Effiziente Metriken zur Modellbildung von Finite-Element-Modellen mit der Betrachtung von Unsicherheiten und dem Vergleich zur experimentellen Modalanalyse

P. Langer[1], C. Guist[2] und S. Marburg[1]

[1] *Lehrstuhl für Akustik mobiler Systeme, TU München, Boltzmann Str. 15, 85748 Garching, München, Germany*

[2] *BMW Group, Knorrstraße 147, 80788 München*

Einleitung

Die Kunst der Modellbildung ist es, die betrachtete Realität aufgrund der Problemstellung zulässig zu vereinfachen, ohne die interessierenden Sachverhalte unzulässig zu verfälschen [2]. Hierfür werden ausreichende Kenntnisse über die Sensitivität aller physikalischen Parameter und deren Unsicherheit auf das reale Strukturverhalten benötigt. Das kann nur über eine akribische Identifikation unsicherer Parameter und einer anschließenden Quantifizierung erfolgen [3]. Ein weiterer Schritt muss dahin gehen, mit steigendem Abstraktionsgrad im virtuellen Modell, den Einfluss auf das Modellergebnis zu kennen. In dieser Arbeit werden verschraubte Strukturen näher untersucht.

Ibrahim und Pettit [4] geben einen Überblick über das strukturdynamische Verhalten von verschraubten Strukturen. Roozen zeigt eine Studie zur Schallübertragung von Leichtbaustrukturen unter Verwendung der Laser-Doppler-Vibrometrie [6].

Im Folgenden wird die Sensitivität ausgewählter Einflussgrößen innerhalb einer verschraubten Fügestelle auf die Eigenfrequenz bzw. Resonanzfrequenz dargestellt. Untersucht werden ein verschraubter Doppelbalken und vereinfachte Komponenten eines Kurbelgehäuses und Zylinderkopfes. Die experimentelle Modalanalyse (EMA) wurde auf Basis der Laser-Doppler-Vibrometrie durchgeführt. Der Pre- und Postprozessor von ABAQUS/CAE V6.13.1 wurde für den Aufbau der Finite-Element(FE)-Modelle verwendet.

Prüfkörper

Abbildung 1 zeigt die untersuchten Strukturen.

Modellbeschreibung

In diesem Abschnitt werden die numerischen FE- und experimentellen Modelle beschrieben.

FE–Modell

Abbildung 2 zeigt das FE-Modell der verschraubten Doppelbalkenstruktur. Das Modell ist mit quadratischen Hexaederelementen vernetzt und besitzt ideal frei-freie Randbedingungen. Die formschlüssige Verbindung des Außengewindes der Schraube und des Innengewindes des Balkens (Verklebung 1), sowie die Kontaktfläche von Schraubenkopfauflage und Balken (Verklebung 2) sind mit „tie-constraints“ modelliert. Die „tie-constraints“ sind eine flächenbasierte Kontaktmodellierung, die alle Freiheitsgrade zweier gegenüberliegender Knoten unterschiedlicher Flächen kinematisch koppelt [1].

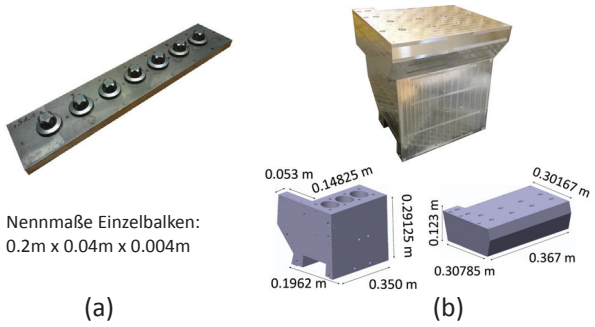

Abbildung 1: (a): Prüfkörper - Stahl (C45); Baugruppe – Doppelbalken verschraubt; Nennmaße der einzelnen Balken: 0.2m x 0.04m x 0.004m; Stahlschrauben vom Typ M10 x 16–10.9; Zugfestigkeit $R_m = 1000\,N/mm^2$, Streckgrenze $R_e = 900\,N/mm^2$; **(b)**: Prüfkörper – Aluminiumguss; Baugruppe – Kurbelgehäuse und Zylinderkopf (KG/ZK) verschraubt; Stahlschrauben vom Typ M8 **x** 186–10.9;

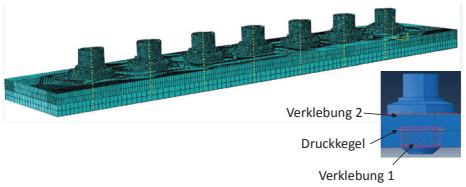

Abbildung 2: FE-Modell des Doppelbalkens mit strukturiertem Netz.

Der Druckkegel liegt innerhalb der Fügestelle mit einer erhöhten Flächenpressung und existiert in der Nähe der Verschraubungen. Dieser wird für die reine Modalanalyse über „tie-constraints“ modelliert. Wird vor der Modalanalyse ein statischer Lastfall, in dem die Schraubenvorspannkraft aufgebracht wird, gerechnet, findet keine derartige Modellierung des Druckkegels statt. Hier besitzt die Fügefläche ein flächenbasiertes Kontaktmodell mit tangentialer und normaler Steifigkeit.

Experiment (EMA)/Physisches Modell

Die experimentelle Modalanalyse wurde basierend auf Messungen mithilfe eines LDV durchgeführt. Abbildung 3 zeigt den Aufbau für die unterschiedlichen Prüfkörper. Abbildung 3(a) stellt den verschraubten Zylinderkopf mit Kurbelgehäuse dar, Abbildung 3(b) den verschraubten Doppelbalken. Die ideal frei-frei Randbedingung ist mit einer elastischen Aufhängung idealisiert. Die Anregung findet über einen Shaker (3) oder im Fall des Doppelbalkens mittels Modalhammer (4) statt. Die

Strukturantwort wird an mehreren abgetasteten Punkten mit dem Laser-Doppler-Vibrometer gemessen. Die Messungen wurden unter der Berücksichtigung vieler Grundlagen aus Ewins [5] durchgeführt.

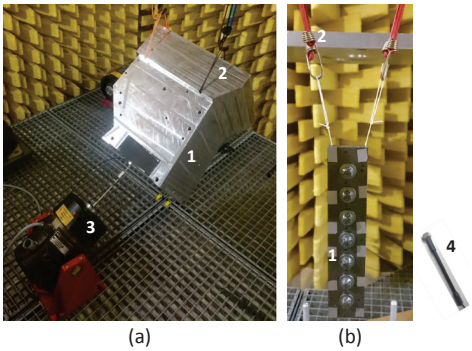

Abbildung 3: (a): Messaufbau - Kurbelgehäuse und Zylinderkopf verschraubt; **(b)** Messaufbau – Balkenstruktur, **(1)** Prüfkörper **(2)** Aufhängung **(3)** Shaker **(4)** Modalhammer

Ergebnisse

Erste experimentellen Messungen der Doppelbalkenstruktur ergaben einen hohen Einfluss des Schraubenanzugsmomentes M_A und damit der Schraubenvorspannkraft auf die Resonanzfrequenzen. Im weiteren wird dies näher untersucht.

Sensitivität–Schraubenanzusgmoment M_A

Abbildung 4 stellt die Eigenfrequenzen der ersten fünf Moden des Doppelbalkens in Abhängigkeit vom Schraubenanzugsmoment dar. Bis zu einem Anzugsmoment von 30 Nm steigen die Eigenfrequenzen. Bis auf die erste Biegemode sinken die Eigenfrequenzen ab einem Anzugsmoment von $M_\mathrm{A} = 60\,\mathrm{Nm}$. Es ist nicht auszuschließen, dass bei diesem Anzugsmoment eine plastische Deformation die Ursache für die Abnahme der Modellsteifigkeit ist. Aufgrund des unveränderten Modelles bei $M_\mathrm{A} = 30\,\mathrm{Nm}$ gegenüber dem bei $M_\mathrm{A} = 24\,\mathrm{Nm}$, werden die FE-Modelle mit diesen Ergebnissen verglichen. Die steigende Steifigkeit der Gesamtstruktur ist mit einem größeren Druckkegel in der Fügefläche, der mit einem zunehmendem Anzugsmoment einhergeht, zu erklären. In diese Bereichen ist die Flächenpressung in der Fügestelle besonders hoch und die Kopplung für die Schwingungsübertragung zwischen den Komponenten besser als in anderen Bereichen. Abbildung 5 stellt die erste Resonanzfrequenz des verschraubten Kurbelgehäuses mit Zylinderkopf in Abhängigkeit zu den Schraubenanzugsmomenten von 10 Nm, 20 Nm und 30 Nm dar. Das Verhalten von steigender Resonanzfrequenz mit steigendem Anzugsmoment ist mit den Erkenntnissen aus den Versuchen mit dem Doppelbalken vergleichbar. Die Abweichung der Resonanzfrequenz mit 10 Nm zu der mit 30 Nm liegt bei 20 %.
Die Untersuchungen zeigen eine hohe Sensitivität der Schraubenvorspannkraft aufgrund des Anzugsmomentes auf die Eigen- bzw. Resonanzfrequenzen von verschraubten Strukturen. Bezüglich der Ergebnisse in Abbildung 5 sind weitere Aussagen zu treffen. Die Kurvenverläufe mit

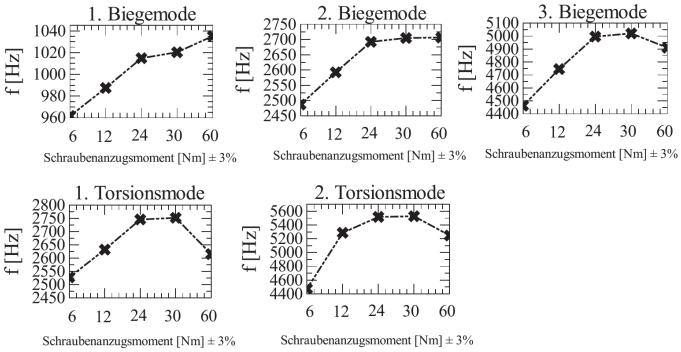

Abbildung 4: Doppelbalken - EMA; Abhängigkeit der Eigenfrequenzen vom Schraubenanzugsmoment M_A

zunehmendem Anzugsmoment lassen auf eine geringere Fügestellendämpfung schließen. Hinsichtlich der Kurve der Resonanzfrequenz bei 10 Nm kann angenommen werden, dass die Fügestelle eine geringere Steifigkeit besitzt und dadurch eine tangentiale Relativbewegung in der Fügestelle höhere Frequenzanteile angeregt. Dies zeigt die nicht glatt abfallende Flanke nach der Resonanz.

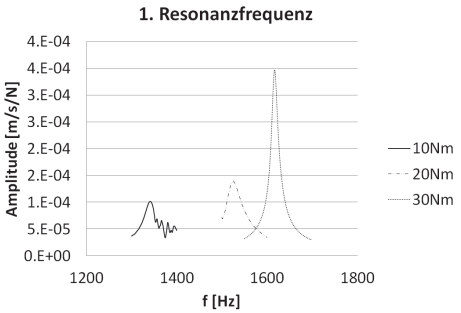

Abbildung 5: ZK/KG - EMA; Abhängigkeit der Resonanzfrequenz vom Schraubenanzugsmoment

Reproduzierbarkeit

In diesem Abschnitt wird die Verlässlichkeit ermittelter Eigenfrequenzen über die EMA von verschraubten Strukturen diskutiert. Es werden die ersten 3 Biegeeigenfrequenzen der Doppelbalkenstruktur betrachtet. Nach jeder Messung wurden die Verschraubungen gelöst und die Balken erneut verschraubt. Die Position der Schrauben blieb dabei unverändert. In einer weiteren Messreihe wurde die Schraubenposition beliebig neu gewählt, um den Einfluss der Schraubenvariabilität zu charakterisieren. Der Doppelbalken wurde nach jedem Verschraubungsvorgang vermessen. Abbildung 6 zeigt die Ergebnisse zu den Messreihen Schraubenposition „BELIEBIG“ und Schraubenposition „GLEICH“. Die mittlere Abweichung ε_i für die ersten drei Eigenfrequenzen der Biegemoden $i = 1, 2, 3$ über $\mathrm{m} = 10$ Messungen wird nach Gleichung (1) berechnet

$$\varepsilon_\mathrm{P} = \left(\frac{f_\mathrm{o} - f_\mathrm{u}}{f_\mathrm{m}} - 1 \right) \times 100\,, \qquad (1)$$

wobei f_m der Mittelwert aus zehn Messungen ist und f_o und f_u jeweils die maximale und minimale Eigenfre-

quenz aus einer Messreihe darstellen. Der schattierte Bereich in den Diagrammen, sieht Abbildung 6, stellt die Messunsicherheit dar, welche Laut Herstellers des LDVs bei ±1 % für die gesamte Messkette zuzüglich des Messaufbaus beziffert wird. Die mittlere Abweichung steigt gering mit höher werdender Eigenfrequenz und liegt maximal bei 0.51 %. Die Messergebnisse zeigen folglich eine hohe Reproduzierbarkeit. Die Schwankungen in den Eigenfrequenzen einer Messreihe liegen zudem innerhalb der angegebenen Gesamtunsicherheit des Messvorgangs.

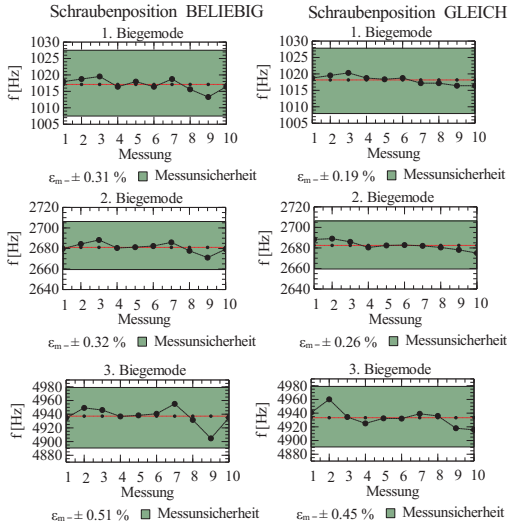

Abbildung 6: EMA - Reproduzierbarkeit gemessener Eigenfrequenzen der Biegemoden der Doppelbalkenstruktur

Vergleich Simulation/Messung

Im Folgenden werden die Ergebnisse der EMA des Doppelbalkens mit drei unterschiedlichen FE-Modellen verglichen. Abbildung 7 zeigt die Ergebnisse der FE-Modelle (a)-(c) im Vergleich zum Experiment. Die Modellierung der Kontaktflächen zwischen den Balken variiert zwischen den Modellen. Im FE-Modell (a) wird der Druckkegel mit einer Verklebung, die zweimal dem Gewindenenndurchmesser d entspricht, modelliert. Alle übrigen Flächen besitzen kein Kontaktmodell. Die Modellierungsstrategie von Modell (b) ist ähnlich zu Modell (a), allerdings wird als Abstraktion des Druckkegels ein berechneter Durchmesser d_{ers} verwendet, der sich aus Gleichung (2) (Muhs, Wittel, Jannasch und Voßiek 2007, Roloff/Matek Maschinenelemente, Kap. 8) ergibt,

$$A_{\mathrm{ers}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(d_{\mathrm{w}} + \frac{l_{\mathrm{k}}}{a} \right)^2 - {d_{\mathrm{h}}}^2 \right] \quad \text{mit} \quad d_{\mathrm{ers}} = d_{\mathrm{w}} + \frac{l_{\mathrm{k}}}{a} \quad (2)$$

wobei A_{ers} der Ersatzquerschnitt des zu berechnenden Druckkegels ist, d_{h} der Durchmesser des Durchgangsloches. Weiterhin ergibt sich der Durchmesser des Druckkegels d_{ers} aus a, einer werkstoffspezifischen Konstanten, d_{w} dem Kopfauflagendurchmesser und l_{k}, der Klemmlänge der verspannten Teile. Der minimale Kopfauflagendurchmesser $d_{\mathrm{w_{min}}}$ ist für eine Schraube M10 mit 0.011 m gegeben. Mit einem d_{w} von 0.0168 m errechnet sich ein d_{ers} von $17.77 \cdot 10^{-3}$ m.

ABAQUS/CAE bietet die Möglichkeit, Steifigkeitseffekte aufgrund einer Vorspannkraft bei der Eigenwertberechnung durch einen zusätzlichen Eintrag in der Gesamtsteifigkeitsmatrix zu berücksichtigen. Das ist nur in einem vorherigen statischen Lastschritt möglich, bei dem das Modellergebnis am Ende eingefroren, und der Modalanalyse übergeben wird. Geometrische Nichtlinearitäten werde in diesem Schritt im Modell zugelassen.

Modell (c) besitzt, anstatt der Verklebungen innerhalb der Fügefläche, ein Kontaktmodell. Dieses benötigt je einen Parameter für die tangentiale und normale Steifigkeit innerhalb der Fügestelle. Diese Parameter haben einen geringen Einfluss bzgl. des Ergebnisses der anschließenden Modalanalyse. Deutliche Abweichungen in den berechneten Eigenfrequenzen ergeben sich allerdings, wenn im Modell auf die Definition der tangentialen Steifigkeit verzichtet wird, wird, da in diesem Fall für den vorangehenden statischen Lastfall eine wesentlicher Steifigkeitseinfluss vernachlässigt wird. Der Verzicht auf die normale Steifigkeit ist aufgrund der benötigten Gegenkraft zur Schraubenvorspannkraft nicht möglich.

Es wird linear eine aus dem Drehmoment von 30 Nm analytisch berechnete Schraubenvorspannkraft für alle sieben Schrauben aufgebracht. Mit den minimal und maximal möglichen Reibungszahlen μ_{K} und μ_{G} aus der Fachliteratur (Muhs, Wittel, Jannasch und Voßiek 2007, Roloff/Matek Maschinenelemente, Tafelwerk) und einem Anzugsmoment M_{A} von 30 Nm ± 3 %, ergibt sich eine maximal und minimal mögliche Schraubenvorspannkraft F_{VMmax} und F_{VMmin} von 19 kN und 11 kN. Für Modell (c) wurde daraus der Mittelwert berechnet. Es

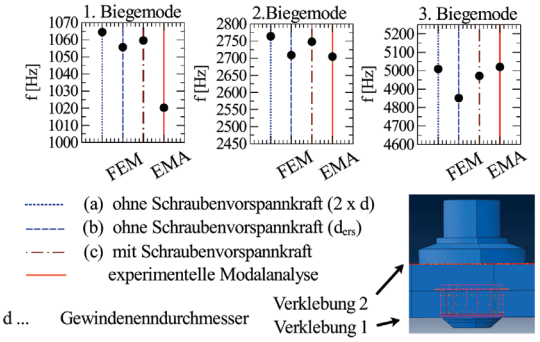

Abbildung 7: Ersten drei Biegeeigenfrequenzen des verschraubten Doppelbalkens aus Experiment und Simulation; (a)-(c): Unterschiedliche Modellbildungsstrategien der Schraubverbindung im FE-Modell

wird deutlich, dass Modell (a) für die ersten drei Biegemoden sehr viel steifer ist als das physische bzw. reale Modell. Das FE-Modell (b) mit dem berechneten Druckkegeldurchmesser d_{ers} hat für die Biegemoden eine hohe Übereinstimmung zum Versuch. Modell (c) mit der höchsten Modelltiefe, allerdings auch dem höchsten Modellierungsaufwand, besitzt mit einer Abweichung von 3.84 %, 1.59 % und −0.96 % für die Biegeeigenfrequenzen eine etwas höhere Genauigkeit zur experimentellen Modalanalyse als Modell (b).

Die gezeigte einfache Modellierung der Schraubverbin-

dung bietet für die Biegeeigenfrequenzen hinsichtlich der hohen Modell- und Parameterunsicherheiten in Modell (c) erstaunlich gute Ergebnisse im Vergleich zum Experiment. Die Abweichung der analytisch berechneten mittleren Schraubenvorspannkraft aufgrund des Schraubenanzugsmomentes liegt bei $\pm 26\,\%$. Für die Berechnung der Eigenfrequenzen der Biegemoden ist der Durchmesser des Druckkegels innerhalb der Fügestelle d_{ers} mit der Gleichung (2) zu berechnen. Mit dem statischen Lastfall vor der eigentlichen Modalanalyse, vor allem im Bezug auf den höheren Modellierungsaufwand, ist die Berechnung der Eigenfrequenzen nur geringfügig genauer als in der reinen Modalanalyse.

Sensitivität - Nichtlinearitäten

Im nächsten Schritt wird der Einfluss nichtlinearer Effekte in der Fügestelle auf die Resonanzfrequenz in Abhängigkeit des Schraubenanzugsmomentes näher untersucht. Das Kurbelgehäuse und der Zylinderkopf werden dazu mit den Drehmomenten 10 Nm, 20 Nm und 30 Nm verschraubt. Die Struktur wird mit einem Shaker im Frequenzbereich der 1. Resonanzfrequenz angeregt. Als Anregungssignal wurde ein periodic chirp verwendet. Abbildung 8 zeigt die Ergebnisse in Abhängigkeit des Anzugsmomentes mit Variation der Anregungsamplituden (Amp). In Abbildung 8(a) ist eine Amplitudenabhängigkeit und eine Frequenzabhängigkeit der 1. Resonanzfrequenz zur Anregung zu erkennen. Welcher Effekt nun von der Fügestellungdämpfung oder von einer nichtlinearen Steifigkeit beeinflusst wird, ist derzeit nicht eindeutig zu klären. Mit dem Vergleich zu Ewins [5] ist eine mögliche Ursache der Frequenzverschiebung eine nichtlineare Steifigkeit in der Fügestelle. Die Amplitdenabhängigkeit der Resonanz wird von der Fügestellendämpfung verursacht. Zu beobachten ist, das mit zunehmendem Anzugsmoment die Dämpfung geringer wird und die Frequenzabhängigkeit der Anregungsamplitude für ein Schraubenanzugsmoment $M_{\mathrm{A}} = 30\,\mathrm{Nm}$ minimal wird. Das bedeutet, dass sich mit einem erhöhten Anzugsmoment die Charakteristik der Fügestellensteifigkeit einem linearen Verhalten annähert.

Zusammenfassung

Die ersten drei Eigenfrequenzen der Biegemoden von Strukturen mit ausgedehnten Fügestellen, wie am verschraubten Doppelbalken, lassen sich mit linearen FE-Modellen mit einer Genauigkeit von $\pm 3.5\,\%$ berechnen. Für die Berechnung der Eigenfrequenzen der Biegemoden ist der Durchmesser des Druckkegels innerhalb der Fügestelle d_{ers} mit der Gleichung (2) zu berechnen. Mit dem statischen Lastfall vor der eigentlichen Modalanalyse, vor allem im Bezug auf den höheren Modellierungsaufwand, ist die Berechnung der Eigenfrequenzen nur geringfügig genauer als in der reinen Modalanalyse.
Die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse von Baugruppen mit verschraubten Fügestellen ist hoch. Die Unsicherheit in der Bestimmung der Eigenfrequenzen liegt in der vorliegenden Studie unter der Gesamtunsicherheit

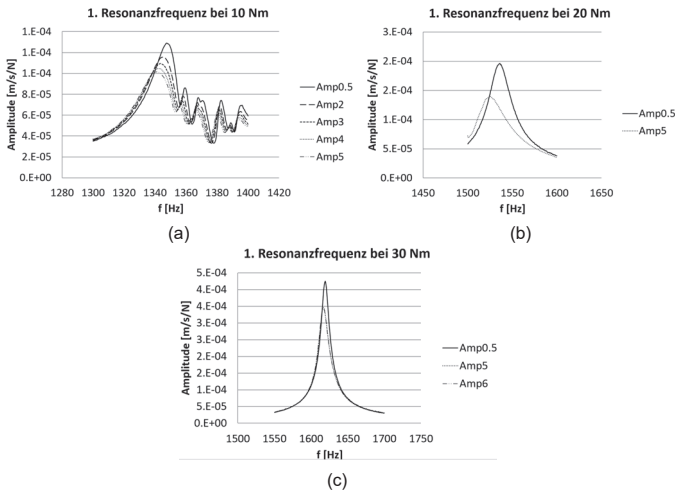

Abbildung 8: EMA - 1. Resonanzfrequenz des verschraubten KG/ZK in Abhängigkeit der Anregungsamplitude (Amp); (a): Schraubenanzugsmoment $M_{\mathrm{A}} = 10\,\mathrm{Nm}$; (b): $M_{\mathrm{A}} = 20\,\mathrm{Nm}$; (c): $M_{\mathrm{A}} = 30\,\mathrm{Nm}$

der Messstrecke. Ein Öffnen und erneutes Verschrauben von Fügestellen hat nur einen geringen Einfluss auf die Eigenfrequenz der Gesamtstruktur.
Eine hohe Sensitivität auf die Eigenfrequenz dagegen besitzt das Schraubenanzugsmoment M_{A}und somit auch die Schraubenvorspannkraft. Die steigende Steifigkeit der Gesamtstruktur ist mit einem größeren Druckkegel in der Fügefläche, der mit einem zunehmendem Anzugsmoment einhergeht, zu erklären.
Ein Einuss auf die Resonanzfrequenz, welcher durch die Nichtlinearitäten der Fügestelle herrührt, existiert ausschließlich bei niedrigen Anzugsmomenten.

Literatur

[1] Abaqus User and Theory Manual 6.13-1.

[2] P. Zeller: Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009.

[3] P. Langer, K. Sepahavand, M. Krause, and S. Marburg: Simple vibroacoustic systems–influence of uncertainties in simulation and experiment. In Proceedings of NOVEM 2015, Dubrovnik, Croatia, 2015.

[4] Ibrahim, R. A. und Pettit, C. L.: Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners. Journal of Sound and Vibration (2005), 857-936

[5] D. J. Ewins: Modal Testing: Theory and Practice. Research Studies Press, Letchworth, Hertfordshire, England, 1984.

[6] N.B. Roozen, H. Muellner, L. Labelle, M. Rychtarikova and C. Glorieux: Influence of panel fastening on the acoustic performance of light-weight building elements: Study by sound transmission and laser scanning vibrometry. Journal of Sound and Vibration, vol. 346, 100-116, 2015.