

Modellierung und Simulation des Dämpfungsverhaltens von schwingenden Stahlklebverbindungen

F. Kötz, A. Matzenmiller, Institut für Mechanik, Fachgebiet Numerische Mechanik, Universität Kassel

Bei der rechnerischen Berücksichtigung der Dämpfung geklebter Stahlverbindungen werden meistens proportionale Dämpfungsmodelle wie das von RAYLEIGH verwendet. Diese Ansätze sind zwar besonders einfach und schnell umzusetzen, zeigen aber lediglich eine sehr grobe Annäherung an das tatsächliche lokale Dämpfungsverhalten der jeweiligen Materialien und Klebverbindungen im Materialmix des Leichtbaus. Eine Alternative dazu ist die allgemeine viskose Dämpfung, die einerseits sehr genaue Prognosen ermöglicht und sich andererseits komfortabel in automatisierbare Berechnungsabläufe auf Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM) integrieren lässt. Sie findet zudem auch über größere Frequenzbereiche Gültigkeit. Im folgenden Beitrag werden die Vor- und Nachteile der RAYLEIGH- und der allgemeinen viskosen Dämpfung vorgestellt und deren Gemeinsamkeiten und Unterschiede im Ergebnis aufgezeigt. Abschließend wird die Prognosegüte der Dämpfungsmodelle für schwingende Stahlklebverbindungen demonstriert.

1 Einleitung

Um Werkstoffermüdung und Schädigung in Bauteilen und Klebstoffverbindungen durch Schwingungen [1], [2] zu vermeiden, ist es von Vorteil, die Dämpfung von Strukturen berechnen, um Klebstoffe gezielt zur Schwingungsdämpfung einsetzen zu können. Durch das viskoelastische Materialverhalten des Klebstoffs auf Basis von z.B. Epoxidharzen und Polyurethanen entsteht materielle Dämpfung, die einen Beitrag zur gesamten Strukturdämpfung liefert [3], [4]. Die zuverlässige Erfassung der Dämpfung der Struktur durch Klebstoffverbindungen kann somit deren Leistungsfähigkeit im Stahl-, Automobil- und Anlagenbau erheblich steigern. Dazu muss zunächst die Dämpfung charakterisiert und beschrieben werden, um sie für die Modellierung und Bauteiloptimierung nutzbar zu machen.

2 Strukturdämpfung durch Klebverbindungen

2.1 Freie abklingende Schwingung

Allgemein kann eine freie, gedämpfte Schwingung zur Ermittlung des LEHRschen Dämpfungsmaßes D herangezogen werden. In der nebenstehenden Abbildung (s. Bild 1) ist eine solche freie gedämpfte Schwingung einer gedämpften Struktur dargestellt. Sie ergibt sich durch die anfängliche Auslenkung der Struktur. Die Amplitude klingt mit der Zeit ab, wobei die Abnahme der Amplituden ein Maß für die Dämpfung darstellt. Die Maximalwerte des Zeitverlaufs mit x_0 bis x_n sind für die Perioden 1 bis n angegeben und mit T als der Periodendauer gekennzeichnet, mit der die Frequenz durch Bildung des Kehrwerts bestimmt werden kann. Allgemein lässt sich über die Maximalwerte des Zeitverlaufs das logarithmische Dekrement bestimmen:

$$\Lambda = \frac{1}{n} \ln \frac{x_0}{x_n} \quad (1)$$

und über die Gleichung

$$D = \frac{\Lambda}{\sqrt{4\pi^2 + \Lambda^2}} \quad (2)$$

in das LEHRsche Dämpfungsmaß umrechnen. Die in rot dargestellte Hüllkurve in Bild 1 kann mit der LEHRschen Dämpfung wie folgt angegeben werden:

$$H(t) = x_0 \exp(-D\omega_d t) \quad (3)$$

Die gedämpfte Kreisfrequenz, welche sich aus der Frequenz bzw. der Periodendauer berechnen lässt, ist mit

$$\omega_d = \sqrt{1 - D^2}\omega_0 = \sqrt{1 - D^2}2\pi \frac{1}{T} \quad (4)$$

in die Gl. (3) einzusetzen. Anhand freier Abklingversuche können die LEHRschen Dämpfungswerte mit Gl. (1) bis Gl. (4) direkt am Messdatensatz identifiziert werden. Eine Klebstoffverbindung weist in der Regel Dämpfungswerte von ungefähr 15 % in Übereinstimmung mit ihren viskosen Eigenschaften auf [8].

2.2 Erzwungene Schwingung mit harmonischer Fremderregung

Neben freien Ausschwingversuchen eignen sich fremderregte Schwingungen ebenfalls zur Bestimmung der Dämpfungsgrößen von Klebstoffverbindungen. Die Betrachtung der erzwungenen Schwingung durch Fremderregung wird

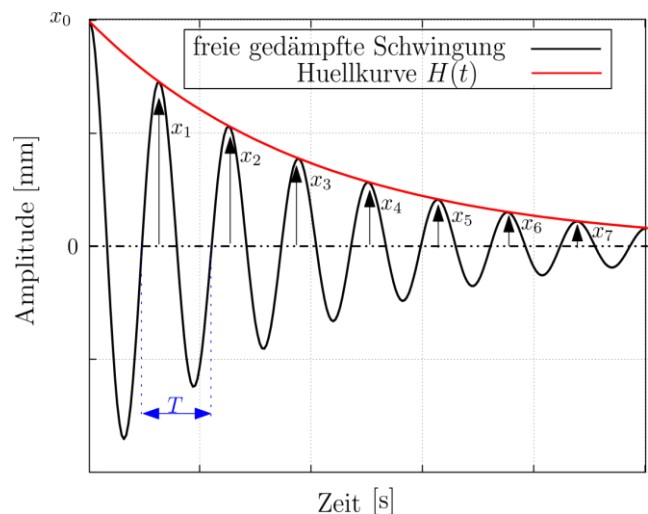


Bild 1 Schematische Darstellung einer freien gedämpften Schwingung nach DIN 1311 [5], [6], [7]

am Beispiel des rheologischen Modells für den KELVIN-Körper (s. Bild 2, links) bzw. für das strukturelle Modell des Einmassenschwingers (s. Bild 2, rechts) präsentiert.

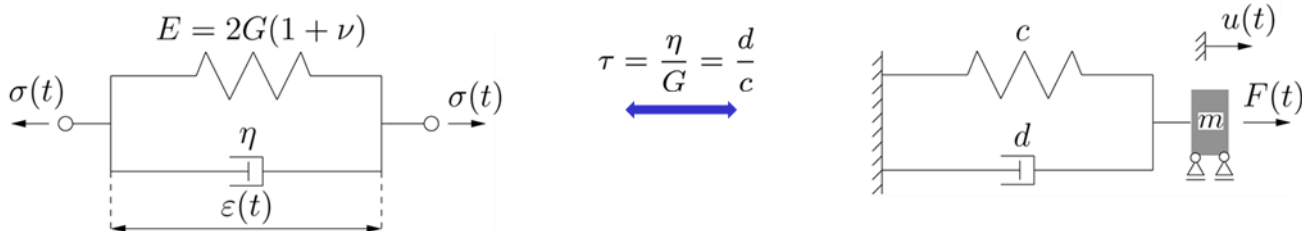


Bild 2 Rheologisches Modell der Viskoelastizität vom KELVIN-Typ (links) und äquivalentes strukturelles Modell des Einmassenschwingers (rechts) [9], [10]

Für das Viskoelastizitätsmodell (vgl. Bild 2, links) werden der Elastizitätsmodul E und der Schubmodul G angegeben sowie die Querkontraktionszahl ν , die Viskosität η und die anliegende Dehnung ε bzw. die Spannung σ . Der Einmassenschwinger hat die Federsteifigkeit c und die Dämpferkonstante d sowie die anliegende Kraft F und die Verschiebung u . Die Parameter der Modelle lassen sich hierbei über die Kriechzeit τ ineinander umrechnen und sind somit äquivalent.

Durch eine harmonische Fremderregung des Systems wird eine erzwungene Schwingung erzeugt. Die harmonische Fremderregung kann zum Beispiel durch eine vorgegebene Verschiebung oder eine vorgegebene Spannung der Form

$$\sigma(t) = \sigma_a \cos(\Omega t) \tag{5}$$

erfolgen. Daraus resultiert aufgrund der zeitabhängigen viskosen Eigenschaft eine phasenverschobene Schwingungsantwort: hier eine phasenverschobene Dehnung der Form:

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_a}{E(1 + \Omega^2 \tau^2)} \cos(\Omega t - \delta) \tag{6}$$

mit dem Phasenwinkel

$$\delta = \arctan \Omega \tau. \tag{7}$$

Durch die im Material vorliegende Dämpfungseigenschaft, z.B. für einen viskoelastischen Klebstoff, verändert sich die Phasenverschiebung maßgeblich in Abhängigkeit der Kriechzeit. Trägt man die Systemanregung und Systemantwort - hier die Spannung und Dehnung - über der Zeit auf, so wird die Phasenverschiebung deutlich (s. Bild 3). Die Phasenverschiebung bzw. die Größe der sich daraus ergebenden Hysterese (s. Bild 4) ist ein Maß für das Dämpfungsverhalten des betrachteten Materials.

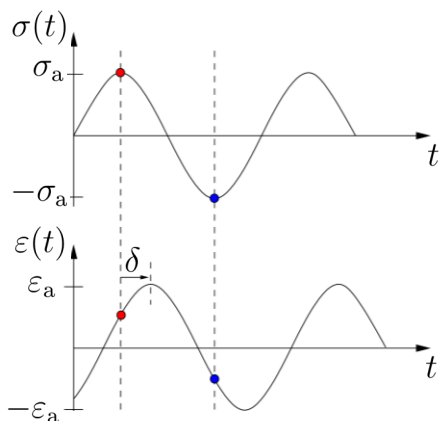


Bild 3 Verlauf der Spannung und Dehnung über der Zeit mit Phasenverschiebung

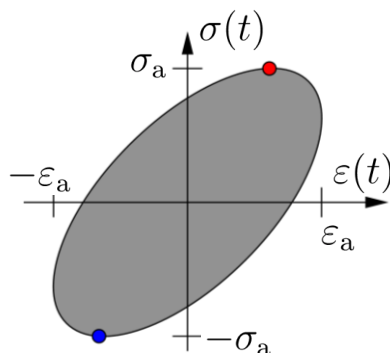


Bild 4 Hystereseverlauf: infolge der Phasenverschiebung zwischen Erreger- und Antwortfunktion

Je größer die Phasenverschiebung ist, desto größer wird die Fläche der elliptischen Bahn, die der dissipierten Energie des Gesamtsystems entspricht. Die Phasenverschiebung steigt mit zunehmender Viskosität des Modells an vgl. Gl. (7).

3 RAYLEIGH-Dämpfung

Das meist verwendete Modell zur Beschreibung der Dämpfung ist der RAYLEIGH-Dämpfungsansatz, der sich nach [11], [12] mit der verallgemeinerten Form:

$$\mathbf{D} = \mathbf{M} \sum_n a_n [\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K}]^n \tag{8}$$

angeben lässt. Dabei ist \mathbf{D} die Dämpfungsmatrix, \mathbf{M} die Massenmatrix und \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix des Systems. Für $N = 1$ folgt aus Gl. (8):

$$\mathbf{D} = a_0 \mathbf{M} + a_1 \mathbf{K} \quad (9)$$

Mit den Faktoren für masse- und steifigkeitsproportionale Dämpfung $\alpha_M = a_0$ und $\alpha_K = a_1$ folgt die Gleichung

$$D_n = \alpha_M M_n + \alpha_K K_n \quad (10)$$

für die jeweiligen Einträge der Dämpfungsmatrix, die sich dann aus der Massen- und Steifigkeitsmatrix des Modells multipliziert mit den Faktoren der RAYLEIGH-Dämpfung zusammensetzt. Aus dem RAYLEIGH-Ansatz lässt sich direkt die LEHRsche Dämpfung mit dem Ausdruck

$$D_j = \frac{1}{2\omega_j} \sum_n^N a_n \omega_j^{2n} \quad (11)$$

für die jeweilige Eigenkreisfrequenz bestimmen. Für $N = 1$ gilt mit einer bestimmten Frequenz ω_j :

$$D_j = \frac{\alpha_M}{2\omega_j} + \frac{\alpha_K \omega_j}{2} \quad (12)$$

Aus Gl. (12) wird deutlich, dass die LEHRsche Dämpfung nur von der gewählten Frequenz ω_j und den beiden Parametern α_M und α_K abhängig ist. Wählt man für ein System die Modellparameter der RAYLEIGH-Dämpfung aus, dann ist das für zwei bestimmte Frequenzen exakt möglich, jedoch kann eine dritte Eigenfrequenz mit diesem Ansatz nicht gezielt kontrolliert werden. In der folgenden Grafik ist die Gl. (12) schematisch über der Kreisfrequenz dargestellt (s. Bild 5).

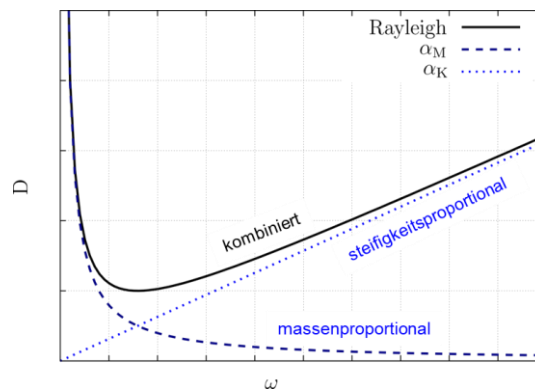


Bild 5 LEHRsche Dämpfung D über der Kreisfrequenz ω , dargestellt für den kombinierten Fall sowie einzeln für den massen- und den steifigkeitsproportionalen Anteil

In Bild 5 ist die LEHRsche Dämpfung über der Kreisfrequenz für den kombinierten Fall aufgetragen, sowie für die einzelnen masse- und steifigkeitsproportionalen Anteile der Dämpfung. Die Dämpfung im kombinierten Fall, die sich aus den beiden Anteilen zusammensetzt, ist für sehr große und sehr kleine Frequenzen stark. Demnach kann die Dämpfung mit diesem Ansatz gezielt nur für zwei kleine Frequenzbereiche sicher und exakt angegeben werden.

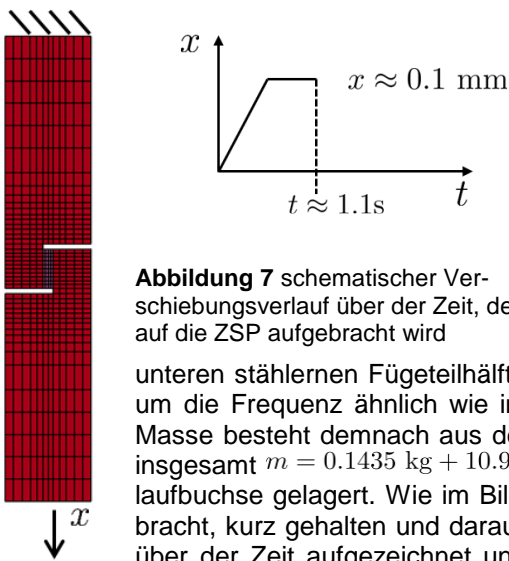


Abbildung 7 schematischer Verschiebungsverlauf über der Zeit, der auf die ZSP aufgebracht wird

unteren stählernen Fügeithälfte. Die untere Seite der ZSP wird mit einem Zusatzgewicht versehen, um die Frequenz ähnlich wie im gewünschten Anwendungsfall zu verringern. Die frei schwingende Masse besteht demnach aus der einen Fügeithälfte der Zugscherprobe und dem Zusatzkörper mit insgesamt $m = 0.1435 \text{ kg} + 10.9465 \text{ kg} = 11.09 \text{ kg}$. Die freie Seite wird reibungsfrei in einer Kugelumlaufbuchse gelagert. Wie im Bild 7 zu sehen ist, wird eine Verschiebung an der unteren Seite aufgebracht, kurz gehalten und daraufhin schlagartig losgelassen. Die Verschiebung wird mit einem Laser über der Zeit aufgezeichnet und digital festgehalten. Ein Messdatensatz für die beschriebene Versuchsrandbedingung wird in der folgenden Abbildung (s. Bild 8) gezeigt.

Bild 6 ZSP im Abklingversuch

versuchsrandbedingung wird in der folgenden Abbildung (s. Bild 8) gezeigt.

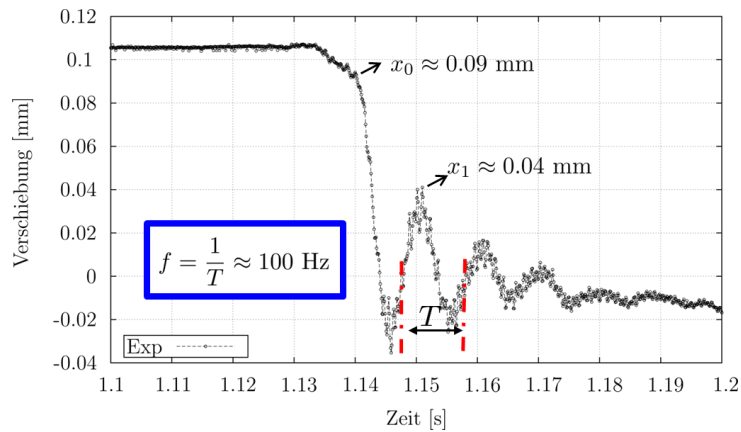


Bild 8 Messdaten [8] des freien Abklingversuchs der ZSP mit Zusatzmasse

Im Bild 8 sind die Messergebnisse des freien Ausschwingversuchs mit der dicken ZSP dargestellt. Die Verschiebung der frei schwingenden Fügeteilhälfte mit Zusatzmasse ist über der Zeit ab dem Zeitpunkt von ca. 1.1 Sekunden aufgetragen. Anhand der Periodendauer kann die Frequenz direkt ermittelt werden und beläuft sich durch die Zusatzmasse von 11 kg auf circa 100 Hertz. Aus den Maximalwerten lässt sich mit Gl. (1) das logarithmische Dekrement und somit auch die LEHRsche Dämpfung (s. Gl. (2)) händisch ermitteln:

$$\Lambda = \ln\left(\frac{0.09}{0.04}\right) = 0.81 \quad \longrightarrow \quad D = \frac{\Lambda}{\sqrt{4\pi^2 + \Lambda^2}} = 0.13 \quad (13)$$

Im vorliegenden Versuch dämpft der Klebstoff die Struktur mit circa 13 %. Die händisch identifizierten Parameter werden zur exakten Auswertung als Startwerte in die Optimierungssoftware LS-OPT übergeben, die mit der FE-Software LS-DYNA [19] verknüpft ist, in der die Zugscherprobe als FE-Modell vorliegt (s. Bild 9).

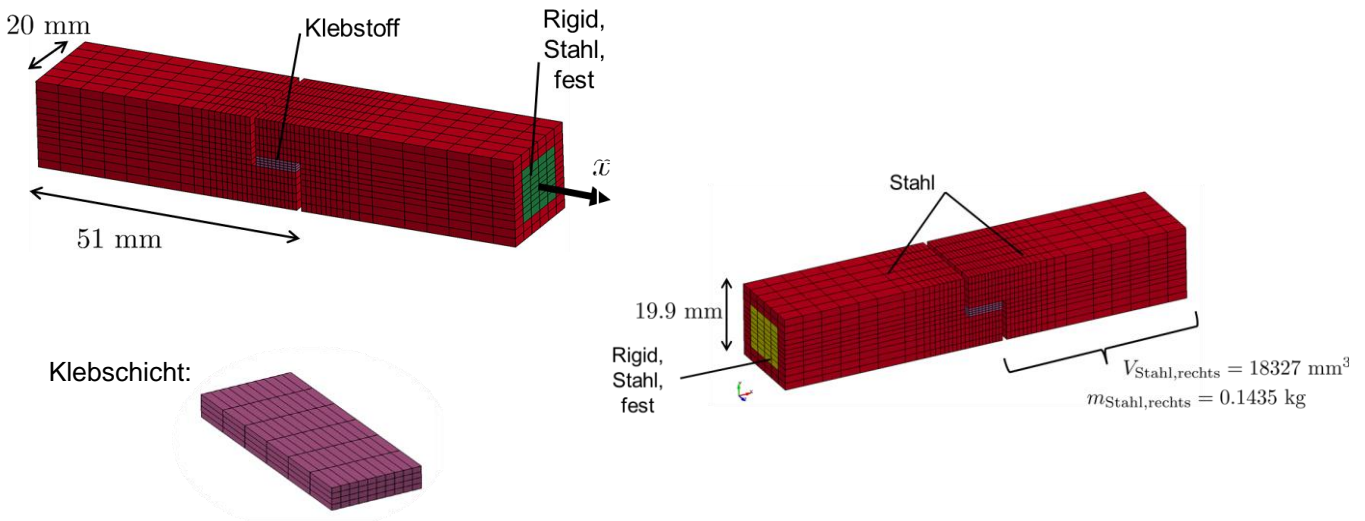


Bild 9 FE-Modell der Klebschicht und der dicken Zugscherprobe nach DIN EN 26922 in Anlehnung an [12] in zwei Ansichten

Die Stahlfügeteile und die Klebschicht bestehen aus SOLID-Elementen (siehe [19]), wobei die Fügeteile mit den typischen Elastizitäts- und Dichteigenschaften von Stahl charakterisiert werden. Die Klebschicht ist ebenfalls linear elastisch mit einem Schubmodul, der in der folgenden Parameteridentifikation ermittelt wird. Die beiden Starrkörper, in grün bzw. gelb dargestellt, sorgen für die Lagerung der Probe bzw. für die Krafteinleitung am frei schwingenden Probenende wie im Versuch. Die genormte Zugscherprobe nach DIN EN 26922 hat damit die angegebene Masse durch das entsprechende Volumen und die Dichteigenschaften von Stahl und besitzt eine Eigenfrequenz von über 400 Hertz. Die Masse kann durch die Veränderung des Volumens der Fügeteilhälften auf den gewünschten Wert für eine wesentlich kleinere Eigenfrequenz angepasst werden.

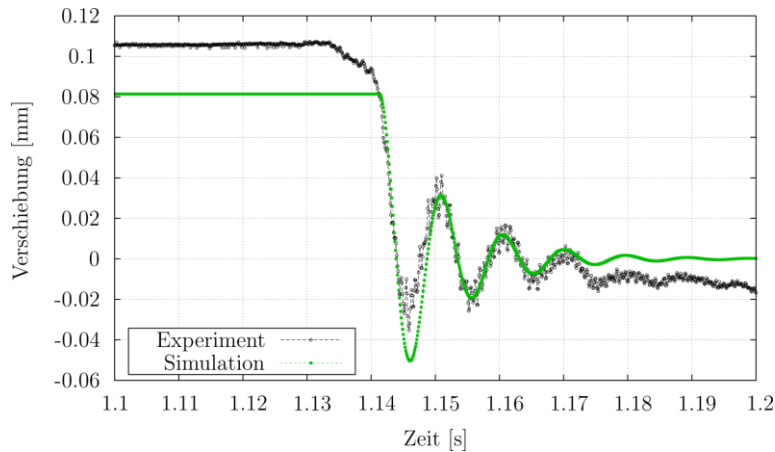


Bild 10 Messdatensatz zum freien Abklingversuch [8] und Simulationsergebnis mit RAYLEIGH-Ansatz im LS-DYNA-Rechenlauf

In Bild 10 ist das Optimierungsergebnis mit der Simulation als grüne Kurve zusammen mit den Messdaten dargestellt. Die numerische Lösung geschieht im impliziten Rechenlauf mit dem FE-Programm [19]. Im vorliegenden Fall sind die Parameter für den Schubmodul und für die Dämpfung mit $G = 61.173$ MPa bzw. $D = 0.1505$ identifiziert worden. Demnach ergibt sich für die Kreisfrequenzen des ungedämpften und gedämpften Systems $\omega_0 = 664.292$ Hz und $\omega_d = 656.726$ Hz. Es zeigt sich, dass das Simulationsergebnis die Amplituden der Messdaten nicht exakt trifft. Ferner kann das Kriechen der Probe mit voranschreitender Zeit nicht zufriedenstellend durch das Strukturdämpfungsmodell gemäß Bild 2 erfasst werden. Insgesamt ist das RAYLEIGH-Dämpfungsmodell zwar einfach zu handhaben und die Parameter schnell zu identifizieren, jedoch kann die vorliegende Bewegung nicht ausreichend genau abgebildet werden. Zusätzlich ist das RAYLEIGH-Modell frequenzabhängig, sodass die Übertragbarkeit auf andere Frequenzbereiche nicht gegeben ist. Der Ansatz lässt außerdem nicht zu, dass die Klebschichtdämpfung ausreichend berücksichtigt werden kann, da die Parameter für die ganze Struktur ausgelegt werden müssen (vgl. Gl (9)) und nicht nur für die Klebschicht. Folglich wird zur Materialdämpfung mit rheologischen Modellen der Viskoelastizitätstheorie übergegangen. Beide Modelle werden danach miteinander verglichen.

4 Materialdämpfung

Die Modellierung der Klebschicht kann ebenfalls mit linearen Ansätzen der Viskoelastizitätstheorie vorgenommen werden (vgl. Bild 2) [15]. Im Folgenden wird die Klebschicht mit verallgemeinerten rheologischen Netzwerken vom KELVIN-Typ, bestehend aus NEWTONschen Dämpfern und HOOKESchen Federn modelliert und das Dämpfungsverhalten untersucht. Der einfachste Ansatz ist hierbei zunächst das Viskoelastizitätsmodell vom KELVIN-Typ mit einer Kette (s. Bild 11, links). Dieser Ansatz wird im ersten Schritt für die Modellierung des Kriechprozesses verwendet, welcher überlagert mit der freien abklingenden Schwingung im Gravitationsfeld stattfindet. Dabei wird die Parameteridentifikation (vgl. [9], [20], [21]) mit LS-OPT und die FE-Rechnung mit dem kommerziellen Programm LS-DYNA in Kombination durchgeführt. Das Ergebnis der Identifikation zeigt eine gute Annäherung an das Kriechverhalten während des Ausschwingprozesses (s. Bild 11, links).

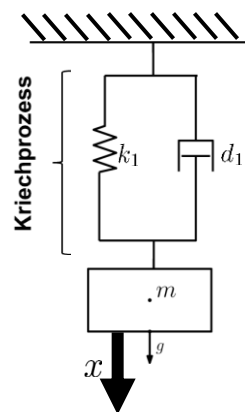
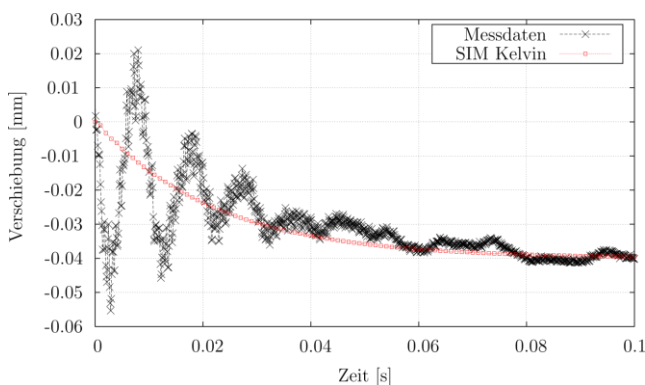


Bild 11 Messdatensatz [8] mit Simulationsergebnis (links) sowie 2- Parameter KELVIN-Modelle für Einmassenschwinger (rechts)

Folglich wird der Ansatz durch eine zweite Kette erweitert, um neben dem Kriechprozess auch die Schwingung abbilden zu können (s. Bild 12, mitte 4-Parameter Modell vom KELVIN-Typ). Das Simulationsergebnis der Parameteridentifikation zeigt eine gute Annäherung an die Messdaten der ersten Amplituden, jedoch ist der Ansatz nicht ausreichend um den vollständigen Schwing- und Kriechprozess zu beschreiben (s. Bild 12, oben links). Daher wird

eine dritte Kette zugeschaltet (s. Bild 12, rechts 6-Parameter Modell vom KELVIN-Typ), um das reale Verhalten besser abbilden zu können (s. Bild 12, unten links).

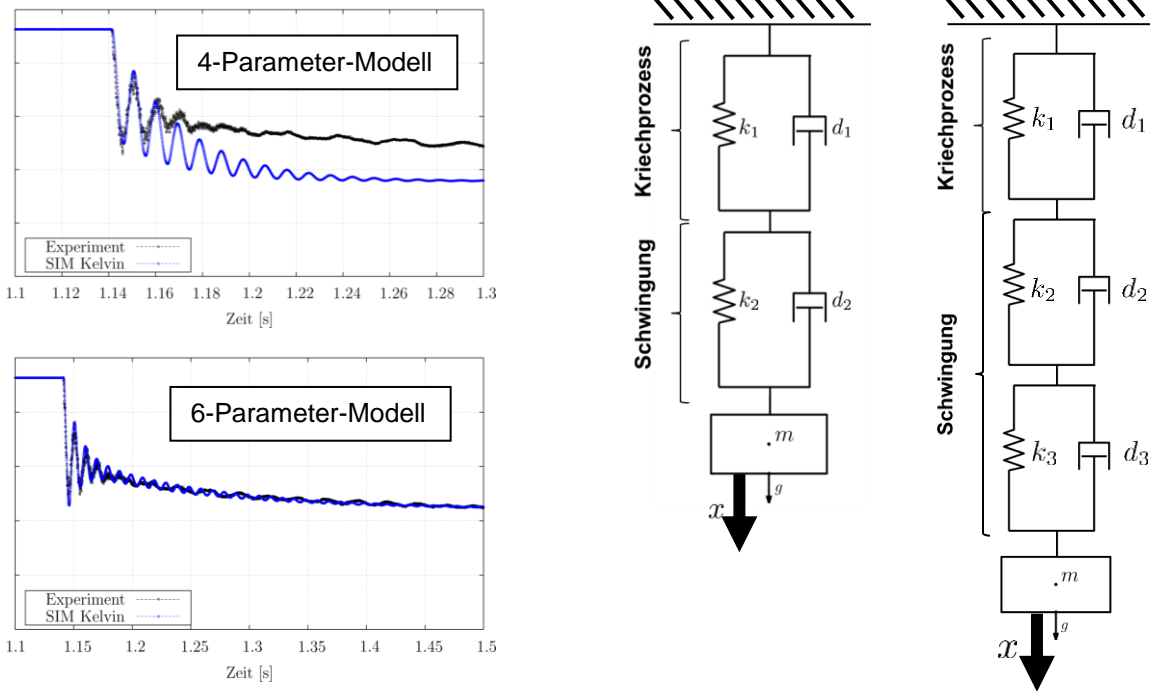


Bild 12 Messdatensatz [8] mit Simulationsergebnis (links) sowie 4- und 6- Parameter KELVIN-Modelle für Einmassenschwinger (rechts)

Die Modellierung mit dem 6-Parameter-Modell vom KELVIN-Typ zeigt eine sehr gute Annäherung an den Kriech- und Schwingprozess (vgl. Bild 12, unten links). Ein vergrößerter Ausschnitt des finalen Simulationsergebnisses mit LS-DYNA sowie die zugehörigen Messdaten sind in der folgenden Abbildung dargestellt.

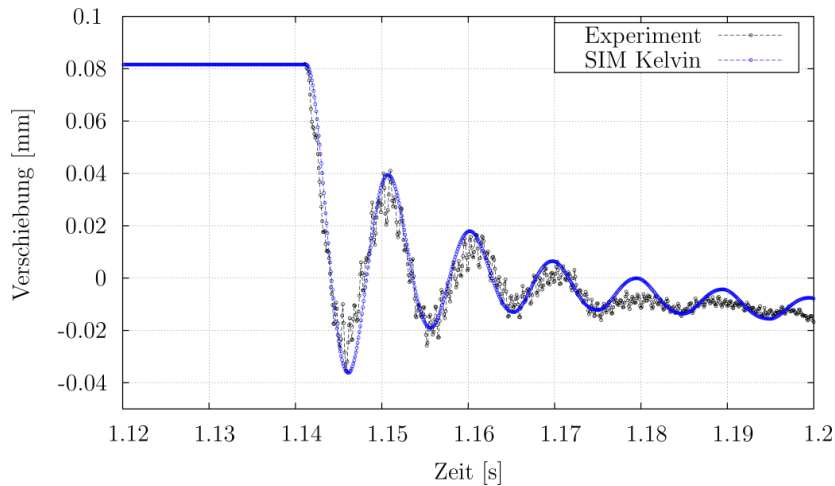


Bild 13 Vergrößerter Ausschnitt des Simulationsergebnisses mit den identifizierten Parametern von Bild 12, unten links

Tabelle 1 Ergebnisse der Parameteridentifikation

$k_1 = 4939.88 \text{ N/mm}$	$k_2 = 7594.04 \text{ N/mm}$	$k_3 = 28533.9 \text{ N/mm}$
$d_1 = 1.63486 \text{ Ns/mm}$	$d_2 = 753.519 \text{ Ns/mm}$	$d_3 = 415.517 \text{ Ns/mm}$

Die Parameteridentifikation ergibt die sechs Kennwerte des KELVIN-Modells (s. Tabelle 1), welche zur Verifikationsrechnung für den Ausschwingprozess herangezogen werden (s. Bild 13). Der Ansatz mit rheologischen Netzwerken ist für die Modellierung des Ausschwingverhaltens und somit als Dämpfungsmodell ausreichend und eignet sich somit besser als der RAYLEIGH-Ansatz zur Lösung des gedämpften Schwing- und Kriechprozesses.

5 Vergleich der Ergebnisse

Im Folgenden wird anhand der vorherigen Erkenntnisse der Vergleich zwischen den Lastszenarien durchgeführt. Im Abschnitt 3 wird im Zuge der Auswertung des freien Abklingprozesses der RAYLEIGH-Ansatz verworfen und das allgemeine Viskoelastizitätsmodell zur Beschreibung des Dämpfungsverhaltens herangezogen. Zur Bestätigung des ausgewählten Dämpfungsmodells wird die erweiterte Verifikationsrechnung herangezogen. Dabei wird im Experiment sowie in der Simulation die dicke Zugscherprobe verwendet (s. Bild 9), die ähnlich wie in der freien abklingenden Schwingung an einem Stahlfügeteil gelagert wird. Der zu untersuchende Klebstoff ist der bereits erwähnte Sikadur F51-60.

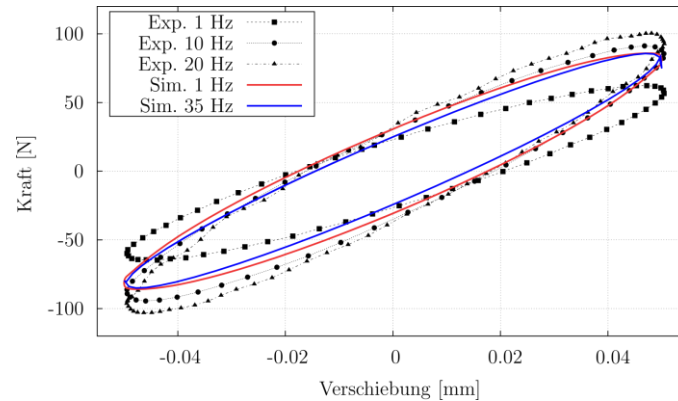


Bild 14 Ergebnis der Hystereseversuche an der dicken Zugscherprobe (schwarz) [8] und der Simulation mit LS-DYNA (rot und blau)

Als Lastrandbedingung wird eine Verschiebung vorgegeben, die sinusförmig nacheinander mit verschiedenen Frequenzen (1 Hz, 10 Hz und 20 Hz) und einer Amplitude von 0,05 mm (vgl. Gl. (6)) im Versuch sowie in der Simulation auf das zweite Stahlfügeteil am äußeren Ende aufgebracht wird. Für die Modellierung der Klebschicht werden die Parameter aus Kapitel 4 (vgl. Tabelle 1) verwendet. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung, welche ebenfalls im Zuge des gemeinsamen Forschungsprojekts P 1272 am LWF [8] durchgeführt werden, sowie die Simulation der dicken ZSP, sind in der Grafik zusammen aufgeführt (s. Bild 14). Hierbei wird in Anlehnung an die theoretische Überlegung zum Hystereseverlauf (vgl. Bild 4) die Kraft über der Verschiebung aufgetragen. Die Simulationsergebnisse mit den zuvor identifizierten Parametern zeigen ähnliche Hysteresekurven. Deren Amplitude sowie deren elliptische Form stimmen gut mit den experimentellen Ergebnissen überein. Die LEHRschen Dämpfungsmaße der Experimente und der Simulationen, die sich anhand der Phasenverschiebung (s. Bild 3) oder anhand der Hystereseffläche (s. Bild 4) berechnen lassen, liegen zwischen 15 % und 20 %, ähnlich wie in der händischen Auswertung im freien Abklingversuch (vgl. Bild 8). Damit ist das Dämpfungsmodell aus Kapitel 4 bestätigt worden und es kann für die Berücksichtigung der Dämpfung in zukünftigen Berechnungen herangezogen werden.

6 Zusammenfassung

Die Ergebnisse der klassischen RAYLEIGH-Dämpfung und der Materialdämpfung mit verallgemeinerten rheologischen Netzwerken zur Schwingungsberechnung werden dargestellt und miteinander verglichen. Ein Modell der linearen Viskoelastizität wird ausgewählt und anhand von Messdaten identifiziert und danach verifiziert. Die Prognosen des Dämpfungsmodells zeigen übergreifend für verschiedene Versuchsszenarien gute Übereinstimmung mit den Testdaten. Derzeit werden im Forschungsprojekt „Experimentelle und numerische Untersuchung der Dämpfungseigenschaften geklebter Strukturen unter dynamischer Beanspruchung“ (FOSTA P1272 / IGF-Nr. 20080 N) weitere Versuche mit bauteilähnlichen Prüfkörpern sowie mit Großbauteilen durchgeführt und die Modellparameter an diesen validiert. Ferner werden anhand eines Fachwerkausschnitts Versuche zur Validierung der Methodik veranlasst.

7 Danksagung

Das IGF-Vorhaben 20080 N der Forschungsvereinigung Stahlanwendung e. V. (FOSTA), Sohnstraße 65, 40237 Düsseldorf wird über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Für die Förderung sei herzlich gedankt. Die Autoren danken ferner dem Laboratorium für Werkstoff- und Fügetechnik in Paderborn für die Bereitstellung der Messdaten aus den Schwingversuchen.

8 Schrifttum

- [1] Petersen, C., Werkle, H.: Dynamik der Baukonstruktionen, Springer Verlag, 2017.
- [2] Strømmen, E.: Structural Dynamics, Springer Verlag, 2014.
- [3] Hildebrand, M.: Vibration damping. In: Adhesive bonding. Science, technology and applications. (Hrsg.): Adams, R. D., Woodhead Publishing Limited, Cambridge, England, 2005.
- [4] Adams, R. D.; Cooper, D. G. A.; Pearson, S.: Vibration Damping of Adhesively Bonded Joints. In: da Silva, L. F. M.; Öchsner, A.; Adams, R. D. (Hrsg.): Handbook of Adhesion Technology. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2011.
- [5] Deutsche Norm, DIN 1311-1: Schwingungen und Schwingungsfähige Systeme - Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2000.
- [6] Deutsche Norm, DIN 1311-2: Schwingungen und Schwingungsfähige Systeme - Teil 2: Schwingungen und Schwingungsfähige Systeme - Lineare, zeitvariante schwingungsfähige Systeme mit einem Freiheitsgrad. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2002.
- [7] Deutsche Norm, DIN 1311-3: Schwingungen und Schwingungsfähige Systeme - Teil 3: Schwingungen und Schwingungsfähige Systeme - Lineare, zeitvariante schwingungsfähige Systeme mit vielen Freiheitsgraden. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2000.
- [8] Matzenmiller, A.; Meschut, G.; Ummenhofer, T.; Kötz, F.; Gödecke, J.; Damm, J.: Experimentelle und numerische Untersuchung der Dämpfungseigenschaften geklebter Strukturen unter dynamischer Beanspruchung. Forschungsprojekt P 1272 der Forschungsvereinigung Stahlanwendung e.V. (FOSTA). IGF-Nr. 20080 N. Laufzeit 2018 – 2021 (in Bearbeitung).
- [9] Matzenmiller, A.; Kurnatowski, B.: Rheologisches Werkstoffmodell (verallg. Maxwell-Modell). In: Brede, M. (Hrsg.); Schwingfestigkeitsauslegung von geklebten Stahlbauteilen des Fahrzeugbaus unter Belastung mit variablen Amplituden. Abschlussbericht des FOSTA-Forschungsvorhabens P 796 der Forschungsvereinigung Stahlanwendung e.V. (FOSTA), Sohnstraße 65, 40237 Düsseldorf, IGF.-Nr. 307 ZN.
- [10] Betten, J.: Zur Ermittlung der mechanischen Hysterese rheologischer Körper. Zeitschrift für Naturforschung, Band 27, Heft 4, 1972.
- [11] Clough, R. W.; Penzien, J.: Dynamics of Structures. Computers & Structures Inc., 3. Auflage, 2003.
- [12] Da Silva, L. F. M.; Öchsner, A.; Adams, R. D.: Handbook of Adhesion Technology, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2011.
- [13] Matzenmiller, A.; Nelson, A.: Modellierung des Klebschichtverhaltens. In: Brede, M.; Heise, F. J. (Hrsg.): Numerische Modellierung und Kennwertermittlung für das Versagensverhalten von hyperelastischen Klebverbindungen. Abschlussbericht des FOSTA-Forschungsvorhabens P 1086 der Forschungsvereinigung Stahlanwendung e.V. (FOSTA), Sohnstraße 65, 40237 Düsseldorf, IGF-Nr. 18716 N.
- [14] VDI-Richtlinie 3830, Blatt 1: Werkstoff- und Bauteildämpfung - Einleitung und Übersicht. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2004.
- [15] VDI-Richtlinie 3830, Blatt 2: Werkstoff- und Bauteildämpfung - Dämpfung in festen Werkstoffen. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2004.
- [16] VDI-Richtlinie 3830, Blatt 3: Werkstoff- und Bauteildämpfung - Dämpfung von Baugruppen. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2004.
- [17] VDI-Richtlinie 3830, Blatt 4: Werkstoff- und Bauteildämpfung - Modelle für gedämpfte Strukturen. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2004.
- [18] VDI-Richtlinie 3830, Blatt 5: Werkstoff- und Bauteildämpfung - Versuchstechnik zur Ermittlung von Dämpfungskenngrößen. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2005.
- [19] Hallquist, J. O.: LS-DYNA® Theory Manual, LSTC, Livermore, Kalifornien 2016.
- [20] Matzenmiller, A., Kühlmeyer, P.: Materialmodell zur Abbildung der Klebschichteigenschaften unter Betriebslast. In: Teutenberg, D.; Kühlmeyer, P.; Heise, F. J. (Hrsg.): Methodenentwicklung zur Simulation und Bewertung fertigungs- und betriebsbedingter Klebschichtschädigungen infolge Temperaturwechselbeanspruchung. Abschlussbericht des FOSTA-Forschungsvorhabens P 878 der Forschungsvereinigung Stahlanwendung e.V. (FOSTA), Sohnstraße 65, 40237 Düsseldorf, IGF-Nr. 369 ZN.
- [21] Matzenmiller, A.; Burbulla, F.: Parameteridentifikation. In: Brede, M.; Heise, F. J. (Hrsg.): Robustheit und Zuverlässigkeit der Berechnungsmethoden von Klebverbindungen mit hochfesten Stahlblechen unter Crashbedingungen. Abschlussbericht des FOSTA-Forschungsvorhabens P 828, Verlag und Vertriebsgesellschaft mbH, Düsseldorf, 2013.