

Parameteridentifikation von visko-elastischen Materialien und FE-Simulation für die Anwendung zur Geräuschminderung im Schienenverkehr

Karoly Jalics¹, Hans-Herwig Priebsch¹, Petra Weidinger², Gerald Schleiner³

¹ *Virtual Vehicle (VIF), 8010 Graz, E-Mail: karoly.jalics@v2c2.at*

² *voestalpine Schienen GmbH, 8700 Leoben, E-Mail: petra.weidinger@voestalpine.com*

³ *Siemens AG Österreich, 8020 Graz, E-Mail: gerald.schleiner@siemens.com*

Einleitung

Schienen- und Radrauhigkeiten entstehen im Eisenbahnverkehr infolge der Beeinflussung des Materials bei Fahr- und Bremsvorgängen. Mit Zunahme der Rauigkeiten kommt es zu einer erhöhten Schwingungsanregung der Schienen und Fahrzeugkomponenten, was wiederum die Abstrahlung von Luftschall zur Folge hat. Zur Reduktion des Rollgeräusches von Zügen werden vielfach Lärmschutzwände eingesetzt, deren Nachteil im massiven Landschaftseingriff und der Einschränkung von Sichtverhältnissen liegt. Eine wesentlich elegantere Lösung sind Dämpfer/Tilger Elemente, die am Ort der Geräuschestehung angebracht werden. In einem Forschungsprojekt am Virtuellen Fahrzeug in Graz wurden deshalb gemeinsam mit den Partnern Siemens Austria AG und voestalpine Schienen GmbH, sowie dem Institut für Eisenbahnwesen der TU Graz, neue Wege beschritten, um optimale Konstruktionsvarianten für Dämpfer an Rad und Schiene zu entwickeln und ihre Wirksamkeit zu validieren. Ein wichtiges Ziel ist die Beherrschung der Methode zur virtuellen Auslegung der Rad- und Schienenabsorber. Dabei wird von der Erfahrung ausgegangen, dass die Anwendung von Schienen und Raddämpfer nur gemeinsam wirkungsvoll ist.

Akustisches Verhalten von Rad und Schiene

In einem relativ breiten Geschwindigkeitsbereich ist das Rollgeräusch die maßgebende Geräuschquelle eines akustisch gut konstruierten Schienenfahrzeuges. Die Gründe für die Entstehung von Rollgeräuschen sind die rauen Laufflächen des Rades und der Schiene. Als Rad-Schiene Rauigkeit werden aus akustischer Sicht Unebenheiten im Wellenlängenbereich von etwa 3 mm bis 60 cm bezeichnet. Die Schienenriffeln, mit typischen Wellenlängen von ca. 4 cm bis 12 cm, und die Radunrundheiten fallen ebenfalls in den Bereich der akustischen Rauigkeit. Die Aufrauung der Rad-Schiene-Oberflächen ist nach heutigem Wissensstand die Folge von Verschleiß, plastischer Deformation und Rollkontaktermüdung, obwohl die tatsächlichen Entstehungsmechanismen noch nicht vollständig erforscht sind. Durch Resonanzschwingungen der Schiene und des Radsatzes sowie durch Bremsvorgänge generiertes Ruckgleiten (Stick-Slip-Effekte) werden zumindest für einige Typen von Riffeln verantwortlich gemacht, siehe z.B. [1]. Für die Entwicklung von Rad-Schiene-Schallabsorbern ist es äußerst wichtig, dass die Anregungsspektren, d.h. die Rad- und Schienenrauigkeitsspektren [1], [2] bekannt sind. Dadurch kann einerseits die Relevanz verschiedener Frequenzbereiche schnell gewichtet werden, andererseits

dienen diese Spektren als Input für die Simulation von Bauteilschwingungen oder Schallemissionen. Für die Geräuschabstrahlung spielen die Räder und die Schienen eine bedeutende Rolle, wobei die Abstrahlung in direktem Zusammenhang mit den angeregten Formen der Eigenschwingungen steht. Untersuchungen zeigen, dass für die Geräuschabstrahlung hauptsächlich bestimmte radiale und axiale Radmoden (R2, R3, R4, 1L2, 1L3 und 1L4) und die sog. „pinned-pinned“ wellenförmige Schwingung der Schiene verantwortlich sind. Deshalb ist es sehr wichtig die Eigenschaften der Räder und Schienen so zu gestalten, dass diese Eigenschwingungen weniger angeregt oder stärker gedämpft werden.

Parameteridentifikation von visko-elastischen Materialien

Schwingungsmodelle zur optimalen Auslegung von Radabsorbern stehen derzeit noch nicht zur Verfügung. Für diese Untersuchungen waren deshalb Simulationstechniken und Modelle zu entwickeln, die die vibro-akustischen Eigenschaften des Rades als Gesamtsystem, aber auch dessen Einzelkomponenten (Absorber, Rad) richtig abbilden. Zur Identifikation der Parameter von Materialien müssen Methoden herangezogen werden, die auf Basis von experimentellen Daten arbeiten. Der Grund hierfür liegt z.B. in der äußerst komplexen Natur der Dämpfungsmechanismen in Materialien. Die Materialien müssten dabei in der kristallinen (Metalle), oder in der molekularen (Kunststoffe) Ebene untersucht werden. Um diese komplexe Aufgabe zu umgehen, werden experimentelle Methoden herangezogen, wie z.B. Zug-Druck Versuch, Modalanalyse, Oberst Methode, usw. Zusätzlich wird die Arbeit des Berechnungsingenieurs dadurch erschwert, dass die Materialhersteller diese Daten überhaupt nicht, oder nicht vollständig zur Verfügung stellen. Sie können Speziell für das visko-elastische Material nur durch Identifikation aus Messungsergebnissen an Prinzipkörpern bestimmt werden. Dazu wurden einfache, dünne Sandwichplatten, bestehend aus 2 mm starken Stahlblechen mit dazwischen liegender dünner Schicht aus visko-elastischen Materialien/Klebstoff, herangezogen. Mittels experimenteller Modalanalyse wurden die Eigenfrequenzen und modalen Dämpfungen der Sandwichplatten bestimmt. Zur Bestimmung des E-Moduls der Zwischenschicht, wurden FE-Modelle der Sandwichplatten erstellt. Die Ermittlung des E-Moduls der Zwischenlage erfolgte durch ein Optimierungsverfahren, in dem als Zielfunktion die ersten 5 – 7 Eigenfrequenzen/Eigenschwingungsformen der Platte aus der experimentellen Modalanalyse herangezogen wurde. Die

Berechnungsergebnisse (Tabelle 1) zeigen, dass die gemessenen und berechneten Eigenfrequenzen der ersten 7 Eigenmoden innerhalb einer Abweichung von 3% liegen. Man kann schließen, dass die vorher erwähnte Frequenzabhängigkeit des E-Moduls hier nicht ausschlaggebend für die Modellierung ist. Der als konstant angenommene E-Modul kann also mit ausreichender Genauigkeit die Eigenfrequenzen abbilden. Weiterführende Berechnungen zeigen außerdem, dass diese Aussage bis ca. 3000 Hz gültig ist. Ähnlich gute Ergebnisse liefern auch die restlichen 11 Sandwichplatten.

Tabelle 1: Vergleich der gemessenen und Berechneten Eigenfrequenzen einer Sandwichplatte mit visko-elastischen Zwischenlage (MA_1020: Methylacrylat)

Nr.	Beschreibung	Frequenz		Differenz [%]
		Messung [Hz]	Berechnung [Hz]	
1.	1. Biegung	119	116	-2,5
2.	2. Biegung	324	317	-2,2
3.	1. Torsion	331	336	1,5
4.	3. Biegung	611	615	0,7
5.	2. Torsion	664	664	0,0
6.	4. Biegung	974	1002	2,9
7.	3. Torsion	1002	1025	2,3

Um die geeignetste Vorgehensweise (Genauigkeit, Komplexität) zur Dämpfungsbestimmung der visko-elastischen Zwischenschicht der Sandwichplatten zu finden, wurden mehrere Methoden untersucht. Eine Möglichkeit stellt die Berechnung der Dämpfung auf Basis der experimentellen Modalanalyse dar. Ergebnis ist eine frequenzabhängige Dämpfung ermittelt nach dem Rayleigh'schen Ansatz. Der Verlauf der Dämpfung über der Frequenz wurde auf Basis der in der experimentellen Modalanalyse bestimmten modalen Dämpfungen bestimmt. Dazu wird ein Gleichungssystem auf Basis der Rayleigh'sche Gleichung aufgestellt. Eine weitere Methode zur Abschätzung der Dämpfungseffekte einer Kompositstruktur (Sandwich) basiert auf der Berechnung der modalen Dehnungsenergien, Modal Strain Energy Method (MSE), in der elastischen Zwischenlage und in der gesamten Struktur. Das Verhältnis zwischen dem Verlustfaktor der Sandwichstruktur und der visko-elastischen Zwischenlage ist gleich dem Verhältnis zwischen den modalen Dehnungsenergien der Gesamtstruktur und des visko-elastischen Material bei Deformation einer bestimmten nicht gedämpften Mode. Dies beschreibt die Formel 1.

$$\frac{\eta_{gesamt}}{\eta_{visko}} = \frac{SE_{visko}^i}{SE_{gesamt}^i} \quad [-] \quad (1)$$

SE_{visko}^i beschreibt die Dehnungsenergie der visko-elastischen Zwischenlage, SE_{gesamt}^i die gesamte Dehnungsenergie des Gesamtsystems, η_{visko} der Verlustfaktor des viskoelastischen Materials der Zwischenlage (z.B. vom Datenblatt oder vom quasistatischen Zug-Druck Versuch) und η_{gesamt} der Verlustfaktor des Gesamtsystems in Prozent bei der i. Mode. Die Berechnungen werden für jede Mode getrennt ausgewertet wobei nur der Verlustfaktor des visko-elastischen Materials berücksichtigt wird, da jener von Stahl deutlich kleiner ist und somit vernachlässigt werden kann.

Am vielversprechendsten zeigt sich die für Sandwichstrukturen modifizierte Oberst-Methode. Dabei werden neben den geometrischen Daten (z.B. Schichtstärke,

Abstand der neutralen Linien der einzelnen Schichten), der E-Moduln der einzelnen Schichten (für die visko-elastische Zwischenlage ist dieser durch die vorige Optimierung bekannt) und der Verlustfaktor der Gesamtstruktur und der Deckschichten benötigt. Da alle Parameter bereits bekannt sind, kann die Berechnung des Verlustfaktors des visko-elastischen Materials für jede einzelne Mode erfolgen. Hierfür wird die folgende Formel verwendet:

$$\eta_{visko} = \frac{A\eta_{ges}}{(A - B) - 2(A - B)^2 - 2(A\eta_{ges})^2} \quad [-] \quad (2)$$

Die Faktoren A und B sind dicken- und dichte proportionale Parameter, η_{ges} ist der Verlustfaktor der Sandwichstruktur [4]. Mit den ermittelten Materialparameter können die FE Modelle der Rad und Schiene mit Absorber aufgebaut und berechnet werden. Abbildung 1 zeigt eine Beispielberechnung für ein Rad mit hornförmigem Absorber mit den ermittelten Materialparametern. Es ist ersichtlich, dass die berechneten modalen Dämpfungen der globalen Moden (braun) jene aus der Messung (magenta) sehr gut annähern.

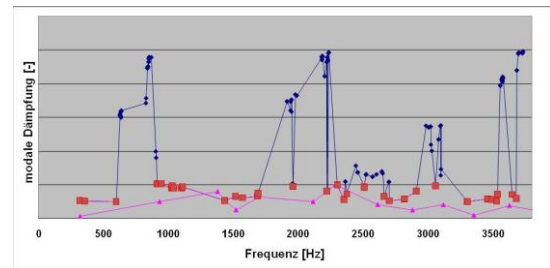


Abbildung 1: Darstellung der berechneten modalen Dämpfungen der lokalen Moden (blau), der globalen Moden (braun) und der gemessenen modalen Dämpfungen der globalen Moden (magenta) eines Rades mit hornförmigem Absorber

Zusammenfassend lässt sich aussagen, dass sich der Verlustfaktor von visko-elastischen Materialien mit Hilfe der Sandwichproben einfach bestimmen lässt. Die ermittelten Daten können vielfältig, auch für Rad- und Schienenabsorber, eingesetzt werden.

Literatur

- [1] EN ISO 3095:2010 D: Bahnanwendungen - Akustik - Messung der Geräuschemission von spurgebundenen Fahrzeugen. 2010
- [2] European Commission: Decision of 23 December 2005 Concerning the Technical Specification for Interoperability Relating to the Subsystem 'Rolling Stock - Noise' of the Trans-European Conventional Rail System. *Official Journal of the European Union*, 2006/66/EC
- [3] Gibson, W., C., Austin, E., M.: Analysis and design of damped structures, *Finite Elements Analysis and Design* 14, 1993 pp. 337-351
- [4] Nashif, A., D., Jones, D., I., Henderson, J., P.: Vibration Damping, *John Wiley & Son*, 1985