

# Robustheitsbewertung in der Akustikberechnung eines LKW-Getriebes

Dr.-Ing. Volker Groß<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> ZF Friedrichshafen AG, Technische Berechnung, Zentrale Forschung und Entwicklung,  
Friedrichshafen

## Zusammenfassung

Gefertigte Getriebe zeigen aufgrund zahlreicher Streuungen und Unsicherheiten von Fertigungs-, Montage- und Materialparameter deutliche Schwankungen im akustischen Verhalten. Das akustische Verhalten lässt sich hierbei sinnvoll durch integrale Größen wie die abgestrahlte Schalleistung und das Körperschallmaß bewerten. Am Beispiel eines mittelschweren LKW-Getriebes soll eine rein rechnerische Robustheitsuntersuchung durchgeführt werden. Die akustische Berechnung der Getriebe erfolgt mit der Methode der FEM. Mit Hilfe des Programms optiSLang kann automatisiert mit einem effizienten Sampling Verfahren ein statistisch aussagefähiger Satz von virtuellen Stichproben erzeugt werden. Jede virtuelle Stichprobe entspricht hierbei einer vollständigen Einzelberechnung der Akustik unter FEM. Durch eine anschließende statistische Auswertung kann die Streuung des akustischen Verhaltens des Getriebes insbesondere in Abhängigkeit von der Frequenz berechnet werden. Eine Korrelationsanalyse zwischen den streuenden Eingangsparametern und der untersuchten Zielgröße Schalleistung gibt Aufschluss über die Eingangsparameter, die in der jeweiligen Frequenz maßgebend zur Streuung der Zielgröße beitragen.

**Keywords:** Robustheit, Akustik, Qualität, FEM, Modalanalyse

---

\* Kontakt: Dr.-Ing. Volker Groß, ZF Friedrichshafen AG, D-88038 Friedrichshafen,  
E-Mail: [Volker.Gross@zf.com](mailto:Volker.Gross@zf.com)

# 1 Einführung

Eine Robustheitsuntersuchung dient zur Berechnung und Bewertung der Streuung von Zielgrößen (Schalleistung) aufgrund streuender Eingangsgrößen (Parameter). Üblicherweise spricht man von einem „robusten System“, wenn trotz streuender Eingangsgrößen das System in allen denkbaren Betriebszuständen zuverlässig funktioniert.

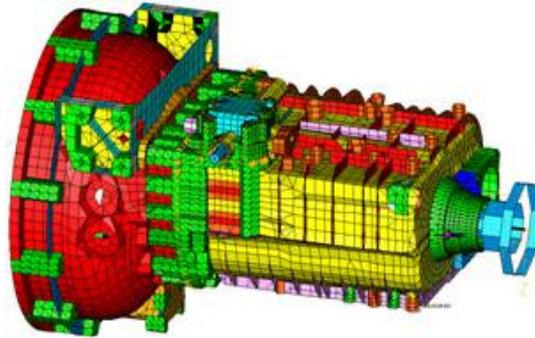


Abbildung 1: FE-Modell des Getriebes

Im Falle der hier rein rechnerischen Robustheitsuntersuchung erfolgt die akustische Berechnung mit der Methode der FEM. Es kommen hierbei lineare FE-Modelle zum Einsatz, die nach einer Eigenwertanalyse modal im Frequenzbereich gelöst werden. Im Gegensatz zur einer klassischen modalen Berechnung wird die Dämpfung nicht durch modale Dämpfungsgrade der einzelnen Eigenformen beschrieben, sondern erfolgt durch Abbildung der relevanten lokalen Dämpfungen (Fugen, Lagerstellen, usw.). Dies erlaubt eine realistischere Abbildung der Dämpfung und der resultierenden Streuung der Akustik. Typischerweise wird die Schallabstrahlung in einem Frequenzbereich bis zu 2500 Hz berechnet.

## 2 Standardisierte Akustikberechnung

Im ersten Schritt soll das akustische Verhalten des Getriebes näher untersucht werden und Aufschluss geben über die akustischen Schwachstellen des Gehäuses. Hierzu wird für einen repräsentativen Satz von Modellparametern die Schallabstrahlung des Getriebes berechnet. Nach der Berechnung der Eigenformen wird der Körperschall modal im Frequenzbereich gelöst. Für ein im 3. Gang geschaltetes Getriebe ist die abgestrahlte Schalleistung im Sinne eines integralen Körperschallmaßes über der Frequenz aufgetragen, siehe Abbildung 2. Im Falle des hier untersuchten Getriebes ist insbesondere der Frequenzbereich zwischen 600 und 900 Hz akustisch auffällig. In Abbildung 3 sind exemplarisch vier maßgebende Eigenformen dargestellt. In diesen Eigenformen strahlt vorwiegend die Oberseite oder Unterseite des Gehäuses Schall ab. Zusätzlich schwingen je nach Eigenform auch die anderen Seitenflächen des Gehäuses mit.

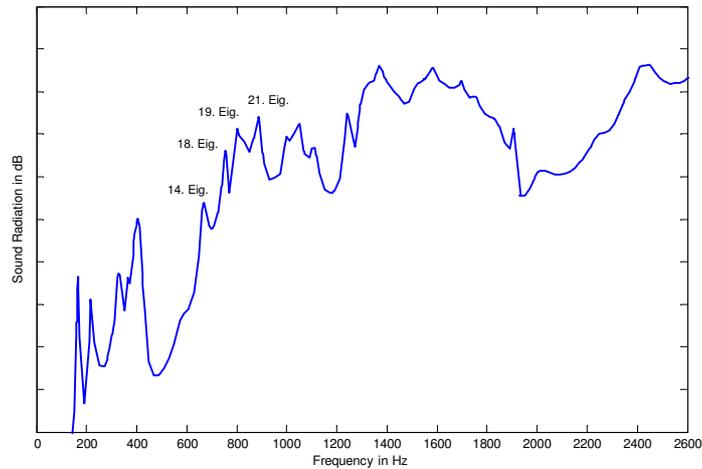


Abbildung 2: Normierte Schalleistung in dB über der Frequenz

14. Eigenform, 664 Hz    18. Eigenform, 755 Hz:    19. Eigenform, 801 Hz    21. Eigenform, 868 Hz  
*Oberseite und Seitenfläche*    *Ober- und Unterseite gegenphasig*    *Unterseite und Steller*    *Ober- und Unterseite gleichphasig*

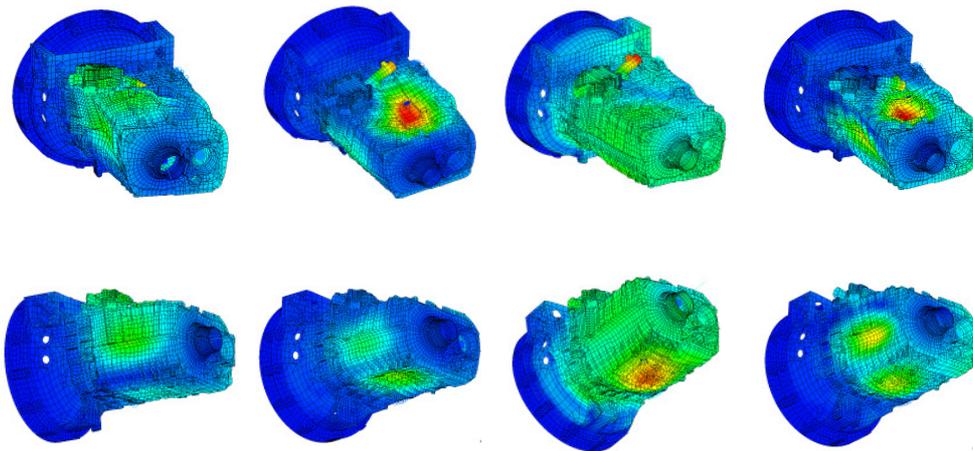


Abbildung 3: Akustisch relevante Eigenformen im Frequenzbereich zwischen 600 und 900 Hz

### 3 Robustheitsuntersuchung

#### 3.1 Parametrisierung

Grundlage einer Robustheitsuntersuchung ist ein statistisch aussagefähiger Satz von möglichen Realisierungen, die jeweils unabhängig als eine Variante berechnet werden müssen. Die Erzeugung des statistisch aussagefähigen Satzes von Varianten erfolgt unter dem Programm OptiSLang mit einem effizienten Sampling Verfahren (Latin Hybercube). OptiSLang übernimmt auch die automatisierte Ansteuerung der FE- Berechnungen und die anschließende statistische Auswertung des Satzes von Einzelrechnungen. Damit OptiSLang die streuenden

Eingangsgrößen ansprechen kann, müssen diese im FE-Modell parametrisiert werden. Im Falle des hier untersuchten LKW-Getriebes kann man die folgenden Parameter als streuend annehmen:

- Geometrische Größen z.B. Gehäusewanddicken, Toleranzen
- Montageschwankungen z.B. Vorspannkräfte der Verschraubungen und Wälzlager
- Anregung durch die Verzahnung
- Schwankende Dämpfungen
- Materialparameter (E-Modul, Dichte)

Zur Parametrisierung der Gehäusewandstärke wird das dünnwandige Gehäuse vorteilhaft mit Schalenelementen abgebildet und somit kann die Schalendicke direkt als Parameter angesprochen werden.

Die Ermittlung der Streuung der einzelnen Eingangsparameter kann entweder aus Messungen erfolgen oder muss durch theoretische Betrachtungen abgeschätzt werden. In OptiSLang wird die Streuung der einzelnen Parameter durch idealisierte Verteilungsfunktionen beschrieben. Hierbei sind insbesondere die uniforme und die normale Verteilungsfunktion von technischem Interesse. Im Folgenden werden insgesamt 45 streuende Eingangsparameter berücksichtigt und deren Einfluss auf die Antwortgrößen Eigenfrequenzen und abgestrahlte Schallleistung in den Resonanzen untersucht. Insbesondere die abgestrahlte Schallleistung in den Resonanzen ist von Interesse, da häufig diese das akustische Verhalten des Getriebes prägen. Darüber hinaus soll die Streuung des Übertragungsverhaltens des Getriebes über der Frequenz ermittelt werden.

## 3.2 Streuung der akustischen Zielgrößen

Für eine zuverlässige Aussage über die statistische Verteilung der Antwortgrößen ist eine ausreichend Zahl von berechneten Varianten bzw. Stichproben erforderlich. Mit Hilfe des effizienten Sampling- Verfahrens (Latin Hybercube) kann der erforderliche Satz von Varianten auf insgesamt 350 Einzelberechnungen, die jeweils ein Getriebe repräsentieren, reduziert werden. Durch anschließende statistische Auswertung der 350 Varianten erhält man die Verteilungen und Korrelationen zwischen den einzelnen Parametern.

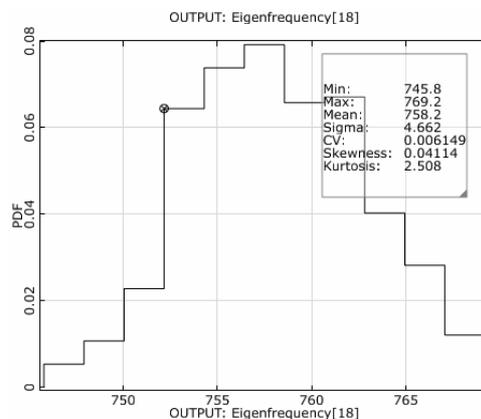


Abbildung 4: Histogramm (Verteilung) der 18. Eigenfrequenz

Zuerst betrachten wir die Streuung der Eigenfrequenzen im akustisch relevanten Frequenzbereich zwischen 600 und 900 Hz. Hierbei sind aus akustischer Sicht die 14. (664 Hz), die 18. (755 Hz), die 19. (801 Hz) und die 21. (868 Hz) Eigenfrequenz auffällig, siehe Abbildung 3. Für die 18. Eigenform ist die Häufigkeitsverteilung der Eigenfrequenz in der Abbildung 4 dargestellt, wobei die Eigenfrequenzen zwischen 745 und 770 Hz schwanken und näherungsweise eine Normalverteilung beschreiben. Analog ergibt sich für die Schallleistung in der 18. Resonanz die in Abbildung 5 dargestellte Verteilung in dB.

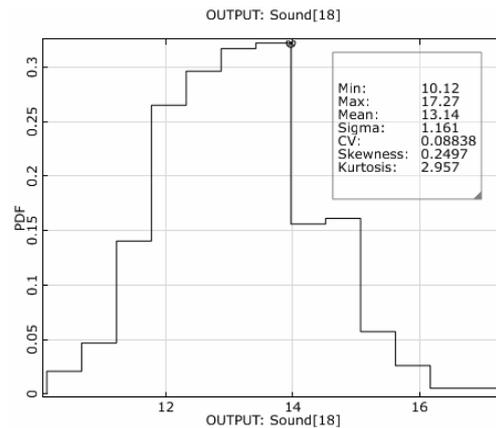


Abbildung 5: Histogramm der Schallleistung in der 18. Resonanz in dB

### 3.3 Korrelationsanalyse

Eine Korrelationsanalyse zwischen den streuenden Eingangs- und Antwortgrößen gibt Aufschluss über die entscheidenden Eingangsparmeter, die maßgebend sind für die Streuung der Schallleistung des Getriebes. In Abbildung 6 ist die lineare Korrelation zwischen der Schallleistung in der 18. Resonanz und den streuenden Parametern aufsteigend aufgetragen.

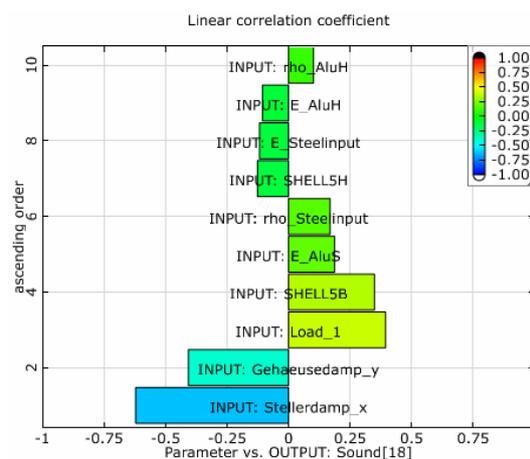


Abbildung 6: Lineare Korrelationskoeffizienten zwischen der Schallleistung in der 18. Resonanz und der Parametern aufsteigend aufgetragen

Den größten Einfluss auf die streuende Schalleistung haben die Fugendämpfungen (Stellerdamp\_x = Dämpfung zwischen Steller und Gehäuse, Gehäusedamp\_y = Dämpfung zwischen Glocke und Gehäuse). Der negative Korrelationskoeffizient bedeutet, dass eine Erhöhung der Dämpfung zu einem Abfall der Schalleistung führt. Den dritt größten Beitrag zur Streuung der Schalleistung hat die schwankende Verzahnungsanregung (Load\_1). Mit Kenntnis der Korrelationen kann man gezielt die Streuungen im akustischen Verhalten reduzieren, indem man die Schwankungen der maßgebenden Eingangsparameter verkleinert. Die für die Streuung entscheidenden Parameter sind sehr stark von der Schwingungsform und somit von der Frequenz abhängig. Folglich sind für eine gezielte Reduktion der Streuung in einer akustisch kritischen Frequenz genau die dort bestehenden Korrelationen auszuwerten.

### 3.4 Übertragungsverhalten

Für eine akustische Bewertung eines Getriebes ist auch die Betrachtung der Schalleistung über der Frequenz aufschlussreich. Trägt man die Ergebnisse der 350 Berechnungen über der Frequenz auf, erhält man das Streuband in Abbildung 7. Ermittelt man aus dieser Darstellung die Streubreite, die sich aus der Differenz zwischen maximalen und minimalen Wert ergibt, erhält man die Abbildung 8. Zusätzlich ist auch die Standardabweichung der Schalleistung in dB aufgetragen. Es ist deutlich zu erkennen, dass insbesondere in den Resonanzen die Streubreite der Schalleistung erheblich zunimmt.

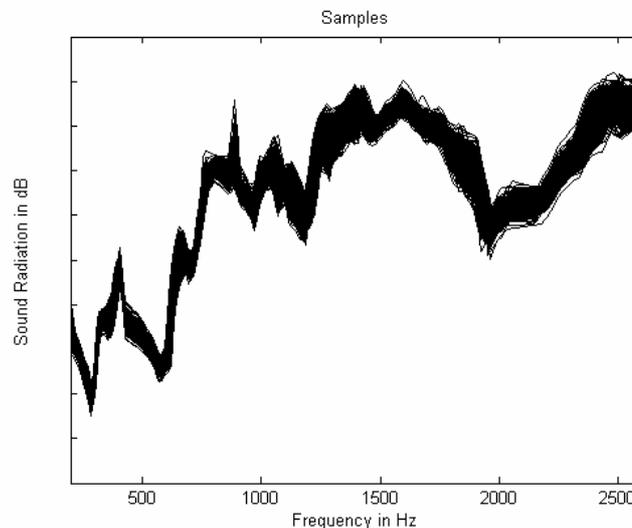


Abbildung 7: Normierte Schalleistung der 350 Einzelrechnungen über der Frequenz aufgetragen

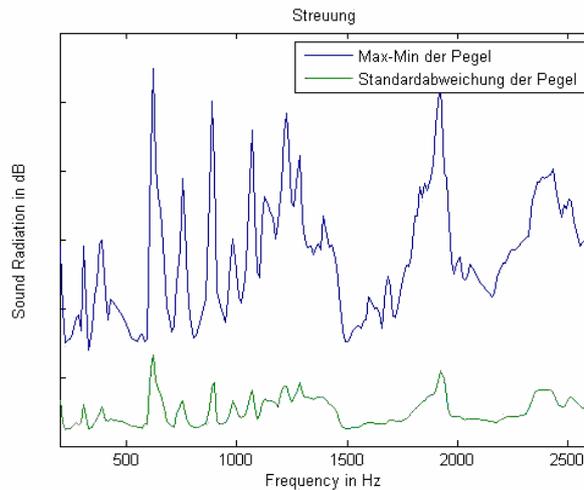


Abbildung 8: Streubreite und Standardabweichung der Schalleistung über der Frequenz aufgetragen

## 4 Ausblick

Die Anforderungen der Kunden an geräuscharme Fahrzeuge sind stetig am steigen. Auch als Zulieferer von Antriebssystemen ist man hier gefordert, geräuscharme und akustisch robuste Getriebe zu entwickeln. Eine hohe Anforderung an die akustische Qualität eines Getriebes geht einher mit einer möglichst kleinen Streuung des Geräuschverhaltens. Mit Hilfe einer Robustheitsbewertung kann die Streuung des Getriebes im kritischen Frequenzbereich ermittelt werden und mit einer Korrelationsanalyse die streuenden Parameter identifiziert werden, die entscheidend sind für die Varianz der Akustik. Durch gezielte Reduktion dieser streuenden Parameter kann die Qualität gesteigert werden. Auf der anderen Seite können auch die Größen aufgedeckt werden, deren Streuung praktisch keinen Einfluss auf die akustische Qualität zeigen. Für diese Eingangsgrößen können größere Streuungen toleriert werden, um z.B. den Aufwand in der Fertigung und Montage zu verkleinern.

## Literatur

GROß, V.; KAINDL, S.: Berücksichtigung lokaler Dämpfungseffekte bei der Berechnung der Getriebe-Akustik, VDI-Berichte 1943: Getriebe in Fahrzeugen, Friedrichshafen 2006, pp. 669-684

KOLLMANN, F.G.: Maschineakustik, Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung, Springer Verlag, Berlin 2001

OPTISLANG: The Optimizing Structural Language Version 2.1, DYNARDO, Weimar, 2006

PERMAS User's Reference Manual, PERMAS Version 10, INTES Publication No. 450, Stuttgart 2004