

Experimentelle und numerische Modalanalyse an verschraubten Strukturen

P. Langer¹, C. Guist² und S. Marburg¹

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

² BMW Group, Knorrstraße 147, 80788 München

Einleitung

Die strukturdynamische Betrachtung von verschraubten Baugruppen ist aufgrund deren hochgradig nichtlinearen Verhaltens eine besondere Herausforderung. Essenziell für die Berechnung der Eigenfrequenzen ist dabei eine genaue Kenntnis über die Höhe und die Verteilung der Steifigkeit innerhalb der Kontaktfläche zweier Fügepartner. Dabei müssen ebenso verschiedene Verschraubungssituationen betrachtet werden, da die Anzahl der Schrauben in Bezug auf die Größe der Kontaktfläche, beispielsweise an einem Motor-Getriebe-Verbund, stark variiert.

Die Arbeit ist in zwei Abschnitten unterteilt. Abschnitt 1 behandelt die analytische Berechnung der Steifigkeit der Schraube und die der Fügepartner an einem vereinfachten Kurbelgehäuse und Zylinderkopf mittels analytischen Modellen und deren anschließenden Implementierung in ein Finite Element Modell.

Abschnitt 2 untersucht verschiedene Verschraubungssituationen an zwei verschraubten, balkenähnlichen Strukturen.

In beiden Abschnitten wird die Druckverteilung innerhalb der Fügefläche experimentell visualisiert. Ziel ist eine möglichst exakte, lineare Modellbildung in ABAQUS/CAE. Die numerisch berechneten Eigenfrequenzen werden mit denen aus der experimentellen Modalanalyse verglichen.

Prüfkörper

Abbildung 1 zeigt die untersuchten Strukturen.

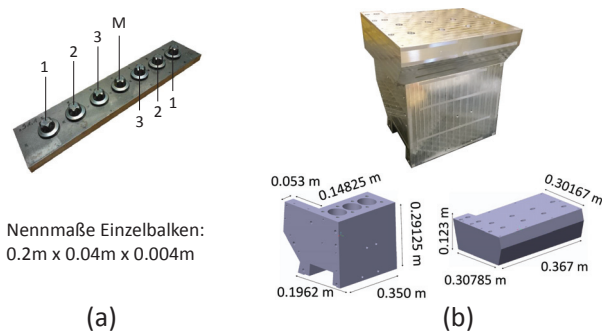


Abbildung 1: (a): Prüfkörper - Stahl (C45); Baugruppe - Doppelbalken verschraubt; Nennmaße der einzelnen Balken: 0,2 m x 0,04 m x 0,004 m; Stahlschrauben vom Typ M10 x 16-10.9; Zugfestigkeit $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$, Streckgrenze $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$; Schraubenbezeichnung; (b): Prüfkörper - Aluminiumguss; Baugruppe - Vereinfachte Motorstrukturen Kurbelgehäuse und Zylinderkopf (KG/ZK); Stahlschrauben vom Typ M8 x 186-10.9;

Vereinfachte Motorstrukturen

Es werden grundlegende und neue Modellierungstechniken zur Abbildung von Schraubverbindungen vorgestellt. Grundlegend ist dabei eine Literaturrecherche [2], die die einflussreichsten Faktoren einer verschraubten Struktur auf das dynamische Verhalten identifiziert. Hierbei werden der Druckkegelwinkel, die Steifigkeit der Fügepartner, die Flächen- und Kontakteigenschaften, die Geometrie, die Schraubenvorspannkraft, die Druckverteilung in der Fügefläche und die Art der Verschraubung genannt.

Eine sehr einfache Beschreibung der Druckverteilung innerhalb der Fügefläche ist die eines Druckkegels. Der Druckkegel liegt innerhalb der Fügefläche mit einer erhöhten Flächenpressung vor und existiert in der Nähe der Verschraubung. An diesen Stellen ist die Kopplung zur Schwingungsübertragung zwischen den gefügten Komponenten höher als in anderen Bereichen. Innerhalb des Druckkegels kommt es deshalb nur bedingt zum Aufklaffen zwischen den gefügten Bauteilen. In der VDI-RICHTLINIE 2230 zur Schraubenauslegung wird die erhöhte Flächenpressung mit einem konusförmigen Druckbereich (Rötscher Kegel) angenähert. Die Korrelation des Kontaktdruckes und der Normalsteifigkeit in der Fügefläche wird durch die Ableitung des Normaldruckes p_N nach dem Abstand beider Fügepartner g_N beschrieben [3].

Als Startwert für den Druckkegel wird eine Kreisfläche mit dem Umfang von zweimal dem Gewindenenddurchmesser der Schraube gewählt. Dies ist ein Erfahrungswert, mit dem auf industrieller Seite entsprechend Modellbildung betrieben wird.

Nach Shigley[4] wirken zwei verschraubte Strukturen, eines mit und eines ohne Gewinde, innerhalb der Klemmlänge wie zwei Federn in Reihe. Die zusammengesetzte Steifigkeit der Schraube k_b kann mit

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (1)$$

berechnet werden, wobei A_t die angenäherte Gewindequerschnittsfläche mit der Länge l_t ist, A_d die Querschnittsfläche des Kernlochs mit der Länge l_d darstellt und E der Elastizitätsmodul der Schraube ist.

Nawras *et al.* [6] beschreibt ein analytisches Modell zur Berechnung der Steifigkeit der Fügepartner für teilweise und voll entwickelte Druckkegel. Die Spannungsverteilung wurde mit einem Polynom dritter Ordnung angenähert. Für symmetrisch verschraubte Strukturen wird

die Steifigkeit der Fügepartner für teilweise entwickelte Druckkegel wie folgt berechnet:

$$k_m = \frac{P_e}{\delta} = \frac{0.5\pi E \tan \varphi}{\frac{1}{d} \ln \left(\frac{(3\gamma+7)(D-d)}{(3D+7d)(\gamma-1)} \right) + \frac{10(l \tan(\varphi) - D + \gamma d)}{(3D+7d)(D-d)}} \quad (2)$$

wobei P_e die externe Last, δ die Gesamtverformung der Fügepartner, l die Klemmlänge, γ den relativen Durchmesser des Schraubenkopfes, d den Kernlochdurchmesser und D den Außendurchmesser der angenommenen zylindrischen Verbindungselemente darstellt. Für voll entwickelte Druckkegel wird die Steifigkeit nach Gleichung 3 berechnet:

$$k_m = \frac{P_e}{\delta} = \frac{0.5\pi d E \tan \varphi}{\ln \left(\frac{(3\gamma+7)(l \tan(\varphi) + \gamma d - d)}{(\gamma-1)(3l \tan(\varphi) + 3\gamma d + 7d)} \right)} \quad (3)$$

Das analytische Modell von Nawras' *et al.* [6] bietet die höchste Genauigkeit, berücksichtigt eine entsprechend angreifende Last und verschraubte Strukturen mit asymmetrischen Dicken.

Ermittelte Druckverteilung in der Fügefläche

Die Druckverteilung in der Fügefläche wurde zum einen experimentell mit einer FUJIFILM Druckmessfolie ermittelt und zum anderen durch die Literaturrecherche [2] versucht zu bestimmen. Abbildung 2.a - 2.c zeigt die experimentellen Ergebnisse bei einem Schraubenanzugsmoment von 30 Nm. Abbildung 3 stellt die Ergebnisse einer FE-Simulation dar. Hierfür wurde die Schraubenvorspannkraft mittels analytischen Ansätzen über das angreifende Moment von 30 Nm berechnet. Messung und Simulation zeigen eine homogene Druckverteilung über die gesamte Kontaktfläche. Abbildung 4 zeigt die ermittelte

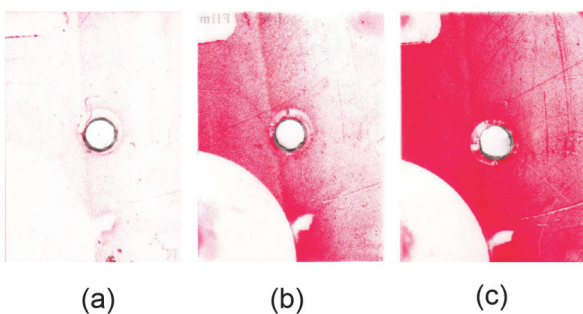


Abbildung 2: Druckverteilung in der Fügefläche bei einem Schraubenanzugsmoment von 30 Nm; (a)-(c): Messung mittels Druckmessfolie; (a) 10-50 MPa; (b) 2.5-10 MPa; (c) 0.5-2.5 MPa;

Druckverteilung nach Marshall *et. al* [7] über den Abstand des Bohrungsloches mit unterschiedlichen Schraubenanzugsmomenten. Mit höher werdendem Anzugsmoment steigen zwar die Druckspitzen nahe der Bohrung, mit zunehmender Entfernung zur Schraube jedoch gleichen sich die Druckverläufe nahezu vollständig an. Das bedeutet, dass bei einem Anzugsmoment ab 30 Nm die

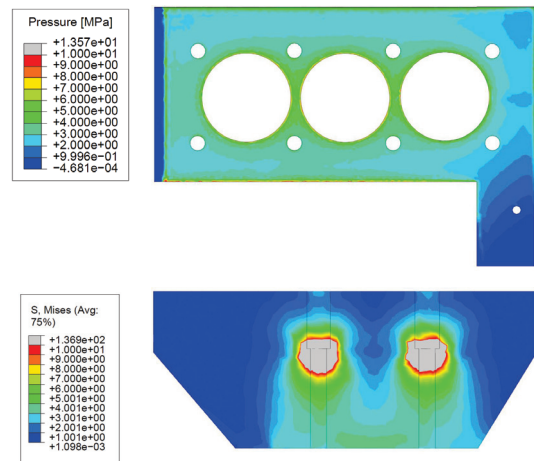


Abbildung 3: Druckverteilung in der Fügefläche; FE-Simulation; statische Analyse mit Schraubenvorspannkraft

Gesamtsteifigkeit und deren Verteilung in der Fügefläche keine nennenswerten Änderungen erfahren.

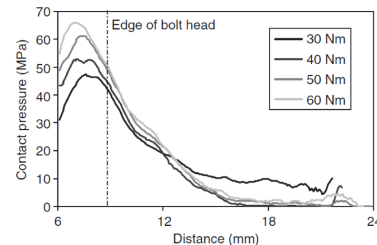


Abbildung 4: Druckverteilung innerhalb verschraubter Fügeflächen nach Marshall *et al.*[7]

Modellbildung

Für die Verteilung der Schrauben- und Fügestellensteifigkeit werden zwei Modellvarianten in ABAQUS/CAE aufgebaut, siehe Abbildung 5. Abbildung 5.a ist rotationssymmetrisch zur Schraubenachse zu lesen und zeigt *Variante 1*. Gestrichelte und farbige Linien stellen eine MPC - Verknüpfung (Multi Point Constraint) aller beteiligten Knoten auf einen Referenzpunkt, die mit 'x' gekennzeichnet sind, dar. Die Bewegung der Knoten an Fügepartner 1 und 2, die jeweils an der Schraubenkopfauflage und am tragenden Gewindeteil beteiligt sind, werden zu einem Referenzpunkt verknüpft. Die Referenzpunkte sind verbunden mit einer linearen Feder, um die Steifigkeit der Schraube k_b , nach Gleichung 1, zu approximieren. Die Kontaktflächen von Fügepartner 1 und 2 werden nach den Erkenntnissen zu Abbildung 4 in Bereiche hoher und niedriger Kontaktsteifigkeit k_m unterteilt. Die lineare Gesamtfedersteifigkeit wurde mit Gleichung 2 und 3 berechnet. Abbildung 5.b zeigt *Variante 2*: Die analytisch berechneten Steifigkeiten für Schraube und Fügepartner sind zu *Variante 1* identisch. Die experimentellen und numerischen Ergebnisse, siehe Abbildung 2 und 3, zeigen eine homogene Druckverteilung. Daher wird die Bewegung der Referenzpunkte der Fügeflächen jeweils mit der gesamten Knotenanzahl auf

der Kontaktfläche von Kurbelgehäuse und Zylinderkopf mittels MPC gekoppelt. Die Referenzpunkte sind mit einer linearen Feder verbunden, die die Werte der analytisch berechneten Steifigkeiten besitzen.

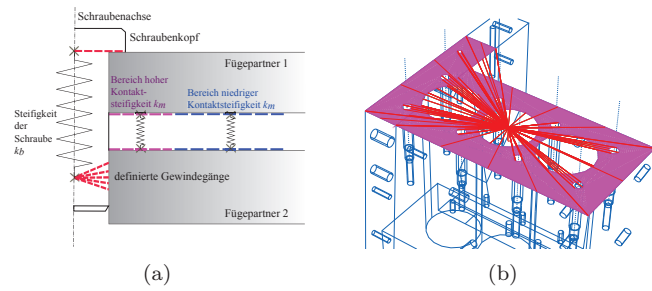


Abbildung 5: Modellbildung der Kontaktfläche; (a) Variante 1: Steifigkeit der Fügepartner k_m wird in zwei Bereiche unterteilt; (b) Variante 2: Die analytisch berechneten Steifigkeiten sind zu Variante 1 identisch. Die Steifigkeit der Fügepartner k_m wird aufgrund der experimentell ermittelten Druckverteilung, über die gesamte Kontaktfläche homogen verteilt.

Ergebnisse

Tabelle 1: Ermittelte Eigenfrequenzen der FE-Modelle f_{num} (a) und (b) und des Experiments f_{exp} .

Mode	Variante 1	Variante 2	Experiment
1	1751 Hz	1750 Hz	1623 Hz
2	1877 Hz	2074 Hz	2116 Hz

Die relative Abweichung ε wird mit Gleichung 4 berechnet:

$$\varepsilon = \left(\frac{f_{num}}{f_{exp}} - 1 \right) \times 100\%, \quad (4)$$

Es ergibt sich für die 1. Mode und für beide Modellvarianten eine Abweichung von 7%. Die Abweichungen für die 2. Eigenfrequenz von Modellvariante 1 und 2 betragen -11.3% und -2.0%.

Verschraubungssituationen

In diesem Abschnitt werden an der Doppelbalkenstruktur unterschiedliche Verschraubungssituationen betrachtet, um deren Einfluss auf die Genauigkeit zwischen Experiment und Simulation zu ermitteln. Abbildung 6 zeigt die FE-Modelle der betrachteten Situationen.

Ermittelte Druckverteilung in der Fügefläche

Abbildung 7 zeigt die experimentell ermittelte Druckverteilung der betrachteten Verschraubungssituationen mit einem Messbereich von 10 - 50 MPa und einer Einzelschraube innerhalb eines Messbereiches von 0.5 - 300 MPa. Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Konzentration des Druckkegels Nähe der Verschraubungen. In der Fügefläche des Referenzmodelles (a) konnte nur eine geringe Überlagerung der einzelnen Druckbereiche festgestellt werden. Die Fläche des sich einstellenden Druckke-

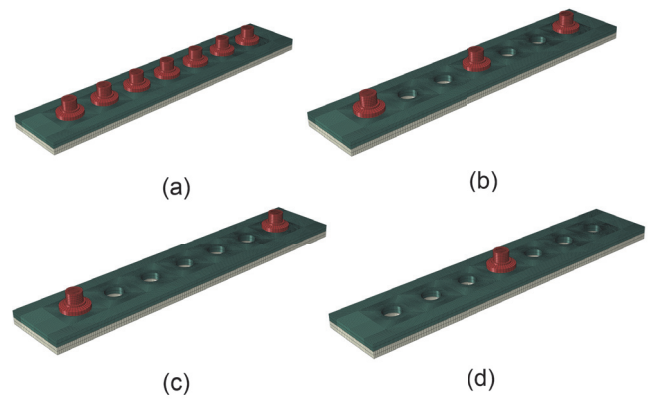


Abbildung 6: FE-Modelle der betrachteten Verschraubungssituationen. Elementkantenlänge < 1 mm, Elementtyp: quadratische Hexaederelemente C3D20, keine verzerrten Elemente; Schraubenbezeichnung: (a) Referenz; (b) 1M1; (c) 11; (d) M

gels entspricht nahezu der Fläche von 2 mal dem Gewin- denenddurchmesser.

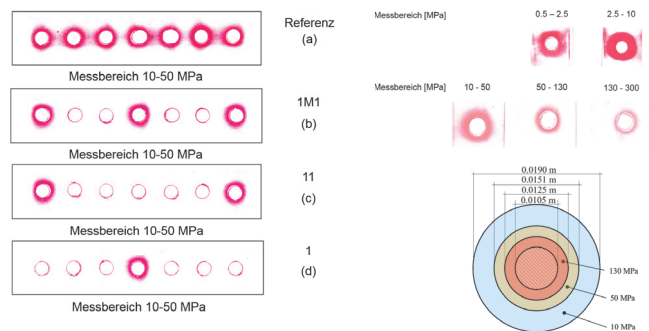


Abbildung 7: Druckverteilung in der Fügefläche bei einem Schraubenanzugsmoment von 30 Nm

Modellbildung

Aufgrund der experimentellen Ergebnisse wird im FE-Modell innerhalb der Fügefläche eine Kreisfläche mit zweimal dem Gewin- denenddurchmesser verklebt, siehe Abbildung 8. Die Kontaktflächen *Schraubenkopfauf- lage/Fügepartner 1* und die der tragenden Gewindegänge *Schraube/Fügepartner 2* werden ebenfalls, aufgrund der einfachen Realisierung, verklebt. Die Kontaktmodellierung findet flächenbasiert statt und ist eine kinematische Kopplung aller Freiheitsgrade zweier Knoten unterschiedlicher Flächen. Der so abgebildete Druckkegel in der Kontaktzone wird damit nur bedingt in Bezug auf die Größe, der normalen und tangentialen Kontaktsteifigkeit erfasst.

Ergebnisse

Tabelle 2 zeigt die relative Abweichung ε , ermittelt mit Gleichung 4, der FE-Modelle zur experimentellen Modalanalyse. Die Eigenfrequenzen der Biegemoden des *Referenzmodelles* können mit einer hohen Genauigkeit berechnet werden. Das Modell *M*, dass aufgrund der größten Kontaktfläche in Bezug auf die Anzahl der Verschraubungen das höchste nichtlineare Verhalten auf-

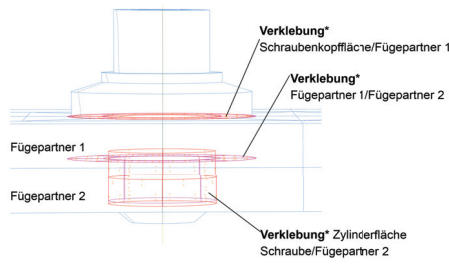


Abbildung 8: Modellbildung der Kontaktfläche im FE-Modell; *, „tie constraints“ : Flächenbasierte Kontaktmodellierung, kinematische Kopplung aller Freiheitsgrade zweier Knoten unterschiedlicher Flächen.

Tabelle 2: Relative Abweichung ε , ermittelt mit Gleichung 4, der FE-Modelle zur experimentellen Modalanalyse. B: Biegemode; T: Torsionsmode

	1. B	2. B	3. B	1. T	2. T
Ref	3.3 %	-0.02 %	-3.5 %	-16.8 %	-15.9 %
1M1	-6.0 %	-7.3 %	-13.6 %	-22.9 %	-25.7 %
11	-3.9 %	-0.5 %	-0.5 %	-5.5 %	-4.3 %
M	-3.4 %	0.1 %	-1.9 %	-2.5 %	-1.7 %

weist, besitzt in den berechneten Biege- und Torsionsmoden die geringste Abweichung zum Experiment.

Abbildung 9 zeigt die ersten 5 Eigenfrequenzen mit den entsprechenden Moden das komplett verschraubten FE-Modelles (Referenz).

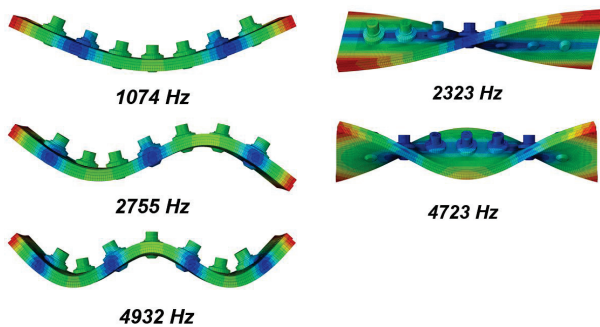


Abbildung 9: Ergebnisse des Referenzmodelles für die ersten 5 Eigenfrequenzen.

Zusammenfassung

Die Druckverteilung innerhalb einer Fügefläche kann mit einer FE-Analyse sehr gut berechnet werden. Die experimentellen Ergebnisse zur Druckverteilung zeigen, dass der erhöhte Druckkegel sehr stark von der Schraubenklemmlänge abhängig ist. Die Literaturrecherche hat ergeben, dass sich die Druckverteilung in der Fügefläche mit dem Abstand zur Schraubenmittellachse ab einem Anzugsmoment von 30 Nm nicht wesentlich ändert.

Mit analytischen Modellen zur Berechnung der Steifigkeit der Schraube und der Fügepartner entsprechend realitätsnäher Steifigkeitsverteilung im FE-Modell sind Simulationsergebnisse mit einer Abweichung $< 7\%$ zum Experiment zu erzielen. Weiterführende Arbeiten zur Verteilung der Steifigkeit werden im Ausblick kurz erläutert.

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 effiziente Berechnung der Eigenfrequenzen der Torsionsmoden ist eine exaktere Verteilung der Fügestellensteifigkeit erforderlich.

Bleibt mit geringer werdender Schraubenanzahl die Fügefläche konstant hat das folgende Auswirkungen. Aufgrund der inhomogeneren Druckkegelverteilung und der erhöhten Kontaktfläche ohne Anpressdruck, wird eine Relativbewegung in der Fügefläche wahrscheinlicher und damit steigt das nichtlineare, dynamische Verhalten der Gesamtstruktur. Der Vergleich mit der FE-Simulation zeigt jedoch, dass sowohl die Eigenfrequenzen der Biegemoden als auch die der Torsionsmoden, auch von Strukturen mit ausgedehnten Fügeflächen, ausreichend genau berechnet werden können.

Ausblick

Weiterführende Arbeiten werden sich mit einer realitätsnäheren Verteilung der Steifigkeit von den Referenzpunkten hin zu den Knoten der einzelnen Fügeflächen befassen. Die Implementierung von Tangentialsteifigkeiten mittels verschiedener Konnektoren in ABAQUS/CAE wird untersucht.

Literatur

- [1] Abaqus User and Theory Manual 6.13-1.
- [2] Bachelorarbeit: Hoppe, A.: Experimental and numerical analysis of bolted joints in simplified engine-transmission structures. Technische Universität München, 2016.
- [3] Kragelski, I. V., Dobychin, M. N., and Komalov, V. S.: Friction and Wear - Calculation Methods. Pergamon Press, 1982.
- [4] Budynas, R., and Nisbett, J.: Shigley's Mechanical Engineering Design, 9 ed. McGraw-Hill, New York, 2011.
- [5] D. J. Ewins: Modal Testing: Theory and Practice. Research Studies Press, Letchworth, Hertfordshire, England, 1984.
- [6] Nawras, H. M., Obeed, S., and Jawad, M.: Mathematical representation of bolted-joint stiffness: A new suggested model. Journal of mechanical science and technology 25, 11 (2011), 2827-2834
- [7] Marshall, M., Lewis, R., and Dwyer-Joyce, R.: Characterisation of contact pressure distribution in bolted joints. Strain 42, 1 (2006), 31-43.