

# Numerische Analyse des Körperschallverhaltens bei inhomogenen Randbedingungen

Björn Fath, Tarik P. Akyol, Maurice Kettner

Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft, 76133 Karlsruhe, Deutschland, Email: bjoern.fath@hs-karlsruhe.de

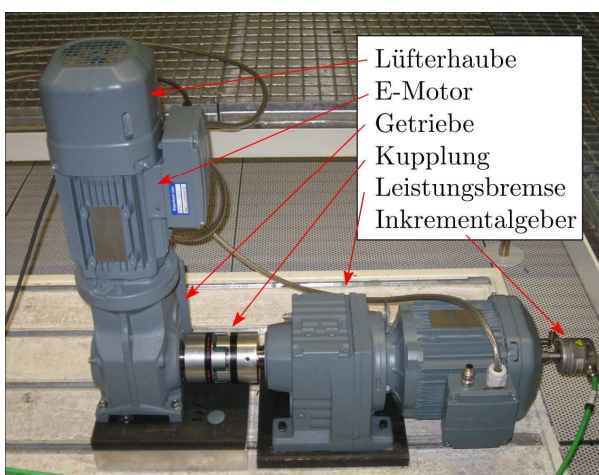
## Einleitung

Die hier vorgestellte Methode zur numerischen Analyse des Körperschallverhaltens bei inhomogenen Randbedingungen wurde im Rahmen einer Masterthesis erarbeitet [1]. Diese wurde in Kooperation zwischen der Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft und dem Unternehmen SEW-EURODRIVE durchgeführt. Anhand der Lüfterhaube eines Getriebemotors wurden unter anderem folgende Punkte bearbeitet:

- Ausarbeitung einer numerischen Methode zur Beurteilung des akustischen Verhaltens basierend auf Finite-Elemente-Berechnungen mittels
- stationären Frequenzganganalysen sowie der abschließenden
- Verifizierung der Simulationen anhand von Messreihen.

Zwischenschritte der o. g. Ausarbeitung waren die Analyse eines Biegebalkens sowie die Durchführung einer Netzstudie zur Ausarbeitung des Finite-Elemente-Modells der Lüfterhaube zur Verifizierung der Modelladäquatheit. Aufgrund inhomogener Randbedingungen bei der Finite-Elemente-Analyse (FEA) wurde die Lüfterhaube mittels dem Verfahren der seismischen Masse untersucht.

Die Lüfterhaube ist in eingebautem Zustand auf einem E-Motor aufgeschraubt, welcher wiederum mit einem Getriebe verflanscht ist (siehe beispielhaft Abbildung 1).



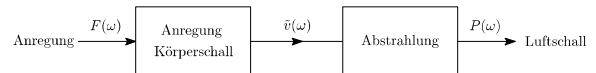
**Abbildung 1:** Untersuchungsobjekt (Lüfterhaube) auf Getriebemotorenprüfstand

Bei Betrieb des Getriebemotors werden in den Lagerstellen der Getriebewellen Zahneingriffskräfte in das Getriebegehäuse eingeleitet. Durch das Übertragungsverhalten

des E-Motorgehäuses werden diese Schwingungen zur Fixierung der Lüfterhaube weitergeleitet und wirken sich auf diese als Fußpunkterregung aus. Für die Ausarbeitung der numerischen Methode wurde die Lüfterhaube isoliert vom Getriebemotor untersucht.

## Analysemethodik

Anhand des Blockschaltbildes der Schallabstrahlung nach der maschinenakustischen Grundgleichung (siehe Abbildung 2) wurden Vergleichsmöglichkeiten zwischen experimenteller und numerischer Analyse erörtert.



**Abbildung 2:** Blockschaltbild Schallabstrahlung nach der maschinenakustischen Grundgleichung [1] (nach [2])

Bei den experimentellen Messungen kann das Erregerkraftspektrum  $F(\omega)$  z. B. mittels Impulshammer oder Kraftmessdose erfasst und das Geschwindigkeitsspektrum  $\tilde{v}(\omega)$  an diskreten Messpunkten der Oberfläche mittels Laser-Doppler-Vibrometer gemessen werden. Anhand numerischer Berechnungen kann aufgrund eines vorgegebenen Kraftspektrums das Auslenkungsspektrum der Finite-Elemente-Knoten bestimmt und mittels anschließender Ableitung das Schwingungsschnellespektrum berechnet werden. Mit diesen Größen lässt sich die Admittanz bestimmen (siehe z. B. [2]):

$$h_{x_a x_e}(j\omega) = \frac{\tilde{v}_{x_a}(j\omega)}{\tilde{F}_{x_e}(j\omega)} \quad [(\text{mm/s})/\text{N}]. \quad (1)$$

## Analyse eines Biegebalkens

Um Rückschlüsse bezüglich der Vergleichsmöglichkeit zwischen experimentell und numerisch ermittelten Übertragungsfunktionen zu erhalten, wurde zunächst ein einseitig eingespannter Biegebalken untersucht.

In Abbildung 3 ist der Versuchsaufbau für die experimentelle Modalanalyse und in Abbildung 4 das Modell für die numerische Untersuchung abgebildet. Beim Experiment wurde an den Messpunkten  $MP_i$  ( $i = 1 \dots 9$ ) die Beschleunigung aufgrund einer Kraftanregung mittels Impulshammer in  $MP_1$  erfasst. Bei der Simulation wurden die Auslenkungen der Knoten  $K_i$  ( $i = 1 \dots 9$ ) aufgrund einer Kraftanregung in  $K_1$  mittels einer stationären Frequenzganganalyse berechnet. Die Lage der Knoten  $K_i$  entsprach der Lage der Messpunkte  $MP_i$ .

Folgend wird erläutert, wie aus den Daten der experimentellen Modalanalyse das Übertragungsverhalten  $H_{92}$

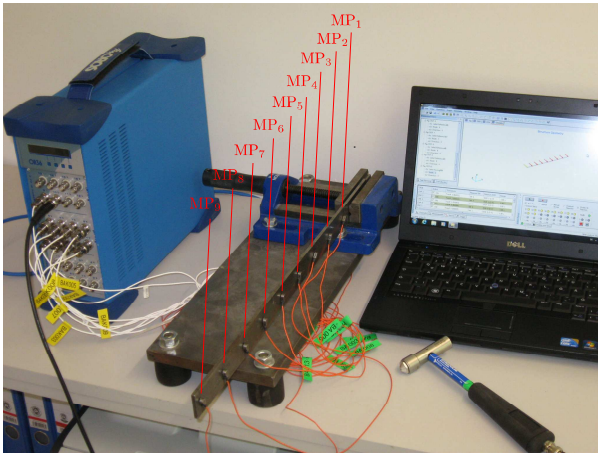


Abbildung 3: Prüfaufbau zur experimentellen Modalanalyse eines Biegebalkens [1]

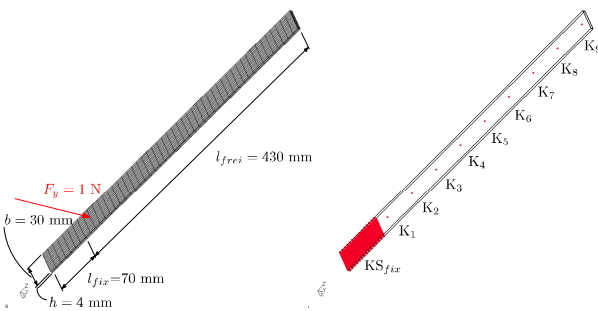


Abbildung 4: Finite-Elemente-Modell des Biegebalkens mit Randbedingungen (links) und Knotensets (rechts) [1]

zwischen MP<sub>2</sub> und MP<sub>9</sub> gebildet wurde, um eine schnelle Vergleichbarkeit zu den numerisch ermittelten Übertragungsfunktionen (FRF) zu erhalten.

Die Beschleunigungsspektren  $Y_{i1}(j\omega)$  der jeweiligen Übertragungsfunktion

$$H_{91}(j\omega) = \frac{Y_{91}(j\omega)}{X_1(j\omega)} \quad [(\text{mm}/\text{s}^2)/\text{N}] \quad (2)$$

und

$$H_{21}(j\omega) = \frac{Y_{21}(j\omega)}{X_1(j\omega)} \quad [(\text{mm}/\text{s}^2)/\text{N}] \quad (3)$$

bezogen sich auf dasselbe Erregerkraftspektrum  $X_1(j\omega)$ . Dieses konnte durch die Gegenüberstellung der beiden FRF aus (2) und (3)

$$H_{92}(j\omega) = \frac{H_{91}(j\omega)}{H_{21}(j\omega)} = \frac{Y_{91}(j\omega)}{Y_{21}(j\omega)} \quad [-] \quad (4)$$

eliminiert werden. Aufgrund derselben Einheiten wurde (4) dimensionslos. Die Vorgehensweise bei der Auswertung der numerischen Analyse erfolgte analog. Die Gegenüberstellung der dimensionslosen FRF aus Experiment und numerischer Berechnung gemäß (4) sind in Abbildung 5 dargestellt.

Die um das jeweilige Erregerkraftspektrum gekürzten dimensionslosen FRF ließen sich gut miteinander vergleichen.

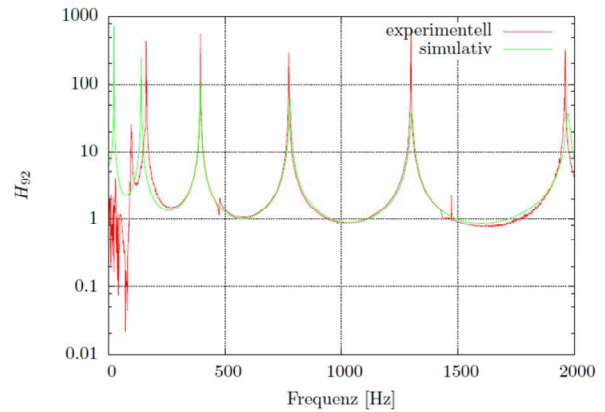


Abbildung 5: Dimensionslose Übertragungsfunktion  $H_{92}$  von Knoten K<sub>2</sub> zu Knoten K<sub>9</sub> [1]

### Netzstudie und Modelladäquatheit

Im Rahmen der Erstellungsphase des Finite-Elemente-Netzes der Lüfterhaube wurde eine Netzstudie mit folgenden Zielen durchgeführt:

- Die Netzfeinheit sollte möglichst grob, jedoch ausreichend fein sein,
- die Berechnungsdauer und Größe des Ergebnisfiles einen gewissen Rahmen nicht übersteigen und
- der Realitätsbezug (Modelladäquatheit) sicher gestellt sein.

Für die Modelladäquatheit waren insbesondere die Eigenfrequenzen der Lüfterhaube sowie die Auslenkung der Oberfläche aufgrund einer Kraftanregung maßgebend. Aus Abbildung 6 geht hervor, dass für die Ermittlung der Eigenfrequenzen ein eher grobes Netz gewählt werden kann, für die Berechnung der Auslenkungen das Netz jedoch eine gewisse Feinheit erfordert.

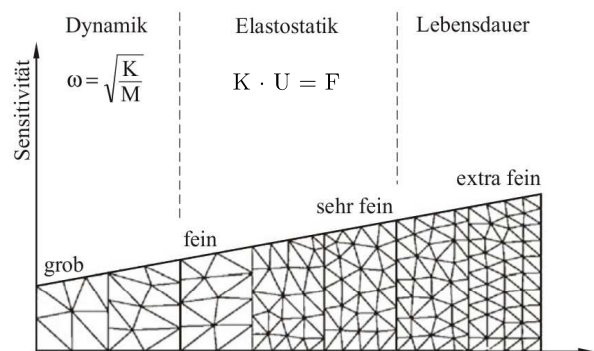


Abbildung 6: Einfluss Netzfeinheit auf Kriterien (nach [3])

Insgesamt wurden sechs unterschiedliche Netzvarianten untersucht. Die Netze unterschieden sich bezüglich der Netzfeinheit und des jeweils verwendeten Elementtyps. Das feinste Netz wurde als Referenznetz deklariert und diesbezüglich die Abweichungen der Eigenfrequenzen sowie die Auslenkungen aufgrund einer Flächenlast der größeren Netze ausgewertet. Als beste Netzvariante hat sich ein Netz aus quadratisch reduzierten Schalenelementen erwiesen (siehe Abbildung 7, links).

### Problem: Inhomogene Randbedingungen

Die Schritte zur Durchführung einer numerischen stationären Frequenzganganalyse mittels FEA sind die

- 1 „Erstellung des Modells“,
- 2 Berechnung einer Modalanalyse,
- 3 „Lösung der Frequenzganganalyse [...] zur Berechnung] aller Knotenverschiebungen [...] sowie die
- 4 Auswertung der Verschiebungs-Ergebnisse“ [.]

In Schritt 3 werden „die in der Modalanalyse ermittelten Eigenschwingungsformen [verwendet], um die harmonische Antwort zu berechnen“. Dies erfolgt mittels modaler Superposition. “ [4].

„Bei „der modalen Superposition [...] kann] keine Wegerregung aufgebracht werden“. Deshalb muss das Bauteil bei der Frequenzganganalyse „genau so gelagert sein wie es bei der Modalanalyse gelagert war [...]. Ein Knoten, der bei der Modalanalyse festgehalten war [...] kann nicht angeregt werden“ [4]“ [1].

Die Inhomogenität der Randbedingungen bestand also darin, die in der Modalanalyse festgehaltenen Knoten im Bereich der Fixierung der Lüfterhaube während der stationären Frequenzganganalyse mittels einer Wegerregung (Fußpunkterregung) zu beaufschlagen.

### Lösung: Prinzip der seismischen Masse

„Eine Möglichkeit einen festgehaltenen Knoten mit einer Wegerregung zu beaufschlagen, ist die Modellierung mit *seismischen Massen*. „Die Freiheitsgrade mit der Wegerregung werden im FE-Modell nicht festgehalten, sondern mit einer extrem großen Punktmasse beaufschlagt. [...] In der Modalanalyse ergibt sich dann eine [zusätzliche,] sehr niedrige Eigenfrequenz und dazu eine Eigenform, wo sich fast nur diese große Masse bewegt. Bei der nachfolgenden [...] Frequenzganganalyse wird dann auf diesen Knoten [bzw. die Masse] eine Kraft aufgebracht“ und der eingespannte Knoten erfährt eine Verschiebung [4]“ [1].

Abbildung 7 zeigt das Finite-Elemente-Netz der Lüfterhaube (links) sowie die seismische Masse, die in Form einer Aufnahmeplatte modelliert wurde (rechts). Diese stellt vereinfacht die Aufnahmeplatte des E-Motors dar, auf der die Lüfterhaube fixiert wird. Die Fixierung der Lüfterhaube erfolgte an den vier abgerundeten Ecken der seismischen Masse. Das Massenverhältnis der Lüfterhaube  $m_L$  bezüglich der seismischen Masse  $m_S$  ist  $m_S \gg m_L$ .

### Experimentelle Validation

Der Versuchsaufbau für die experimentelle Validation ist in Abbildung 8 dargestellt. Die Lüfterhaube ① wurde mittels einem Schwingtisch ② anhand von Fußpunkterregung angeregt. Die Schwingschnelle auf der Oberfläche der Lüfterhaube wurde in Erregerrichtung (ergänzend zu [1] statt mittels einem Einpunkt-Laser-Vibrometers) anhand eines Scanning-Laser-Vibrometers ③ erfasst. Ein Einpunkt-Laser-Vibrometer ④ diente zum Erfassen der

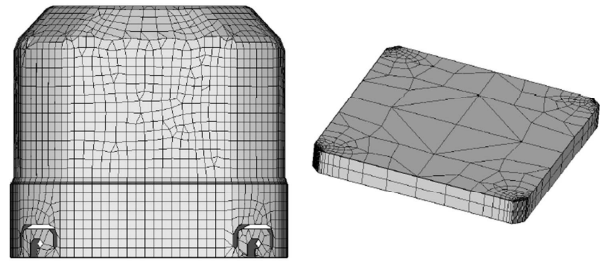


Abbildung 7: FE-Netz der Lüfterhaube (links) sowie seismische Masse in Form einer Aufnahmeplatte (rechts) [1]

Schwingschnelle der Aufspannplatte im Bereich der Fußpunkterregung.

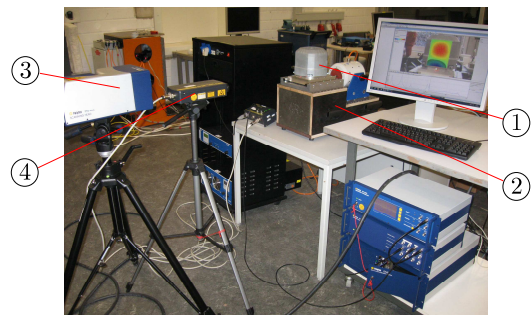


Abbildung 8: Versuchsaufbau zur experimentellen Validation der numerischen Methode (Fußpunkterregung der Lüfterhaube mittels Schwingtisch; Messen der Schwingschnellen anhand PSV-400 Laser-Scanning-Vibrometer und Einpunktreferenzvibrometer der Fa. Polytec)

### Gegenüberstellung Ergebnisse

In den Abbildungen 9 und 10 sind die Übertragungsfunktionen  $\overline{H^2_{x_a x_e}}(\omega)$  der mittleren quadratischen effektiven Schnellen der vier untersuchten Oberflächen  $\overline{v^2}$  bezogen auf die quadratische Referenzschwingschnelle an der Fußpunkterregung  $\tilde{v}_{x_e}^2(\omega)$  abgebildet:

$$\overline{H^2_{x_a x_e}}(\omega) = \frac{\overline{v^2}(\omega)}{\tilde{v}_{x_e}^2(\omega)}. \tag{5}$$

Hierbei erfolgte die Mittlung der quadratischen Oberflächenschwingschnelle

$$\overline{v^2}(\omega) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\tilde{v}_i(j\omega)|^2 \tag{6}$$

im Experiment anhand von ca. 500 Messpunkten je Fläche. In der Simulation wurde die Schwingschnelle von ca. 1300 Knoten je Messfläche ausgewertet.

Im unteren Frequenzbereich (400 Hz... 820 Hz) sind bei der Gegenüberstellung der Graphen aus Simulation und Messung vergleichbare Tendenzen ersichtlich. Z. B. „ist zu sehen, dass bei der Eigenfrequenz im Bereich zwischen 500 Hz und 600 Hz verstärkt die Fläche  $Fl_{z, pos}$  schwingt. Ein vergleichbarer Effekt ist zwischen 700 Hz und 800 Hz ersichtlich, jedoch besitzt  $Fl_{z, pos}$  hier die geringste Schwingamplitude. Die Relation der Beträge

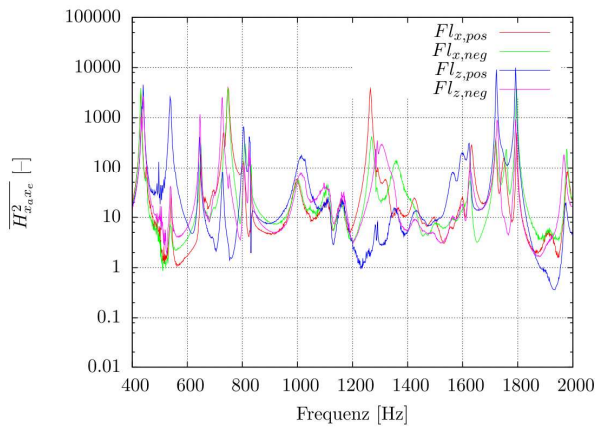


Abbildung 9: Übertragungsfunktionen aus Messungen

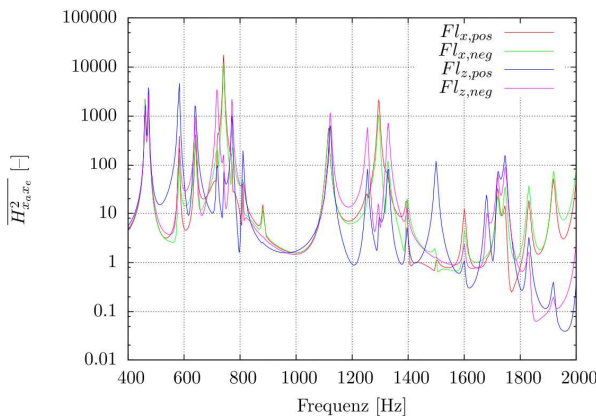


Abbildung 10: Übertragungsfunktionen aus Simulationen [1]

in diesem Frequenzbereich ist zwischen Simulation und Experiment ebenfalls vergleichbar. Z. B. besitzt Fläche  $Fl_{x,pos}$  den größten Betrag, dicht gefolgt von  $Fl_{x,neg}$  und  $Fl_{z,neg}$ . Ebenfalls stimmt die Tendenz überein, dass die Schwingspitzen der Flächen  $Fl_{z,pos}$  und  $Fl_{z,neg}$  bei einer leicht geringeren Frequenz liegen, als die Spitzen der Flächen  $Fl_{x,pos}$  und  $Fl_{x,neg}$ . Auch zwischen 1000 Hz und 1600 Hz sind vergleichbare Tendenzen ersichtlich [wenn auch die Abweichungen zwischen Experiment und Simulation größer werden]. Z. B. ist die Doppelspitze der Eigenfrequenzen im Bereich zwischen 1700 Hz und 1800 Hz sowohl in der Messung, als auch in der Simulation ersichtlich“ [1].

Mittels dem Finite-Elemente-Modell sollte zwar eine möglichst gute Abbildung der Realität ermöglicht werden, jedoch war es nicht Ziel der Untersuchungen die Beträge der numerisch ermittelten Graphen den Beträgen der experimentell ermittelten Übertragungsfunktionen möglichst genau anzupassen. Es war ausreichend die Aussagemöglichkeit bezüglich der Lage der Eigenfrequenzen der vier Flächen sowie die jeweilige Tendenz (höher/niedriger) bezüglich der Oberflächenschwingschnelle zueinander herauszuarbeiten. Dies hat im Frequenzbereich unterhalb von ca. 820 Hz überwiegend funktioniert. Als Ursache für die Betragsunterschiede oberhalb von 820 Hz werden lokale

bzw. globale Schwingformen des Schwingtisches vermutet.

## Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen einer Masterthesis wurde eine numerische Analyseverfahren mittels der Finite-Elemente-Methode ausgearbeitet, mit der das Schwingverhalten von Strukturen beurteilt werden kann. Das einfache Modell eines Biegebalkens diente dazu, Vergleichsmöglichkeiten zwischen Simulation und Experiment zu erörtern. Anschließend wurde eine komplexere Struktur (Lüfterhaube eines E-Motors) mittels Fußpunktanregung bezüglich ihrem Körperschallverhalten analysiert. Für das Finite-Elemente-Modell der Lüfterhaube wurde zunächst eine Netzstudie durchgeführt. Aufgrund der Erregerart (Fußpunkterregung) bestand das Hauptproblem darin, stationäre Frequenzganganalysen bei inhomogenen Randbedingungen durchzuführen. Deshalb wurde das Prinzip der seismischen Masse angewendet. Eine abschließende experimentelle Untersuchung der Lüfterhaube diente zur Validierung der numerischen Methode.

Als beste Vergleichsmöglichkeit zwischen Experiment und Simulation haben sich in dieser Ausarbeitung dimensionslose Übertragungsfunktionen erwiesen. Die Lage der Eigenfrequenzen konnten mittels dem ausgearbeiteten Finite-Elemente-Modell mit einer maximalen Abweichung von ca. 10 % zur Realität ermittelt werden.

Ausstehend ist die Ursache für Abweichungen, insbesondere bezüglich der Betragsunterschiede zwischen Simulation und Experiment oberhalb von 820 Hz, zu untersuchen. Zudem soll die ausgearbeitete Analyseverfahren anhand weiterer Lüfterhaubenbauarten bestehend aus unterschiedlichen Materialien verifiziert werden.

## Danksagungen

Herzlicher Dank geht an Herrn Dr.-Ing. R. Kimmich von der Fa. SEW-EURODRIVE für die Unterstützung während der Masterthesis sowie die Bereitstellung der Untersuchungsobjekte. Des Weiteren gilt unser Dank Herrn D. Berft von der Fa. Polytec, der bei der Inbetriebnahme des Laser-Scanning-Vibrometers sowie beim Durchführen der experimentellen Messungen Unterstützung gab.

## Literatur

- [1] Fath, B.: Akustische Untersuchung der Motorhaube eines Elektro-Motors. Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft, 2014
- [2] Kollmann, F. G., Schösser, T. F. und Angert, R.: Praktische Maschinenakustik. Springer, Berlin, 2006
- [3] Klein, B.: FEM : Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012
- [4] Stelzmann, U., Groth, C. und Müller, G.: FEM für Praktiker. Expert-Verlag, Renningen, 2008