit Zahnspiel. Konstruktion 34 (1982) H. 11, S. 421-427

/12/ Küçükay, F.: Zur Formulierung und Programmierung der Bewegungsgleichungen von Antriebssträngen. VDI-Z Bd. 126 (1984) Nr. 20, S. 769-774

/13/ Nitescu, G.: Einfluss der Steifigkeit und Dämpfung auf die Torsionsschwingungen der Wellen eines Kraftfahrzeuggetriebes. Konstruktion 37 (1985), H. 3, S. 105-108

/14/ Gosdin, M.: Analyse und Optimierung des dynamischen Verhaltens eines Pkw-Antriebsstrangs. Dissertation, TU München, 1985

/15/ Truong-Chan, H.: Strukturiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von geometrisch linearen Mehrkörpersystemen. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation, 1986

/16/ Kaufhold, G.; Goldstein, H.: Rechenmodelle für Dreh- und Biegeschwingungen. 1. Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik 1987, S. 597-604

/17/ Laschet, A.: Simulation von Antriebssystemen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1988

/18/ Kataoka, M.; Ohno, S.; Sugimoto, T.: Forced Torsional Vibrations of a Two-Degree-of-Freedom System Including a Clearance and a Two-Step-Hardening Spring. JSME International Journal Series III, Vol. 34, No. 3, 1991, S. 345-354

/19/ Lim, T. C.; Steyer, G. C.: Hybrid Experimental-Analytical Simulation of Structure-Borne Noise and Vibration Problems in Automotive Systems. SAE-Paper 920408, 1992, S. 1-7

/20/ Tantot, G.; Chapon, S.: The Optimization of the Vibrational Dynamic Behaviour of Industrial Vehicle Power Trains. IMechE 1992, S. 231-238

/21/ Donley, M. G.; Lim, T. C.; Steyer, G. C.: Dynamic Analysis of Automotive Gearing Systems. Transmission and Driveline Symposium: Components, Gears and CAE SP-905, 1992, S. 77-87

/22/ Otake, T.; Yoshikawa, K.; Wakahara, K.; Narita, M.; Ikeda, Y.: Prediction of Torsional Vibration Caused by Hook's Joint in Drive Train. 24th FISITA Congress, London, Total Vehicle Dynamics Vol. 1 1992, S. 225-230

/23/ Tödter, J.: Zur Simulation von Drehschwingungen in Antriebssystemen mit lokalen Nichtlinearitäten. VDI Fortschrittsberichte Nr. 168, 1992, Reihe 11: Schwingungstechnik, S. 1-108

/24/ Sinn, W.: Drehschwingungssimulation. VDI Fortschrittsberichte Nr. 179, 1993, Reihe 11: Schwingungstechnik, S. 1-159

/25/ Schmitz, T.: Modellbildung und Simulation der Antriebstechnik von Personenwagen. VDI Fortschrittsberichte Nr. 224, 1994, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik

/26/ Laschet, A.: Computer Simulation of Torsional Vibration in Vehicle Power Trains. 20 IMechE C487/039 (1994), S. 41-52

/27/ Pfeiffer, F.: Mechanische Systeme mit unstetigen Übergängen. Ingenieur-Archiv 54 (1984), S. 232-240

/28/ Weck, M.; Lachenmaier, S.; Salje, H.: Numerische Simulation des dynamischen Leerlaufverhaltens von Pkw-Getrieben. VDI-Z Bd. 126 (1984) Nr. 18, S. 663-666

/29/ Küçükay, F.; Pfeiffer, F.: Über Rasselschwingungen in Kfz-Schaltgetrieben. Ingenieur-Archiv 56 (1986), S. 25-37

/30/ Brosey, T. G.; Seaman, R. L.; Johnson, C. E.; Hamilton, R. F.: Effect of Transmission Design on Gear Rattle and Shiftability. International Journal of Vehicle Design, 7 (1986) 1/2, S. 45-66

/31/ Lee, C. H.; Byrne, K. P.: Impact Statistics for a Simple Random Rattling System. Journal of Sound and Vibration (1987) 119 (3), S. 529-543

/32/ Heiman, M. S.; Sherman, P. J.: On the Dynamic and Stability of an Inclined Impact Pair. Journal of Sound and Vibration (1987) 114 (3), S. 535-547

/33/ Bapat, C. N.; Bapat, C.: Impact-Pair under Periodic Excitation. Journal of Sound and Vibration (1988) 120 (1), S. 53-61

/34/ Pfeiffer, F.: Über unstetige, insbesondere stoßerregte Schwingungen. Z. Flugwiss. Weltraumforsch. 12 (1988), S. 358-367

/35/ Singh, R.; Xie, H.; Comparin, R. J.: Analysis of Automobile Neutral Gear Rattle. Journal of Sound and Vibration (1989) 131(2), S. 177-196

/36/ Pfeiffer, F.; Prestl, W.: Decoupling Measures for Rattling Noise in Gearboxes. IMechE 1990, S. 129-133

/37/ Rust, A.; Brandl, F. K.; Thien, G. E.: Investigations into Gear Rattle Phenomena – Key Parameters and their Influence on Gearbox Noise. IMechE 1990, S. 113-120

/38/ Comparin, R. J.; Singh, R.: An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle. Journal of Mechanical Design 1990, S. 237-245

/39/ Crocker, M. D.; March, J. P.; Greer, R. J.: Transmission Rattle Analysis. IMechE 1990, S. 121-127

/40/ Crocker, M. D.; Greer, R. J.; Hilbert, D.; Granstroem, J.: The Development of Transmission Rattle Indices. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (IMechE), Band 10 (1990), S. 129-135

/41/ Rust, A.; Brandl, F. K.: Definition, Identification and Elimination of Obtrusive Gear Rattle Noise. 23rd FISITA Congress, Band 1 (1990), S. 499-506

/42/ Pfeiffer, F.: Stoßprozesse. Rasseln spielbehafteter Schaltgetriebe: Einflussgrößen und Abhilfemaßnahmen. Maschinenmarkt, Würzburg 97 (1991), S. 80-84

/43/ Szadkowski, A.: Mathematical Model and Computer Simulation of Idler Gear Rattle. Automotive Transmission Advancements SP-854, PA 15096-0001 (1991)

/44/ Ill, M.; Joachim, F.; Lauster, E.: Geräuschreduzierung bei Kraftfahrzeuggetrieben. VDI Berichte Nr. 977, 1992, S. 281-302

/45/ Shimizu, T.: Mechanism of the Idle Gear Rattle Synchronized with Engine Rotation. Reducing Vehicle Noise and Vibration SAE SP-991, 1993, S. 7-13

/46/ Padmanabhan, C.; Rook, T. E.; Sigh, R.: Modelling of Automotive Gear Rattle Phenomenon: State of the Art. SAE Technical Paper Series Nr. 951316 (1995)

/47/ Fan, J.; Laschet, A.: Messtechnische Methoden und Anwendung der Computersimulation zur Minimierung von Getriebegeräuschen. VDI Berichte Nr. 1175, 1995, S. 123-138

/48/ Kamo, M.; Yamamoto, H.; Koga, H.; Umezawa, K.: Analysis Method for the Contribution Rate of Each Pair of Gears on the Driveline Gear Rattle. SAE Technical Paper Series Nr. 960726 (1996)

/49/ Wang, Y.: Modelling and Analysis of Automotive Transmission Rattle. Noise and Vibration Conference. SAE Technical Paper Series Nr. 972054 (1997)

/50/ Hellinger, W.; Raffel, H. Ch.; Rainer, G. Ph.: Rechnerische Methoden zur Verminderung von Getriebegeräuschen. 12. Internationale Wiener Motorensymposium, VDI Fortschrittsberichte Nr. 267, 1997, Band 2, Reihe 12, S. 414-428

/51/ Toyama, S.; Takagaki, M.: A Simulator for Automotive Gear Rattle Phenomenon, A1 Motion. Proc.: Simulation, Virtual Reality and Supercomputing Automotive Applications, ISATA-Proc. 98VR035 (1998), S. 221-227

/52/ Miura, Y.; Nakamura, S.: Gear Rattling Noise Analysis for a Diesel Engine. IMechE-Paper, C521/001/98, 1998, S. 3-11

/53/ Wang, Y. M.: Transmission Modelling for Gear Rattle Analysis. IMechE-Paper; C521/004/98, 1998, S. 13-22

/54/ Rivin, E. I.: Analysis and Reduction of Rattling in Power Transmission Systems. SAE-Paper, 2000-01-0032, 2000, S. 31-37

/55/ Bellomo, P.; De Vito, N.; Lang, C.-H.: Analyzing Transmission Rattle: Object-Oriented Simulating and Testing the Dynamic Interaction Among Driveline Components. Proceedings of ASME PTG, DECT2000/PTG-14440, S. 1-10

/56/ Nill, R.: Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 1986

/57/ Pfeiffer, F.; Küçükay, F.: Eine erweiterte mechanische Stoßtheorie und ihre Anwendungen in der Getriebedynamik. VDI-Z Bd. 127 (1985) Nr. 9, S. 341-349

/58/ Pfeiffer, F.: Theorie des Getrieberasselns. VDI Berichte Nr. 697, 1988, S. 45-65

/59/ Küçükay, F.: Berechnung und Optimierung der Rasselschwingungen bei Schaltgetrieben. VDI Berichte Nr. 699, 1988, S. 593-630

/60/ Pfeiffer, F.: Seltsame Attraktoren in Zahnradgetrieben. Ingenieur-Archiv 58 (1988), S. 113-125

/61/ Pfeiffer, F.: Rasseln in Theorie und Praxis. Antriebstechnisches Kolloquium, Aachen, 1991, IME Leitfaden 4, Band 4, TÜV Rheinland, S. 69-87

/62/ Pfeiffer, F.: Rattling in Gears – A Review. VDI Berichte Nr. 1285, 1996, S. 719-737

/63/ Weidner, G.; Lechner, G.: Klapper- und Rasselgeräusche in Fahrzeuggetrieben. Automobiltechnische Zeitschrift 92 (1990) 6, S. 320-326

/64/ Weidner, G.; Lechner, G.: Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben. Dynamische Probleme – Modellierung und Wirklichkeit. Mitteilungen des Curt-Risch-Instituts der Universität Hannover, 1990, S. 197-211

/65/ Weidner, G.; Lechner, G.: Rattling Vibrations in Automotive Transmissions. Proceedings of the International Conference on Motion and Power Transmissions (Hiroshima), 23.-26.11.1991

/66/ Weidner, G.: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 1991

/67/ Lang, C.-H.: Klapper- und Rasselgeräusche in Fahrzeuggetrieben: Modellbildung und Simulation. Seminar: Optimierung von Fahrzeuggetrieben durch Rechnersimulation im Entwicklungsablauf, Haus der Technik, Essen, 07.-08.11.1994

/68/ Lang, C.-H.: Klapper- und Rasselgeräusche in Fahrzeuggetrieben - Nachbildung auf dem Prüfstand und Maßnahmen zur Verringerung. Seminar: Optimierung von Fahrzeuggetrieben durch Rechnersimulation im Entwicklungsablauf. Haus der Technik, Essen, 07.-08.11.1994

/69/ Lang, C.-H.; Lechner, G.: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben – Simulation der Losteilschwingungen und Möglichkeiten zur Geräuschminimierung. VDI Berichte Nr. 1175, 1995, S. 99-122

/70/ Lang, C.-H.; Rach, J.; Lechner, G.: Modellierung der Klapper- und Rasselschwingungen in Fahrzeuggetrieben. VDI Berichte Nr. 1220, 1995, S. 577-592

/71/ Lang, C.-H.: Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 1997

/72/ Rach, J.: Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 1998

/73/ Doğan, S. N.: Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 2001

/74/ Fan, J.; Hierlwimmer, P.; Laschet, A.: Untersuchung der Rasselsensitivität von manuellen Schaltgetrieben im Rahmen des „Target-Setting-Prozesses“. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 99 (1997) 5, S. 274-279

/75/ Rinderknecht, S.: Rechnerische Bewertung der Rasselneigung von Kfz-Schaltgetrieben in der Konzeptionsphase. VDI Berichte Nr. 1416, 1998, S. 415-428

/76/ Han, K.-S.; Stühler, W.: Entstehung, Berechnung und Reduzierung der Rasselgeräusche in Kfz-Schaltgetrieben. VDI Berichte Nr. 1491, 1999, S. 141-165

/77/ Han, K.-S.: Entstehung und Reduzierung der Geräusche beim Rasseln in Kfz-Schaltgetrieben. Dissertation, Universität Berlin, 1999

/78/ Solfrank, P.: Die Modellierung der Schallabstrahlung beim Getrieberasseln. VDI Fortschrittsberichte Nr. 156, 1991, Reihe 11: Schwingungstechnik, S. 1-122

/79/ Hinz, M.: Das akustische Abstrahlverhalten von PKW-Schaltgetrieben. Dissertation, TU Braunschweig, 1998

/80/ Sakai, T.; Doi, Y.; Yamamoto, K.; Ogasawara, T.; Narita, M.: Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox. SAE Technical Paper Series Nr. 810773, 1981, S. 85-91

/81/ Ohnuma, S.; Yahata, S.; Inagawa, M.; Fujimoto, T.: Research on Idling Rattle of Manual Transmission. SAE Technical Paper Series Nr. 850979, 1985

/82/ Fudala, G. J.; Engle, T. C.; Karvelis, A. V.: A Systems Approach to Reducing Gear Rattle. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, February 23-27, SAE Technical Paper Series 870396, 1987

/83/ Fujimoto, T.; Chikatani, Y.; Kojima, J.: Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission. SAE Technical Paper Series Nr. 870395, 1987, S. 1-11

/84/ Reik, W.: Torsionsschwingungen und Getriebegeräusche. Automobil-Industrie 32 (1987) 1, S. 37-43

/85/ Reik, W.: Torsionsschwingungsisolation im Antriebsstrang – Ein Wertungsversuch. 4. Int. LuK-Kolloquium, 1990, S. 119-138

/86/ Tomm, D.; Tebbe, G.: Einfluss der Kupplung auf die durch Schwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen verursachten Geräusche in Handschaltgetrieben. VDI Berichte Nr. 56, 1982, S. 85-91

/87/ Lutz, D.: Kupplungsmanagement – ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. VDI Berichte Nr. 697, 1988, S. 219-231

/88/ Drexl, H. J.: Torsional Dampers and Alternative Systems to Reduce Driveline Vibrations. SAE Technical Paper Series Nr. 870394, 1987, S. 1-11

/89/ Jörg, B.: Abbau von Resonanzschwingungen im Antriebsstrang durch Drehschwingungstilger. VDI Berichte Nr. 697, 1988, S. 159-172

/90/ Arras, B.: Entwicklung eines adaptiven Zusatzsystems zur Minderung von Torsionsschwingungen in Antriebssträngen. VDI Fortschrittsberichte Nr. 233, 1995, Reihe 11: Schwingungstechnik

/91/ Sebulke, A.: The Two-Mass Flywheel – A Torsional Vibration Damper for the Power Train of Passenger Cars – State of the Art and Further Technical Development. SAE Technical Paper Series Nr. 870394, 1987, S. 1-10

/92/ Schulte, L.-F.: Funktion und Konstruktion eines Zweimassenschwungrads. Automobil-Industrie 32 ,1987, S. 119-126

/93/ Reik, W.: Schwingungsverhalten eines Pkw-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad. VDI Berichte Nr. 697, 1988, S. 173-194

/94/ Schöpf, H.-J.; Jürgens, G.; Fischer, R.: Optimierung der Komforteigenschaften des Triebstrangs von Mercedes-Benz-Fahrzeugen mit Schaltgetriebe. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 91 (1989), S. 568-575

/95/ Schnurr, M.: Entwicklungen zum Superweitwinkel-ZMS. 4. Internationales LuK-Kolloquium, Baden-Baden, 1990, S. 53-76

/96/ Albers, A.: Selbsteinstellende Kupplung (SAC) und Zweimassenschwungrad (ZMS) zur Verbesserung des Antriebsstrangkomforts. VDI Berichte Nr. 1175, 1995, S. 153-168

/97/ Reik, W.: Höherer Komfort und weniger Geräusch durch das Zweimassenschwungrad, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 12, S. 896-900

/98/ Brenner, F.; Bühler, K.; Kühne, V.: Das hydraulisch gedämpfte Zwei-Massen-Schwungrad – von dem klassischen Konzept zu einer modernen Komponente. VDI Berichte Nr. 878, 1991, S. 345-360

/99/ Sudau, J.; Sasse, C.: „ZMS IIi“ – Ein neues, im Drehmomentwandler integriertes Schwingungsdämpfungskonzept für Automatgetriebe. VDI Berichte Nr. 1393, 1998, S. 613-626

/100/ Sudau, J.; Sasse, C.; Wienholt, H.-W.: ZMS IIi – Ein mechanischer Standard – Schwingungsfilter mit hoch entwickelten Zusatzfunktionen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 9, S. 652-661

/101/ Steinel, K.: Das SACHS-Planeten-Zweimassenschwungrad für schwere Lkw- und Busse. Sachs-Kolloquium, 1999, S. 24-37

/102/ Nissen, P. J.; Heidingsfeld, D.; Kranz, A.: Der MTD – neues Dämpfungssystem für KFZ Antriebsstränge. MTZ, Band 61 (2000) 6, S. 386-391

/103/ Heidingsfeld, D.; Rohs, U.: Die Entwicklung des Mechanischen-Torsions-Dämpfers (MDT) von der Idee bis zum fertigen Produkt. ATK Antriebstechnisches Kolloquium 2001, RWTH Aachen, S. 474-496

/104/ Rohs, U.; Banaschek, J.; Heidingsfeld, D.: Neue Konzepte zur Schwingungsisolation in Kfz-Antriebssträngen. VDI Berichte Nr. 1323, 1997, S. 83-103

/105/ Wakabayashi, K.; Honda, Y.; Kodama, T.; Shimoyamada, K.: The Effect of Typical Torsional Viscous-Friction Damper on the Reduction of Vibrations in the Three Dimensional Space of Diesel Engine Shaftings. Reducing Vehicle Noise and Vibration SAE SP-991, 1993, S. 53-73

/106/ Langenbeck, K.; Sundermann, Chr.: Neuartige Konstruktion eines hydraulischen Schwingungsdämpfers. VDI Berichte Nr. 1082, 1993, S. 337-353

/107/ Rohs, U.; von Dahlen, R.; Heidingsfeld, D.: Isolation der Drehschwingungen in einem Kfz-Antriebsstrang durch einen Hydraulischen Torsionsdämpfer (HTD). ATK Antriebstechnisches Kolloquium 1995, Aachen, S. 223-242

/108/ Petri, H.; Philipsenburg, H. J.: Der hydraulische Torsionsschwingungsdämpfer. VDI Berichte Nr. 878, 1991, S. 361-379

/109/ Polifke, G.; Hartleitner, A.: Torsionsschwingungsdämpfer mit großen Verdrehwinkeln und deutlich gesteigerter hydraulischer Dämpfung. ATZ/MTZ System Partners 2000, S. 71-75

/110/ Jürgens, G., Fischer, R.: Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen. VDI Berichte Nr. 697, 1988, S. 233-256

/111/ Philipsenburg, H. J.: Systeme zur Minimierung von Antriebsstrangschwingungen in Kraftfahrzeugen. ATK Antriebstechnisches Kolloquium 1991, RWTH Aachen, Band 4 (1991), S. 223-242

/112/ Werner, K.; Eckel, H. G.; Fehrecke, H.; Jörg, B.: Motor- und Antriebsstrangberuhigung im System durch einen drehzahladaptiven Tilger (DAT). 8. Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorentechnik (1999), S. 1133-1141

/113/ Peinemann, B.: Drehzahladaptiver Tilger – eine Alternative für die Schwingungsreduzierung? ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (201) 4, S. 290-296

/114/ N.N.: ISAD – Das Top-Energie-Management im Automobil. ISAD Electronic Systems, Köln, 1998

/115/ Patentschrift: Losradbremse, DE 37 34 898 A1, 1989

/116/ Patentschrift: Zahnräderbremse, EP 03 21 119 A1, 1989

/117/ Patentschrift: Koaxiale Zahnscheibe für den Spielausgleich, DE 01 99 059 A1, 1988

/118/ Patentschrift: Koaxiale Zahnscheibe für die Zahnlückenverspannung, DE 22 44 016 C3

/119/ N. N.: Toyota to Use Shape Memory Alloy Spring for Improvement of Rattling Noise in Manual Transmission. The Furukawa Electric Co., Ltd., No. 1303-H0/86, 1986

/120/ Patentschrift: Nebenübersetzung, DE 38 01 461 C2, 1990

/121/ Patentschrift: Schwingungstilger am Losrad, DE 01 34 073 B1, 1988

/122/ Patentschrift: Zahnflankenverspannung durch Magnetauflage, DE 44 28 999 C2, 1994

/123/ Patentschrift: Zahnflankenabstoßung durch Magnetscheibenauflage, DE 44 00 874 C2, 1994

/124/ Patentschrift: Axiale Zahnradanziehung durch Magnetscheibenauflage, DE 44 38 500 C2, 1994

/125/ Patentschrift: Axiale Zahnradanziehung durch codierte Magnete, DE 195 00 935 C2, 1995

/126/ Patentschrift: Körperschallsperre, EP 03 03 113 B1, 1989

/127/ Patentschrift: Losradverspannung, DE 22 44 016, 1972

/128/ Patentschrift: Losradverspannung mit Zahnscheibe, DE 02 05 344 A2, 1986
/129/ Patentschrift: Losrad mit elastomerentkoppelter Zahnradnabe, DE 33 45 571 A1, 1985
/130/ Patentschrift: Losrad mit elastomerscheibenverspannter Zahnscheibe, DE 38 03 700 A1, 1989
/131/ Patentschrift: Losradverspannung durch hydraulisch verstellbare Zahnscheibe, DE 39 01 076, 1989
/132/ Patentschrift: Mechanism for Eliminating Gear Rattle in a Shiftable Transmission, 48 11 615 (132504), 1987
/133/ Patentschrift: Gear Rattle Damper for Countershaft Transmission, 50 33 323 (315008), 1989
/134/ Patentschrift: Fest- und Losrad mit Reibzylinder, DE 3801461 C2, 1990
/135/ Patentschrift: Zahnrad durch eine U-Feder verspannt, 0370420 A1, 1990
/136/ Das Shell Lexikon: Verbrennungsmotor. Beilage der ATZ Automobiltechnische Zeitschrift und der MTZ Motortechnische Zeitschrift, Folge 5, 1999
/137/ Doğan, S. N.; Ryborz, J.; Lechner, G.: Simulation von Losteilschwingungen in Fahrzeuggetrieben – Vergleich Messung mit Simulation. Antriebstechnik 37 (1998) Nr. 7, S. 59-64
/138/ Ryborz, J.; Lechner, G.: Klappergeräuschverhalten von Fahrzeuggetrieben. VDI Berichte Nr. 1568, 2000, S. 313-332
/139/ Bertsche, B.; Doğan, S. N.; Lechner, G.; Ryborz, J.: Investigating of Rattling and Clattering Noise Behaviour of Automotive Transmissions. ATA 2001 Conference, May 23-25, 2001, Florence, Italy, S. 1-12
/140/ Doğan, S. N.; Ryborz, J.; Lechner, G.: The Effect of Transmission Lubricants on Rattling and Clattering Noise in Automotive Transmissions. WTC 2001 – World Tribology Congress, Sept. 03-07, 2001, Vienna, Austria, S. 1-8
/141/ Garbrecht, F., W.; Schäfer, J.: Das 1x1 der Antriebsauslegung – Wegweiser für Anfänger und Profis. VDE-Verlag GmbH, Berlin, Offenbach, 1994
/142/ Ryborz, J.: Konzeptionierung eines Klapperprüfstands für Nkw-Getriebe. Unveröffentlichte Diplomarbeit, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 1996
/143/ Lechner, G.: Untersuchung der Losteilschwingungen von Fahrzeuggetrieben mit hohen Massenträgheitsmomenten. DFG-Antrag, 1997
/144/ Günther, B. C.; Hansen, K.-H.; Veit, I.: Technische Akustik – Ausgewählte Kapitel. Grundlagen, aktuelle Probleme und Messtechnik, 5. Auflage, Expert Verlag, 1994
/145/ Bortz, J.: Statistik für Sozialwissenschaftler. Springer-Verlag, Berlin, 1993
/146/ Wember, T.: Technische Statistik und statistische Versuchsplanung – Einführung in statistische Methoden mit Anwendungsschwerpunkt in der Analyse technischer Daten für Techniker, Ingenieure und Naturwissenschaftler. Kursunterlagen, 2001
/147/ Kleppmann, W.: Taschenbuch Versuchsplanung – Produkte und Prozesse optimieren. Hanser-Verlag, München, Wien, 2001

/148/ Dobrinski, P.; Krakau, G.; Vogel, A.: Physik für Ingenieure. B. G. Teubner, Stuttgart, 1984

/149/ Seitz, D.: Technische Dauermagnete – Werkstoffe, Herstellung, Messverfahren, Anwendungen, Qualitätskontrolle. Seminar, Technische Akademie Esslingen, 2000

/150/ Beitz, W.; Küttner, K.-H.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 16. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1987

/151/ Firmeninformation: Magnetfabrik Schramberg – Ihr Partner für Dauermagnete, 1994

/152/ Müller, G.; Groth, C.: FEM für Praktiker. Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1997

/153/ Offenlegungsschrift: Entkopplung der nicht im Leistungsfluss liegenden Zahnradpaare, 199 38 934.0 und PCT/EP 00 / 07978, 1999

/154/ Offenlegungsschrift: Aktive Spielregelung bei Zahnradgetrieben, 199 38 933.9 und PCT/EP 00 / 07979, 1999

Lebenslauf

Persönliches

Name	Ryborz
Vorname	Joachim
Geburtsdatum	22. Dezember 1964
Geburtsort	Oppeln
Staatsangehörigkeit	deutsch
Familienstand	ledig
Eltern	Waldemar Ryborz Gertrud Ryborz, geb. Jonientz

Schulbildung

1971 – 1979	Hauptschule, Groß Döbern
1979 – 1981	Maschinenbautechnikum, Oppeln
1981 – 1982	Deutsch-Intensivsprachkurs, Stuttgart
1982 – 1985	Technisches Gymnasium, Ravensburg Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Wehrdienst

07.1985 – 09.1986	Grundwehrdienst, Landsberg/Lech

Studium

10.1986 – 03.1987	Luft- und Raumfahrttechnik, Universität Stuttgart
04.1987 – 09.1991	Maschinenbau, Fachhochschule Ravensburg-Weingarten Studienschwerpunkt: Energie- und Fahrzeugtechnik Abschluss: Diplom-Ingenieur (FH)
10.1991 – 03.1996	Maschinenwesen, Universität Stuttgart Hauptfächer: Konstruktionstechnik und Kraftfahrzeuge sowie Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen Abschluss: Diplom-Ingenieur
06.1993 – 10.1995	Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

Praktika/Werkstudenttätigkeiten

Konstruktionsbüro Abentung-Janietz-Pohl GmbH, Tettnang
Arnold GmbH & Co. KG, Ravensburg
ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen

Berufstätigkeit

04.1996 – 01.2002	Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
seit 02.2002	Entwicklungsingenieur im Bereich Automatisierte Getriebe bei der ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

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

Nr.	Verfasser	Titel
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas; H.K. Müller	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
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 Siliziumkabid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteilsuchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei Abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächendichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnradpumpen mit ungleichförmig Übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen Für Zahnradpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätsinformationssystems für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeugschleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fanglabyrinthe
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräserherstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion

Nr.	Verfasser	Titel
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnradpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozeß
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen