

Effiziente Gestaltoptimierung von Karosserieblechen

STEFFEN MARBURG; HANS-JÜRGEN HARDTKE
 Institut für Festkörpermechanik, Technische Universität, 01062 Dresden

1 Einführung

Obwohl in vielen Bereichen ein großes Interesse an Lärmminde- rung und Gestaltoptimierung herrscht, gibt es verhältnismäßig wenig Arbeiten, die die Problematik der (automatisierten) Strukturoptimierung direkt ansprechen. Im Bereich der Karosserieakustik gibt es einige Arbeiten von MA und HAGIWARA u.a., z.B. [4, 8], in denen sie zeigen, wie man mit Hilfe einer geeigneten Sensitivitätsanalyse zu den Eigenvektoren mit lokal verteilter Schalendicke das Geräusch im Innenraum senken kann. LAMANCUSA [7] und BELEGUNDU [1] untersuchten und optimierten Rechteckplatten hinsichtlich ihrer Abstrahlcharakteristik. Stückweise konstante Plattendicken dienten als Parameter um die abgestrahlte Schalleistung zu mindern. HAMBRICS [5, 6] Arbeiten dürften wohl die ersten sein, in denen ein Programmsystem vorgestellt wird, das speziell auf die Strukturoptimierung mit akustischen Zielfunktionen abdeckt. Als Designparameter fungierten Schalendicke, Dämpfungsgrößen und Rippen. Für die Sensitivitätsanalyse griff er auf global berechnete finite Differenzen zurück. PAL und HAGIWARA [13] dokumentierten, wie sie eine Geräuschübertragungsfunktion des gekoppelten Feldproblems durch eine Sensitivitätsanalyse modaler Größen minimierten, indem sie die Schalendicke lokal anpaßten. Bemerkenswert an dieser Arbeit war, daß die Fluidberechnung nur einmal durchgeführt wurde, da sich das Luftvolumen während der Optimierung nicht veränderte. In der Arbeit von CHRISTENSEN u.a. [3] werden verschiedene Optimierungstechniken vorgestellt und diskutiert. In einer weiteren Arbeit demonstrieren CHRISTENSEN und OLHOFF [2], wie man die Geometrie einer Lautsprechermembran hinsichtlich optimaler Richtcharakteristik gestalten kann. Die acht Parameter, die sie benötigten, um die axialsymmetrische Membran zu beschreiben, legten die Position von Punkten fest. Diese acht und ein weiterer Punkt wurden über eine quadratische B-Spline-Interpolation mit einander verbunden, wodurch die Geometrie der Membran festgelegt war. Dieser Ansatz ist sehr ähnlich dem von MARBURG u. a. [11, 12]. Hier wurden einige Möglichkeiten der akustischen Strukturoptimierung anhand realer Geometrien gezeigt.

In dieser Arbeit sei zunächst eine Möglichkeit erläutert, mit der man die Geräuschübertragungsfunktion in einer Karosserie berechnen kann. Einige Punkte zur Optimierung und zur Sensitivitätsanalyse werden diskutiert.

2 Geräuschübertragungsfunktion

Die Berechnung einer Geräuschübertragungsfunktion, dem Zusammenhang zwischen einer Krafterregung, z.B. am Motorlager, und dem Schalldruckpegel am Fahrerohr erfordert es, sowohl Struktur als auch Fluid zu analysieren und zu koppeln. Es gibt verschiedene Varianten, die einzelnen Bestandteile der Analyse auszuwählen. Hier sei lediglich auf einen eingegangen: Im strukturdynamischen Teil werden zunächst harmonische Verschiebungen ermittelt. Diese werden in der Spaltenmatrix \mathbf{u} zusammengefaßt. Man ermittelt sie aus

$$\mathbf{u}(\omega) = \mathbf{A}^{-1}(\omega) \mathbf{f}(\omega) \quad (1)$$

mit \mathbf{A} als globaler Systemmatrix der Finite-Elemente-Formulierung (dynamische Steifigkeitsmatrix), die sich aus der (statischen) Steifigkeitsmatrix, der Dämpfungsmatrix und der Massenmatrix zusammensetzt. Die Spaltenmatrix \mathbf{f} enthält die Erregerkräfte. Die Schnelle der schwingenden Struktur berechnet man als Normalenkomponente der harmonischen Verschie-

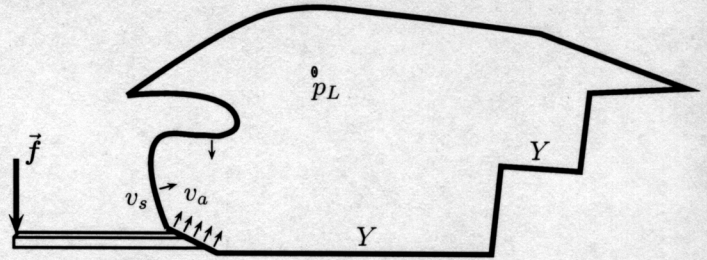


Abbildung 1: Karosseriestruktur und Fahrerkabine, Geräuschübertragungsfunktion als Schalldruckpegel am Fahrerohr für bestimmte Krafterregung $f(\vec{x}, \omega)$

bungen

$$\mathbf{v}_s(\omega) = i\omega \mathbf{N} \mathbf{A}^{-1}(\omega) \mathbf{f}(\omega), \quad (2)$$

wobei \mathbf{N} die Komponenten der Normalenvektoren enthält. Der Bereich des Luftschalls reduziert sich auf die Berechnung von Einflußkoeffizienten für den Schalldruck an einem Punkt in der Fahrerkabine, zum Beispiel dem Ort des Fahrerohrs. Ihre Anwendung in der Gestaltoptimierung wurde u. a. in [11] vorgestellt und diskutiert. Danach läßt sich der Schalldruck an einem Punkt in der Kabine aus dem skalaren Produkt der Knotenwerte der Einflußkoeffizienten und der Schnelle berechnen

$$p_i(\omega) = \mathbf{b}^T(\omega) \mathbf{v}_s(\omega). \quad (3)$$

Die diskreten Einflußkoeffizienten b_k repräsentieren die Lösung des akustischen Randwertproblems ohne die Schnellerandbedingung. Weiterhin geben sie die Sensitivität des Schalldrucks an einem Punkt bezüglich der Schwingungen der umgebenden Struktur an. Die einzelnen Summanden $b_k v_k$ liefern die Beteiligung des Knotens k am Geräusch am betrachteten Punkt. Zur Umrechnung der diskreten in kontinuierliche Einflußkoeffizienten und umgekehrt sei auf die Arbeiten [9, 11] verwiesen. Faßt man alle Bestandteile der Analyse zusammen, so erhält man den Schalldruck an einem Punkt i und damit die praktisch die Geräuschübertragungsfunktion

$$p_i(\omega) = i\omega \mathbf{b}^T(\omega) \mathbf{N} \mathbf{A}^{-1}(\omega) \mathbf{f}(\omega). \quad (4)$$

3 Parameter und Zielfunktion

Für die Zielfunktion eignet es sich eher, den Schalldruckpegel zu verwenden. Dieser hängt noch von der Frequenz ab, so daß ein Kriterium gefunden werden muß, mit dem die frequenzabhängige Größe in einer Zahl, dem Zielfunktionswert, zusammengefaßt wird. Eine Lösung dafür, erhält man, wenn man wie im folgenden den Durchschnitt bildet

$$F = \frac{1}{\omega_{max} - \omega_{min}} \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \Phi \{p_L(\omega)\} d\omega. \quad (5)$$

Der Operator $\Phi\{\}$ angewandt auf p_L stellt eine Art Wichtung dar. Ein Beispiel für eine solche Wichtung lautet

$$\Phi \{p_L\} = \begin{cases} (p_L - p_{Ref})^n & \text{for } p_L > p_{Ref} \\ 0 & \text{for } p_L \leq p_{Ref} \end{cases}. \quad (6)$$

Der Exponent n steuert die Form der Mittelwertbildung. Für $n = 1$ führt (6) zum einfachen Durchschnitt, wobei nur Werte oberhalb des Referenzpegels p_{Ref} einbezogen werden. Analog ergibt sich für $n = 2$ der quadratische Mittelwert. Hauptvorteil des quadratischen Mittelwertes liegt darin, daß hohe Pegelwerte stärker als niedrige bewertet werden. Die Wahl eines Referenzpegels ist aus technischer Sicht sinnvoll, um niedrige

Pegel nicht zu stark zu einzubeziehen.

Will man die Geometrie eines Bauteils optimieren, so benötigt man Parameter, die die Geometrie beschreiben und mit deren Änderung es möglich wird, die Gestalt zu modifizieren. Diese Parameter seien im Vektor ϑ zusammengefaßt. Es wird vereinbart, daß alle Parameter die Lage bestimmter Punkte, *keypoints*, festlegen. Diese *keypoints* verbindet man zu Linien, die ihrerseits Flächen aufspannen. Vernetzt man die Flächen, so erhält man ein Berechnungsmodell aus Knoten und Elementen. Effiziente Optimierungsstrategien, bei denen die Geometrie einer Schale leicht verändert wird, setzen gewisse Annahmen voraus. Es wird angenommen,

- (a) daß alle Modifikationen der Schalengeometrie klein bezüglich der akustischen Wellenlänge sind.
- (b) daß alle Modifikationen der Schalengeometrie klein bezüglich den Strukturabmessungen sind.
- (c) daß die Modifikation die Schalenmittelfläche vor allem in deren Normalenrichtung verschiebt.
- (d) daß die Modifikation nicht auf die Erregung zurückwirkt.

Annahme (a) erlaubt den Schluß, daß die diskreten Einflußkoeffizienten nicht von den Parametern abhängen. Folglich müssen die Einflußkoeffizienten nur einmal im Optimierungsprozeß bestimmt werden. Aus (b) and (c) folgt, daß die Normalenvektoren nicht dem Einfluß der Parametermodifikation ausgesetzt sind und infolge (d) kann dies auch für den Erregerkraftvektor festgestellt werden. Die Geräuschübertragungsfunktion (für den Schalldruckpegel) in Abhängigkeit der Gestaltparameter schreibt man also mit

$$p_L(\omega) = 20 \log_{10} \left(\frac{|i\omega \mathbf{b}^T(\omega) \mathbf{N} \mathbf{A}^{-1}(\omega, \vartheta) \mathbf{f}(\omega)|}{p_0} \right) \quad (7)$$

4 Sensitivitätsanalyse

Rückgrat einer effizienten Optimierung ist gerade bei einer komplexen Zielfunktionsberechnung eine schnelle Sensitivitätsanalyse. Empfehlenswert ist es, Alternativen zu den von vielen Softwareprodukten angebotenen Sensitivitäten auf Basis sogenannter globaler finiter Differenzen zu finden. Analytische oder halbanalytische Ansätze sind insbesondere bei großer Parameterzahl empfehlenswert. Die halbanalytische Sensitivitätsanalyse wurde in der Arbeit [9] beschrieben und deren Ergebnisse im folgenden präsentiert. Die Sensitivitätsanalyse wird sinnvollerweise in einige Komponenten zerlegt. Die Sensitivität der Zielfunktion führt man zunächst auf die der Geräuschübertragungsfunktion zurück

$$\frac{\partial F}{\partial \vartheta} = \frac{1}{\omega_{\max} - \omega_{\min}} \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} \left\{ n [p_L - p_{\text{Ref}}]^{n-1} \frac{\partial p_L}{\partial \vartheta} \right\} d\omega \quad (8)$$

Deren Empfindlichkeit wiederum kann man auf die Sensitivität der harmonischen Verschiebungen zurückführen. Mit den Substitutionen $\tilde{p} = \mathbf{b}^T \mathbf{N} \mathbf{u}$ und $\psi = \mathbf{b}^T \mathbf{N} \partial \mathbf{u} / \partial \vartheta$ ergibt sich

$$\frac{\partial p_L}{\partial \vartheta} = \frac{20}{\ln 10} \frac{\Re \langle \tilde{p} \rangle \Re \langle \psi \rangle + \Im \langle \tilde{p} \rangle \Im \langle \psi \rangle}{\Re^2 \langle \tilde{p} \rangle + \Im^2 \langle \tilde{p} \rangle} \quad (9)$$

wobei \Re and \Im jeweils den Real- bzw. Imaginärteil einer komplexen Zahl bezeichnen. Die Sensitivität harmonischer Verschiebungen läßt sich verhältnismäßig einfach mit

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \vartheta} = -\mathbf{A}^{-1} \left[\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \vartheta} - \omega^2 \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \vartheta} \right] \mathbf{u} \quad (10)$$

bestimmen, wenn man annimmt, daß die Dämpfung gleichfalls nicht von den Parametern beeinflusst wird. Die Sensitivität

von Massen- und Steifigkeitsmatrix bestimmt man schließlich mit Hilfe finiter Differenzen.

5 Anwendungen

Erste Anwendungen dieser Arbeit am Beispiel eines Daches wurden in [11, 12] präsentiert. Weitere, etwas realistischere Anwendungen und konkrete Erklärungen zur Umsetzung findet man in der Arbeit [10].

6 Literatur

- [1] A. D. Belegundu, R. R. Salagame, and G. H. Koopmann. General optimization strategy for sound power minimization. *Structural Optimization*, 8(2-3):113-119, 1994.
- [2] S. T. Christensen and N. Olhoff. Shape optimization of a loudspeaker diaphragm with respect to sound directivity properties. *Control and Cybernetics*, 27(2):177-198, 1998.
- [3] S. T. Christensen, S. V. Sorokin, and N. Olhoff. On analysis and optimization in structural acoustics - part i: Problem formulation and solution techniques. *Structural Optimization*, 16:83-95, 1998.
- [4] I. Hagiwara, Z.-D. Ma, A. Arai, and K. Nagabuchi. Reduction of vehicle interior noise using structural-acoustic sensitivity analysis methods. *SAE Technical Paper Series No. 910208*, 1991. 10 pages.
- [5] S. A. Hambric. Approximation techniques for broad-band acoustic radiated noise design optimization problems. *Journal of Vibration and Acoustics*, 117(1):136-144, January 1995.
- [6] S. A. Hambric. Sensitivity calculations for broad-band acoustic radiated noise design optimization problems. *Journal of Vibration and Acoustics*, 118(7):529-532, July 1996.
- [7] J. S. Lamancusa. Numerical optimization techniques for structural-acoustic design of rectangular panels. *Computers and Structures*, 48(4):661-675, 1993.
- [8] Z.-D. Ma and I. Hagiwara. Sensitivity analysis methods for coupled acoustic-structural systems part ii: Direct frequency response and its sensitivities. *AIAA Journal*, 29(11):1796-1801, 1991.
- [9] S. Marburg. Efficient optimization of a noise transfer function by modification of a shell structure geometry. Part i: Theory. *Design Optimization*, 1999. eingereicht zur Veröffentlichung.
- [10] S. Marburg and H.-J. Hardtke. Efficient optimization of a noise transfer function by modification of a shell structure geometry. Part ii: Application to a vehicle dashboard. *Design Optimization*, 1999. eingereicht zur Veröffentlichung.
- [11] S. Marburg, H.-J. Hardtke, R. Schmidt, and D. Pawandnat. An application of the concept of acoustic influence coefficients for the optimization of a vehicle roof. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 20(4):305-310, 1997.
- [12] S. Marburg, H.-J. Hardtke, R. Schmidt, and D. Pawandnat. Design optimization of a vehicle panel with respect to cabin noise problems. In *Proceedings of the NAFEMS World-Congress*, pages 885-896, Stuttgart, 1997.
- [13] C. Pal and I. Hagiwara. Optimization of noise level reduction by truncated modal coupled structural-acoustic sensitivity analysis. *JSME International Journal, Series C*, 37(2):246-251, 1994.