

Statische und dynamische Eigenschaften von Gummi-Zwischenlagen für Eisenbahnschienen

K. Knothe, M. Yu

247

Zusammenfassung Zwischenlagen zwischen Schiene und Schwelle sind diejenigen Gleiskomponenten, mit denen sich das dynamische Verhalten des Gleises relativ leicht beeinflussen lässt. Ausgehend von den Vorschriften der DB AG wird gezeigt, welche Messungen und welche Messauswertungen erforderlich sind, um das dynamische Verhalten von Zwischenlagen im Frequenzbereich bis 2 kHz umfassend und zuverlässig zu beschreiben. Ergebnisse werden exemplarisch für eine Zwischenlage Zw 700 aus Gummimaterial dargestellt, die heute im DB-Hochgeschwindigkeitsverkehr auf Schottergleisen überwiegend eingesetzt wird.

Static and dynamic properties of rubber rail pads

Abstract Railpads between rail and sleeper are those track components, which can be used comparatively easily in order to influence track dynamics. Taking the regulations of DB AG (German railways) as starting point it is shown which measurements and which exploitation of measurements are necessary in order to get a comprehensive and reliable description of the dynamic behaviour of rail pads in the frequency range up to 2 kHz. As an example results are presented for the rubber rail pad Zw 700 which is nowadays mainly used for DB high-speed ballasted tracks.

Formelzeichen

| Symbol | Einheit | Bedeutung |
|-------------------|-----------------|--|
| A_{hyst} | Nm | Hysteresefläche |
| B | Nm ² | Biegesteifigkeit der Schiene |
| β | – | Verlustwinkel (der Zwischenlage) |
| $c_{Zw,stat}$ | N/m | statische Zwischenlagensteifigkeit [6] |

| | | |
|-------------------|-------|--|
| $c_{Zw,nf}$ | N/m | niederfrequente Zwischenlagensteifigkeit (in [6]) |
| c_b | Ns/m | Dämpfungskonstante von Schotter und Untergrund (engl. ballast) |
| c_p | Ns/m | Dämpfungskonstante der Zwischenlage (engl. pad) |
| $c_{p,dyn-tang}$ | Ns/m | dynamische Dämpfungskonstante der Zwischenlage |
| f | Hz | Frequenz |
| \Im | – | Imaginärteil |
| k_b | N/m | Steifigkeit von Schotter und Untergrund (engl. ballast) |
| k_p | N/m | Steifigkeit der Zwischenlage (engl. pad) |
| k'_p | N/m | Speichermodul der Zwischenlage |
| k''_p | N/m | Verlustmodul der Zwischenlage |
| $k_{p,stat-sec}$ | N/m | statische Sekantensteifigkeit der Zwischenlage |
| $k_{p,stat-tang}$ | N/m | statische Tangentensteifigkeit der Zwischenlage |
| $k_{p,dyn-kompl}$ | Nm | dynamische Steifigkeit in komplexer Schreibweise |
| $k_{p,dyn-tang}$ | N/m | dynamische Tangentensteifigkeit |
| l | m | Schwellenabstand |
| m_s | kg | Schwellenmasse (eng. sleeper) |
| μ_r | kg/m | Massenbelegung der Schiene (engl. rail) |
| R | N | Kraft in der Zwischenlage |
| R_0 | N | statische Vorlast in der Zwischenlage |
| \Re | – | Realteil |
| ΔR | N | Amplitude der Lastschwankung in der Zwischenlage |
| u | m | Zusammendrückung der Zwischenlage |
| u_0 | m | Zusammendrückung unter statischer Vorlast |
| Δu | m | Amplitude der Schwankung der Zusammendrückung |
| V | kN/s | Belastungsgeschwindigkeit |
| z | m | Zusammendrückung der Zwischenlage (in [6]) |
| Ω | rad/s | Erregerkreisfrequenz |

Eingegangen: 12. Februar 2001

K. Knothe (✉)
 Institut für Luft- und Raumfahrt, TU Berlin, Marchstr. 12,
 D-10587 Berlin, Deutschland
 e-mail: Klaus.Knothe@TU-Berlin.de

M. Yu
 Institut für Straßen- und Schienenverkehr, TU Berlin,
 Salzufer 17-19 (SG 18), D-10587 Berlin, Deutschland

Die Vorarbeiten zu dieser Veröffentlichung wurden unterstützt von der Deutschen Forschungsgemeinschaft und von der Deutschen Bahn AG. Bei der Veröffentlichung wurden die Autoren durch kritische Anregungen von Dr. Buda (Vossloh Werdohl GmbH), Dr. Ihle (Saar-Gummiwerk) und Dipl.-Ing. Zacher (DB AG) unterstützt.

1

Einleitung

Zwischenlagen sind für alle Gleise im Hochgeschwindigkeitsverkehr heute unverzichtbare Komponenten, mit denen sich auf relativ einfache Weise die

Normalkraftschwankungen zwischen Rad und Schiene beeinflussen lassen. Bei der Festen Fahrbahn ist die Fahrbahnplatte so steif, dass die Nachgiebigkeit von Schotter und Untergrund nicht wirksam wird. Dann wird zusätzlich zur Zwischenlage auch noch eine Zwischenplatte eingebaut, die die Funktion der fehlenden Elastizitäten von Schotter und Untergrund übernimmt. Zumindest die Zwischenlagen sind in gewissen Grenzen leicht auswechselbar. Wenn auch nicht alle Gleisprobleme durch veränderte Zwischenlagen gelöst werden können, so ist durch veränderte Zwischenlagen in bestimmten Grenzen eine Anpassung an veränderte Anforderungen problemlos möglich.

Umso überraschender ist es, dass bei der Modellierung von Zwischenlagen noch erhebliche Unsicherheiten bestehen. Die heute übliche Modellierung in vertikaler Richtung ist eine Parallelschaltung von Feder und Dämpfer, wobei keine Übereinstimmung darin besteht, wie der Dämpfer zu modellieren ist.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es daher, die Eigenschaften von Zwischenlagen im Hinblick auf statische und dynamische Eigenschaften zu beschreiben, Hinweise zur Modellierung von Zwischenlagen zu geben und offene Fragen aufzuzeigen. Die Arbeit basiert auf den beiden Berichten [1, 2] sowie anschließenden Messungen des zweiten Autors.

2

Was ist zu Zwischenlagen bekannt

Es wurde bereits festgestellt, dass der Kenntnisstand zu den Eigenschaften von Zwischenlagen vergleichsweise gering ist. Sie gehören, ähnlich wie Schotter, zu den „schmutzigen“ Materialien, mit denen sich die Kontinuumsmechanik bisher nur wenig befasst hat.

Es sollen zunächst, ohne Anspruch auf Vollständigkeit, eine Reihe von Vorschriften zu Zwischenlagen genannt werden [3–6]. In diesen Vorschriften wird kein Anspruch auf eine kontinuumsmechanisch konsistente Erfassung der Eigenschaften der Zwischenlagen erhoben, wenngleich teilweise mit den aus der Viskoelastizität übernommenen Begriffen *Speichermodul* und *Verlustmodul* gearbeitet wird. Parallel zu diesen Vorschriften für Laboruntersuchungen gibt Versuche, die Eigenschaften der eingebauten Zwischenlage im Gleis zu erfassen. Hier zeichnet sich insbesondere die Firma Pandrol aus, wenngleich die Ergebnisse zumeist als interne Berichte vorliegen [7, 8]. In Arbeiten von Grassie, Hempelmann und Knothe [9–11] finden sich Zusammenstellungen von Daten zu Zwischenlagen, wobei jeweils vorausgesetzt wurde, dass eine Modellierung von Parallelschaltung und Dämpfer gerechtfertigt ist.

Die Frequenzabhängigkeit der Parameter wurde wohl erstmals von Kanamori [12] diskutiert. In der Folge gab es eine Reihe von Versuchen, Zwischenlagen gründlicher zu untersuchen, von denen insbesondere die Versuche von van't Zand in Delft [13, 14] hervorgehoben werden sollen. Erwähnt seien auch eine Reihe von Untersuchungen zur Frequenzabhängigkeit der Parameter der Zwischenlage, u. a. [15, 16], die allerdings wiederum nur als interne Firmenberichte vorliegen. An der TU Berlin wurden, gefördert von der DFG und der DB AG, ebenfalls entsprechend Untersuchungen durchgeführt [1, 2].

Eine kontinuumsmechanisch konsistente der Beschreibung von Zwischenlagen liegt bisher nicht vor. Die interessante Dissertation von Lambertz [17] ist ein Versuch, aus ingenieurwissenschaftlicher Sicht zu einer Beschreibung zu gelangen.

3

Zwischenlagen im Netz der DB AG

Material

Die Zwischenlagen bestehen aus EVA oder Gummi (Wirthwein, Saargummi) oder PUR-Elastomer (Getzner). Zur Steigerung der Bruchfestigkeit und zur Einstellung gewünschter mechanischer Eigenschaften werden oft Füllstoffe (z.B. Ruß für Zwischenlagen aus Gummi) verwendet.

Hersteller

Wirthwein, Saargummi, Getzner, Semperit, Phoenix, Avon, Tiflex u.a.

Abmessungen

Die Dicken der elastischen Zwischenlagen im unbelasteten Zustand betragen 7 mm bei einer Zwischenlage Zw 700 bzw. 9 mm für die Zw 900. Der Schienenfuß einer Schiene UIC 60 weist eine Breite von 150 mm auf, die Oberseite der Schwelle (B 70 W) eine Breite von 160 mm. Im einfachsten Fall besteht die Zwischenlage daher aus einem quaderförmigen Körper mit den Abmessungen $160 \times 148 \times 7$ mm (bzw. $160 \times 148 \times 9$ mm).

Form der Oberfläche, Struktur des Materials

Bei hohen Steifigkeiten (z.B. 500 kN/mm) werden meistens kompakte Materialien aus EVA oder Gummi gewählt, wobei die Oberfläche keine Profilierungen oder Hohlräume aufweisen. Bei Zwischenlagen mit niedrigeren Steifigkeiten (z.B. 60 kN/mm) werden die Bauteile oft mit Profilierungen (Noppen, Stegen, Nuten) oder Hohlräumen (Röhren) ausgestattet oder die Werkstoffe werden geschäumt, so dass eine zellige Struktur entsteht. Die Oberfläche ist bei geschäumten Werkstoffen in der Regel glatt, kann aber auch noch mit Profilierungen ausgestattet sein.

4

Eigenschaften und Aufgaben von Zwischenlagen

Zwischenlagen sind ein Bestandteil der Schienenbefestigung (Bild 1). Uns interessieren vor allem die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften des gesamten Schienenbefestigungssystems, die durch die Zwischenlage bestimmt werden. Der Begriff „Zwischenlage“ steht dann teilweise synonym zum Begriff „Schienenbefestigungssystem“. Die mechanischen Eigenschaften der Zwischenlage als Teil der Schienenbefestigung werden nicht nur durch die Materialeigenschaften sondern auch durch die Oberflächengestaltung und die Randbedingungen bestimmt. Es sind *Bauteileigenschaften*. Bei den heute üblichen Schienenbefestigungen sind neben den Eigenschaften bei vertikaler Beanspruchung auch noch Eigenschaften bei lateraler und Momentenbeanspruchung wichtig.

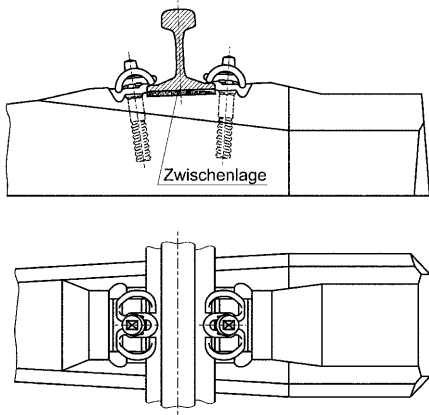


Bild 1. Einbausituation der elastischen Zwischenlage im Vossloh-Schienenbefestigungssystem W 14 mit Schiene UIC 60, Schwelle B 70 W

Die Bauteileigenschaften der Zwischenlage lassen sich zunächst durch Material, Form und Abmessungen beschreiben, dann aber auch durch die Übergangsbedingungen zur Schiene und zur Schwelle sowie (insbesondere in horizontaler Richtung) durch die Schienenbefestigung. Mechanische Eigenschaften von Zwischenlagen können zudem stark temperaturabhängig sein, worauf aber im folgenden nicht eingegangen wird. Beim Vertikalverhalten muss zwar theoretisch die Spannklemme berücksichtigt werden, sie ist aber so weich, dass sie das Verhalten der Zwischenlage kaum beeinflusst.

Betrachtet man nur das Gleis, so lässt sich durch die Zwischenlage die zweite Resonanzstelle des Schottergleises (siehe Bild 2) im mittelfrequenten Bereich (40 bis 400 Hz) beeinflussen, was sowohl die Lage der Resonanzfrequenz als auch die Resonanzüberhöhung betrifft, und damit auch die Lage und Ausprägung der Tilgerpunkte. Fährt ein Rad über das Gleis, wobei entweder das Rad oder die Schiene Irregularitäten besitzen (Unrundheiten, Profilstörungen), so hängt die Höhe der Q-Kraftschwankungen maßgeblich von den Eigenschaften der Zwischenlage ab. Vereinfacht ausgedrückt: Je weicher die Zwischenlage ist und je höher ihre Dämpfungseigenschaften sind, umso geringer sind die Q-Kraftschwankungen.

5 Möglichkeiten zur messtechnischen Erfassung der Eigenschaften der Zwischenlage

Streckenversuche

Durch Streckenversuche lassen sich Daten der Zwischenlage ermitteln, indem man Messergebnisse mit Simulationsergebnissen vergleicht und durch geeignete Wahl der Parameter versucht, Simulationsergebnisse an Messergebnissen anzupassen. Als Streckenversuche kommen in Frage:

- Anregung durch Zugüberfahrt,
- Anregung durch Shaker,
- Anregung durch Impulshammer.

Bei Streckenversuchen besticht die Realitätsnähe. Man muss sich aber darüber im klaren sein, dass Sekundäref-

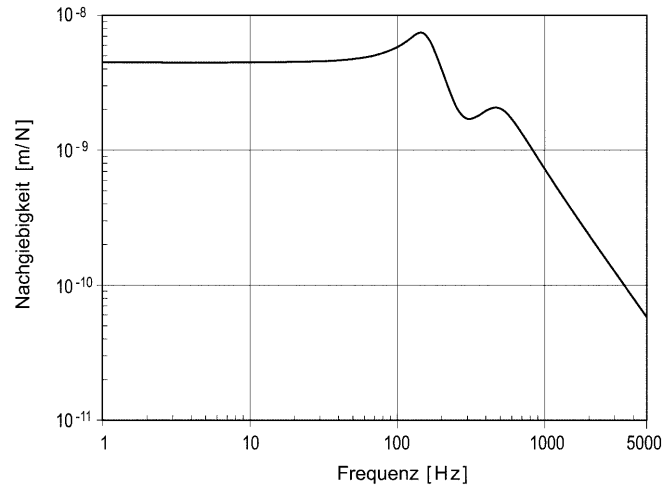


Bild 2. Eingangsrezeptanz für ein Schottergleis mit kontinuierlich gebetteter schubstarrer Schiene. (Die Gleisrezeptanz ist bei harmonischer Anregung das Verhältnis von Verschiebungsamplitude am Lastangriffspunkt zur Lastamplitude.) Daten: Biegesteifigkeit $B = 6.41 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$; Massebelegung der Schiene $\mu_r = 60.3 \text{ kg/m}$; Schwellenmasse $m_s = 290 \text{ kg}$; Schwellenabstand $l = 0.6 \text{ m}$; Steifigkeit der Zwischenlage $k_p = 2.8 \cdot 10^8 \text{ N/m}$; Schottersteifigkeit $k_b = 1.8 \cdot 10^8 \text{ N/m}$; Zwischenlagendämpfung $c_p = 6.3 \cdot 10^4 \text{ Ns/m}$; Schotterdämpfung $c_b = 8.22 \cdot 10^4 \text{ Ns/m}$

fekte (z.B. Hohllagen unter den Schwellen, geringe Unterschiede in der Klemmvorspannung, toleranz- und einbaubedingte Höhenlagenunterschiede, veränderte Eigenschaften aufgrund von Umwelteinflüssen sowie im Extremfall gelockerte Schienenbefestigungen) nicht auszuschließen sind.

Will man auf diese Weise die Eigenschaften der Zwischenlage bestimmen, so benötigt man für die parallel durchzuführenden Simulationsrechnungen ein Modell, da nur dann eine Anpassung möglich ist. Üblicherweise wird hierfür eine Parallelschaltung von Feder und viskosem Dämpfer verwendet.

Bauteillaborversuche

- Fallhammer-Anregung (mit Schienenbefestigung),
- Shaker-Anregung (mit oder ohne Schienenbefestigung)
 1. quasistatische Versuche,
 2. Versuche unter Vorlast mit mittel- und hochfrequenter Anregung.

Der Vorteil von Laborversuchen liegt darin, dass sie unter kontrollierten Bedingungen ablaufen. Die Bedingungen stimmen nicht völlig mit denen des Gleises überein, besonders dann, wenn nur die Zwischenlage betrachtet wird. Man muss sich außerdem darüber im klaren sein, dass man auch hier nicht Materialeigenschaften sondern Bauteileigenschaften erhält. Dies erschwert die anschließende Beschreibung der Eigenschaften der Zwischenlage für gleisdynamische Simulationsrechnungen.

Material-Laborversuche

Denkbar ist ferner eine Messung der Materialeigenschaften an Mikroproben und eine Ermittlung der Bauteileigenschaften durch Simulation. Auf diese Weise werden zwar

die Materialeigenschaften am klarsten ermittelt, die Simulation setzt aber voraus, dass für das Material ein Stoffgesetz existiert, was heute noch nicht der Fall ist.

Im folgenden werden Laborversuche für Bauteile mit elektrodynamischer Schwinganregung vorgestellt.

6 Laborversuche zur Erfassung der Eigenschaften der Zwischenlage

6.1 Die Vorgaben der Technischen Lieferbedingungen

Bei der DB AG sind Technische Lieferbedingungen (TL) formuliert worden, die regelmäßig überarbeitet werden [6]. In unserem Zusammenhang interessieren die dort formulierten Anforderungen an statische und dynamische Steifigkeiten.

Statische oder quasistatische Eigenschaften

Zur Ermittlung der *statischen Steifigkeit* werden Zwischenlagen dreimal von 0 bis 85 kN mit einer Belastungsgeschwindigkeit von 2 kN/s belastet. Aus den Zusammendrückungen z_{18} und z_{68} beim dritten Belastungsvorgang wird die so genannte *statische Sekantensteifigkeit* $c_{Zw,stat}$ bestimmt,

$$c_{Zw,stat} = \frac{50}{z_{68} - z_{18}} \text{ [kN/mm]} \quad (1)$$

Dynamische Eigenschaften im Niederfrequenzbereich

Die *dynamische Steifigkeit* im niederfrequenten Bereich ($f \leq 40$ Hz) wird bei Vorgabe einer sinusförmigen Schwelllast mit der Unterlast 18 und der Oberlast 68 kN (also einem Mittelwert von 43 kN) wiederum als Sekantensteifigkeit definiert

$$c_{Zw,nf} = \frac{50}{z_{f,68} - z_{f,18}} \text{ [kN]} \quad (2)$$

Dynamische Eigenschaften im Mittel- und Hochfrequenzbereich

Für den *mittel- und hochfrequenten Bereich* (40 bis 400 Hz bzw. über 400 Hz) wird eine dynamische Tangentensteifigkeit $c_{Zw,mf}$ bzw. $c_{Zw,hf}$ definiert. Hierzu wird zunächst eine *statische Vorlast* von 43 kN aufgebracht, der eine mittel bzw. hochfrequente Belastung überlagert wird. Die Amplitude wird definiert über relative Effektivwerte der Schnellen (Schwinggeschwindigkeiten), [6]. Die zugehörigen Kraftamplituden liegen unter einem kN. Die Beziehung für die *dynamische Tangentensteifigkeit* lautet, wenn Δ -Größen Abweichungen vom jeweiligen Mittelwert bezeichnen,

$$c_{Zw,mf/hf} = \frac{\Delta R_{eff}(f)}{\Delta z_{eff}(f)} \quad (3)$$

wobei wir bei den Bezeichnungen leicht von denen in [6] abgewichen sind. Die Effektivwerte der Schwankungen werden mit der Beziehung

$$\Delta z_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta z(t)^2 dt} \quad (4)$$

ermittelt.

6.2 Ein weitergehendes Konzept zur Ermittlung der mechanischen Eigenschaften der Zwischenlage

Das den TL der DB AG zugrunde liegende Konzept ist nicht völlig befriedigend. So fehlt beispielsweise jede Aussage dazu, wie die Dämpfungseigenschaften der Zwischenlage definiert sind und bestimmt werden können. Damit fehlt natürlich auch jede Aussage dazu, welche Dämpfungswerte wünschenswert sind. Daher wird im folgenden ein weitergehendes Konzept vorgestellt, bei dem außerdem, abweichend von der TL, die im englischen Sprachraum üblichen Bezeichnungen (k_p = Zwischenlagensteifigkeit, c_p = Dämpfungskonstante der Zwischenlage) verwendet werden. Die Zusammendrückung der Zwischenlage wird mit u bezeichnet.

Statische oder quasistatische Eigenschaften

Die statischen und quasistatischen Eigenschaften werden entsprechend wie in den TL bestimmt. Die Zwischenlage wird mit niedriger Belastungsgeschwindigkeit (z.B. 2 kN/s) von 0 kN auf einen Maximalwert gesteigert, anschließend wird wieder vom Maximalwert bis auf 0 kN entlastet (Bild 3). Die *statische Sekantensteifigkeit* wird für den aufsteigenden Ast definiert:

$$k_{p,stat-sec}(R_0, \Delta R) = \frac{2\Delta R}{u(R_0 + \Delta R) - u(R_0 - \Delta R)} \quad (5)$$

wobei R die Kraft in der Zwischenlage und u die Zusammendrückung der Zwischenlage ist.

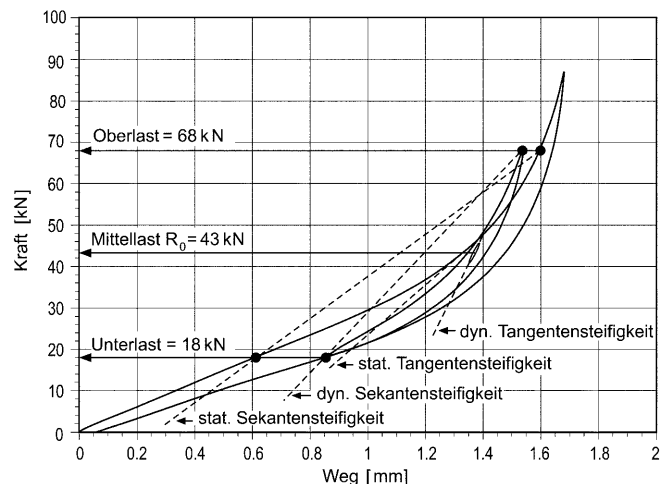


Bild 3. Quasistatische Belastung und Entlastung einer Zwischenlage zwischen 0 kN und einem Maximalwert oder um einen Mittelwert. Definition der statischen Sekantensteifigkeit, der statischen Tangentensteifigkeit, der dynamischen Sekantensteifigkeit und der dynamischen Tangentensteifigkeit. Ergebnisse von Messungen für eine Zwischenlage Zw 700 der Firma Saargummi (Abm. 160 × 150 × 7 mm). Zwischenlagenmaterial ist geschäumter Gummi

Im Grenzübergang $\Delta R \rightarrow 0$ geht die statische Sekantensteifigkeit in die *statische Tangentensteifigkeit* für den aufsteigenden Ast über:

$$k_{p,\text{stat-tang}}(R_0) = \lim_{\Delta R \rightarrow 0} \frac{2\Delta R}{u(R_0 + \Delta R) - u(R_0 - \Delta R)} \quad (6)$$

Dynamische Eigenschaften

Im dynamischen Fall wird nicht zwischen Eigenschaften im *Niederfrequenzbereich* einerseits und im *Mittel- und Hochfrequenzbereich* andererseits unterschieden. Es wird weiterhin mit einem Experiment gearbeitet, wie es auch in den Technischen Lieferbedingungen für den niederfrequenten Bereich vorgesehen ist. Bezüglich einer statischen Vorlast R_0 wird eine harmonische Lastschwankung der Amplitude ΔR überlagert. Das Prüfobjekt soll sich ca. 10 min in einem entlasteten Zustand befinden, die Sollwerte für Ober- und Unterspannungen ($R_0 + \Delta R$ bzw. $R_0 - \Delta R$) sollen innerhalb von 3 s eingespielt sein. Die *dynamische Sekantensteifigkeit* wird definiert als

$$k_{p,\text{dyn-sec}}(R_0, \Delta R, f) = \frac{2\Delta R}{u(R_0 + \Delta R, f) - u(R_0 - \Delta R, f)} \quad (7)$$

Aufgrund der aus [6] übernommenen Messvorschriften handelt es sich um eine dynamische Sekantensteifigkeit für den Belastungsast.

Die Definition einer *dynamischen Tangentensteifigkeit* ist komplizierter. Vorgegeben wird eine periodische Lastschwankung ΔR bezüglich einer statische Vorlast R_0 . Abweichend von der Vorschrift der Technischen Lieferbedingungen [6] wird vorgeschlagen, sowohl für den Belastungsverlauf $R(t)$ als auch für den Verlauf der Zusammendrückung $u(t)$ eine Fourieranalyse durchzuführen und anschließend nur die Fourierterme mit den Indizes 0 und 1 zu berücksichtigen. Die dynamische Hysteresekurve wird dabei durch eine Ellipse ersetzt, zu der sich Steifigkeit und Dämpfung angeben lassen.

Der Belastungsverlauf besitzt bei geeigneter Wahl des Zeitpunktes $t = 0$ nach der Fourieranalyse und nach Vernachlässigung von Fouriertermen höherer Ordnung die Form

$$R(t) \simeq R_0 + \Delta R_c \cos \Omega t + \Delta R_s \sin \Omega t \quad (8)$$

mit

$$R_0 = \frac{1}{T} \int_0^T R(t) dt, \quad \Delta R_c = \frac{2}{T} \int_0^T R(t) \cos \Omega t dt,$$

$$\Delta R_s = \frac{2}{T} \int_0^T R(t) \sin \Omega t dt = 0 \quad (9)$$

Für die Zusammendrückung $u(t)$ erhält man nach der Fourieranalyse die Form

$$u(t) \simeq u_0 + \Delta u_c \cos \Omega t + \Delta u_s \sin \Omega t \quad (10)$$

mit

$$u_0 = \frac{1}{T} \int_0^T u(t) dt, \quad \Delta u_c = \frac{2}{T} \int_0^T u(t) \cos \Omega t dt,$$

$$\Delta u_s = \frac{2}{T} \int_0^T u(t) \sin \Omega t dt \quad (11)$$

Die *dynamische Steifigkeit* wird definiert als Quotient aus der Lastamplitude ($R(t) - R_0$) und der Amplitude der Zusammendrückung ($u(t) - u_0$). Es ist am bequemsten, bei der Formulierung der dynamischen Steifigkeit die komplexe Schreibweise zu verwenden, wobei mit \Re der Realteil einer komplexen Größe bezeichnet wird

$$R(t) - R_0 \simeq \Re(|\Delta R| e^{i\Omega t}) \quad (12)$$

$$u(t) - u_0 \simeq \Re(|\Delta u| e^{i(\Omega t + \beta)}) \quad (13)$$

mit

$$|\Delta R| = \sqrt{\Delta R_c^2 + \Delta R_s^2} \quad (14)$$

$$|\Delta u| = \sqrt{\Delta u_c^2 + \Delta u_s^2} \quad (15)$$

$$\beta = \arctan \frac{\Delta u_s}{\Delta u_c} \quad (16)$$

Hierbei ist β der *Phasenwinkel* oder *Verlustwinkel*, $\tan \beta = \Delta u_s / \Delta u_c$ ist der *Verlustfaktor*. Als *dynamische Steifigkeit in komplexer Schreibweise* erhält man dann

$$k_{p,\text{dyn-kompl}} = \frac{|\Delta R|}{|\Delta u|} e^{-i\beta} \quad (17)$$

Man kann die dynamische Steifigkeit in komplexer Schreibweise entweder mit Real- und Imaginärteil oder mit Amplitude und Phase formulieren,

$$k_{p,\text{dyn-kompl}} = k'_p + ik''_p = |k_p| \cos \beta - |k_p| i \sin \beta \quad (18)$$

$$k_{p,\text{dyn-kompl}} = |k_p| e^{-i\beta} \quad (19)$$

mit dem bereits in Gl. (16) definierten *Verlustwinkel* β und dem *Betrag der dynamischen Steifigkeit* $|k_p|$

$$|k_p| = \frac{|\Delta R|}{|\Delta u|} \quad (20)$$

Die Größe k'_p in Gleichung (18) wird als *Speichermodul* bezeichnet; k''_p ist der *Verlustmodul*. Beide Module sind, ebenso wie der Betrag $|k_p|$ und der Phasenwinkel oder Verlustwinkel β von der statischen Vorlast R_0 , der Lastamplitude ΔR und der Erregerfrequenz $\Omega = 2\pi f$ abhängig, also

$$k_{p,\text{dyn-kompl}} = k_{p,\text{dyn-kompl}}(R_0, \Delta R, \Omega) \quad (21)$$

Aus der komplexen, dynamischen Steifigkeit lassen sich die Koeffizienten eines Voigt-Kelvin-Modells, eine Feder-

steifigkeit $k_{p,eq}$ und eine Dämpfungskonstante $c_{p,eq}$ herleiten:

$$k_{p,eq} = k'_p, \quad c_{p,eq} = \frac{1}{\Omega} k''_p. \quad (22)$$

Die Bezeichnung *äquivalent* (englisch: *equivalent*) haben wir gewählt, da es sich um äquivalente Ellipsen für die Hysteresekurven handelt, die sich bei endlichen Amplituden ΔR ergeben.

Die *dynamische Tangentensteifigkeit* und die zugehörige Dämpfungskonstante erhält man im Grenzübergang $\Delta R \rightarrow 0$,

$$k_{p,dyn-tang} = \lim_{\Delta R \rightarrow 0} k'_p(r_0, \Delta R, \Omega),$$

$$c_{p,dyn-tang} = \lim_{\Delta R \rightarrow 0} \frac{1}{\Omega} k''_p(r_0, \Delta R, \Omega). \quad (23)$$

Die so definierte dynamische Tangentensteifigkeit geht im Grenzübergang $\Omega \rightarrow 0$ nicht in die statische Tangentensteifigkeit über, da diese mit Gl. (6) für den aufsteigenden Ast definiert ist.

Die Definition von fünf unterschiedlichen Steifigkeiten (statische Sekantensteifigkeit, statische Tangentensteifigkeit, komplexe dynamische Steifigkeit, äquivalente Steifigkeit und dynamische Tangentensteifigkeit) wirkt auf den ersten Blick verwirrend. Sie erweist sich aber als zweckmäßig, da sich gemessene Größen dann auch präzise einordnen lassen. Überraschenderweise ergeben sich z.T. erhebliche Unterschiede zwischen den einzelnen Steifigkeiten.

6.3

Auswertung vorliegender Ergebnisse

Es ist recht schwierig, Ergebnisse von Streckenversuchen oder übliche Angaben für gleisdynamische Rechnungen mit den von uns im Labor ermittelten Werten zu vergleichen, da in der Regel nicht klar ist, um welche Werte es sich handelt.

- Bei Streckenversuchen mit Zugüberfahrt treten je nach Fahrzeug unterschiedliche, in jedem Fall aber große Vorlasten sowie große Amplituden der Lastschwankungen auf. Wenn dann eine Anpassungsrechnung vorgenommen wird, bei der im Simulationsmodell eine viskose Dämpfung angenommen wird, dann handelt es sich um eine äquivalente dynamische Steifigkeit und eine zugehörige äquivalente Dämpfungskonstante (siehe z.B. [9], Tabelle A1).
- Bei Streckenversuchen mit Hydropulsanregung oder Impulshammeranregung muss zunächst ebenfalls garantiert werden, dass eine realistische Vorlast vorliegt. Die Lastamplituden bleiben dann aber, zumindest bei Anregung mit einem Impulshammer, so klein, dass es sich um eine dynamische Tangentensteifigkeit und die zugehörige Dämpfungskonstante handelt (siehe z.B. [9], Tabelle A2).
- Wenn bei Streckenversuchen unter langsamer Zugüberfahrt sowohl der Verlauf der Zusammenrückung der Zwischenlage als auch die Last in der Zwischenlage erfasst werden, und wenn dann eine Sekante im Belastungsast bestimmt wird, so handelt es sich um eine quasistatische Sekantensteifigkeit.

6.4

Quasistatische Laborversuche

6.4.1

Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Der Versuchsaufbau zur Ermittlung der quasistatischen Kennlinien der Zwischenlage ist in Bild 4 dargestellt. Die Messungen wurden mittels einer Universal-Schwingungsprüfmaschine durchgeführt. Die Zwischenlagen werden zwischen zwei nahezu starre Metallplatten eingespannt. Die eingeleitete Kraft wird mittels einer Kraftmessdose, die Wege werden mittels zweier induktiver Wegaufnehmer gemessen, welche diagonal montiert und elektrisch parallel geschaltet sind. Der gemessene Weg ist dann das Mittel der beiden Wegaufnehmer.

Bei den quasistatischen Messungen wird die Belastung der Zwischenlage linear von 0 bis zur maximalen Last gesteigert und anschließend wieder linear entlastet. Gemessen wird die zugehörige Kompression. Die Laststeigerungsraten sind variabel. Nach der TL der DB AG ist die Laststeigerungsrate 2 kN/s.

6.4.2

Versuchsergebnisse

Für die Versuche wurden Zwischenlagen Zw 700 A60 der Firma Saargummi Werke mit einer Abmessung $160 \times 150 \times 7$ mm verwendet.

Belastung und Entlastung

Bei Be- und Entlastung ergaben sich durchweg Kurven mit einer deutlich „bananenförmigen“ Hysteresese. In Bild 5 sind Ergebnisse für unterschiedliche Maximallasten zu sehen. Bei Belastung ist eine progressive Versteifung zu erkennen. Bei Entlastung ist die Tangentialsteifigkeit zunächst höher, am Ende der Entlastung ist sie bei gleicher Last niedriger als auf dem Belastungsast. Bei der gewählten Be- und Entlastungsgeschwindigkeit geht die Zusam-

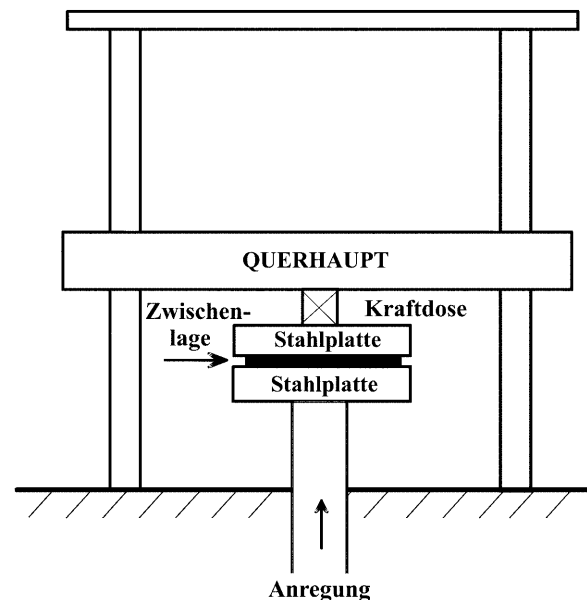


Bild 4. Versuchsaufbau für quasistatische Laborversuche

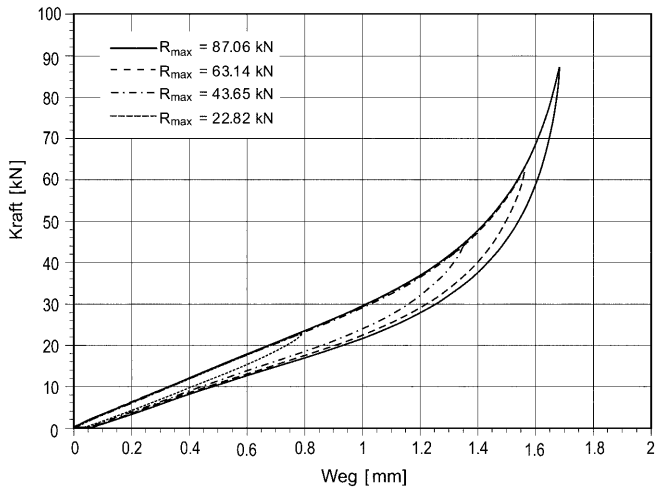


Bild 5. Quasistatische Beanspruchung der Zwischenlage Zw 700 (Abm. $160 \times 150 \times 7$ mm) für eine Laststeigerungsrate von 1 kN/s und vier verschiedene Maximalbelastungen

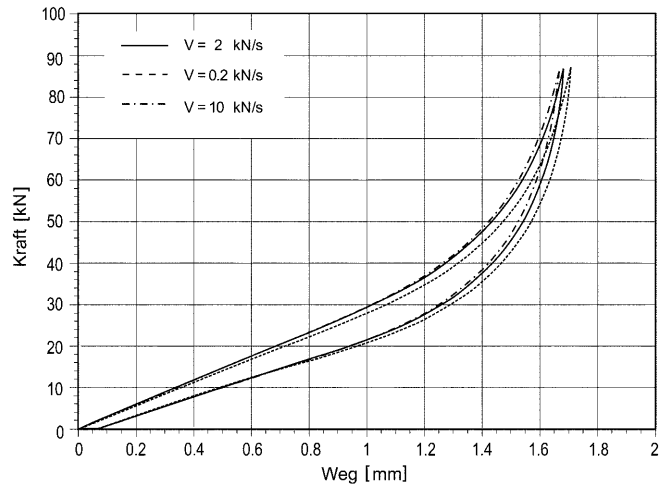


Bild 6. Quasistatische Messung der Zwischenlage Zw 700 (Abm. $16 \times 150 \times 7$ mm) bei Raumtemperatur und drei unterschiedlichen Laststeigerungsraten

Tabelle 1. Maximalbelastung, Maximalverschiebung und Hystereseffläche für die Kurven aus Bild 5

| R_{max} kN | u_{max} mm | A_{hyst} kN mm |
|-----------------|-----------------|---------------------|
| 87,06 | 1,68 | 10,84 |
| 63,14 | 1,56 | 7,86 |
| 43,65 | 1,34 | 4,67 |
| 22,82 | 0,79 | 1,38 |

Tabelle 2. Belastungsgeschwindigkeit, Maximalbelastung, Maximalverschiebung, Hystereseffläche und dynamische Sekantensteifigkeit für die Kurven aus Bild 6

| V kN/s | R_{max} kN | u_{max} mm | A_{hyst} kN mm | $k_{p,stat-sec}$ kN/mm |
|-------------|-----------------|-----------------|---------------------|---------------------------|
| 0,2 | 87,27 | 1,71 | 9,97 | 50,34 |
| 2 | 87,06 | 1,68 | 10,84 | 50,65 |
| 10 | 86,53 | 1,67 | 10,59 | 51,43 |

mendrückung nach Ende des Lastzyklus nicht ganz auf Null zurück.

In Tabelle 1 sind die Maximalwerte der Belastung (R_{max}), die Maximalwerte der Verschiebung (u_{max}) sowie die Hysteresefflächen (A_{hyst}) für die vier Kurven aus Bild 5 zusammengestellt.

Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit

Bild 6 zeigt eine quasistatische Messung der Zwischenlage Zw 700 bei Raumtemperatur. Die Laststeigerungsrate wurde von 2 kN/s zunächst auf 10 kN/s gesteigert und dann auf 0,2 kN/s verringert. Die Fläche der Hysterese (mit A_{hyst} [Nm] bezeichnet) bleibt nahezu konstant. Das ist auch der Fall, wenn die Laststeigerungsrate auf 20 kN/s gesteigert wird (Vergrößerung der Hystereseffläche um nur 2,5%). Selbst bei einer Verringerung der Laststeigerungsrate auf 0,005 kN/s (Versuchsdauer 12 h) ergibt sich praktisch keine Veränderung der Hystereseffläche, allerdings verändert sich die Form etwas. Im Belastungsast verläuft die Kurve zunächst flacher, im Entlastungsast zunächst steiler als bei den höheren Laststeigerungsraten. Zudem geht bei den niedrigeren Laststeigerungsraten die Zusammendrückung am Ende des Versuchs nahezu auf Null zurück.

In Tabelle 2 sind wiederum Daten zu den drei Kurven von Bild 6 wiedergegeben. Es sind dies die Belastungsgeschwindigkeit (Laststeigerungsrate) V , die maximale Belastung R_{max} , die Maximalverschiebung u_{max} , die Hystereseffläche A_{hyst} und die statische Sekantensteifigkeit $k_{p,stat-sec}$.

Einfluss der Oberflächeneigenschaften

In der Pressfuge zwischen der Zwischenlage und den Stahlplatten herrscht Reibung. Um diese Reibung auszuschalten, wurden geschmierte Zwischenlagen verwendet. Hierfür mussten die Abmessungen der Zwischenlagen verkleinert werden, da die originale Zwischenlage seitlich aus dem Prüfstand (d.h. zwischen den Stahlplatten) heraustrat. Mit verkleinerten Zwischenlagen (Abmessung $120 \times 100 \times 7$) und einer entsprechend der Flächenreduzierung verkleinerten Maximallast von 46 kN wurden Versuche für drei Randbedingungen durchgeführt:

1. Gummi auf Stahl,
2. Gummi mit Sandpapier auf Stahl,
3. Gummi (gefettet) auf Stahl.

Die Ergebnisse sind in Bild 7 wiedergegeben. Die stark unterschiedlichen Ergebnisse sind Ausdruck dessen, dass es sich jeweils um eine Bauteileigenschaft handelt. Als Fazit lässt sich formulieren, dass die Randbedingungen zwischen Zwischenlage und Stahlplatte einen signifikanten Einfluss auf das quasistatische Verhalten, d.h. auf die Sekantensteifigkeit und die Hystereseffläche haben. Bei eingefetteten Zwischenlagen liegt die Sekantensteifigkeit, verglichen mit den Werten für direkten Kontakt Stahl/Zwischenlage, etwa um den Faktor 2,5 niedriger, die Hystereseffläche ist um den Faktor 3 größer. Selbst bei der Verwendung von Sandpapier ergibt sich eine etwas niedrigere Sekantensteifigkeit, vermutlich da das Gewebe des Sandpapiers sich etwas

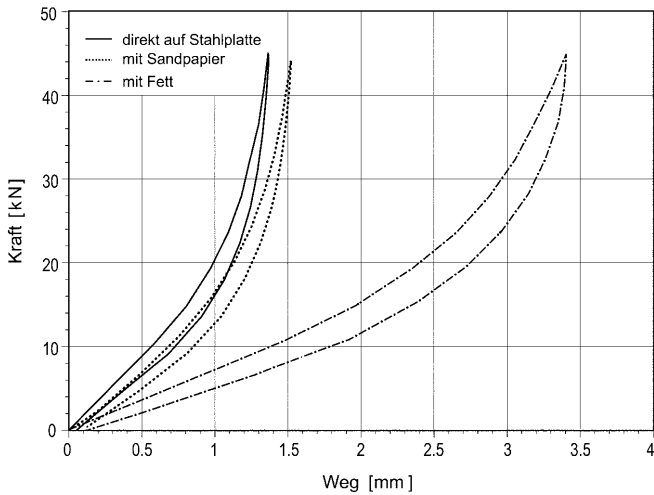


Bild 7. Quasistatische Untersuchung mit einer verkleinerten Zwischenlage Zw 700 (Abmessung $120 \times 100 \times 7$ mm) für drei verschiedene Randbedingungen an der Oberfläche zwischen Zwischenlage und Stahlplatte

dehnt und die Rückseite des Sandpapiers geringfügig auf Stahl gleitet.

Retardationseffekte

Nach Rücknahme der Belastung verbleibt eine Deformation, die allerdings mit der Zeit zurückgeht, siehe Bild 8.

6.4.3

Interpretation

Ein konsistentes Modell für das verwendete Gummimaterial liegt zwar bisher nicht vor. Die quasistatischen Messergebnisse lassen sich trotzdem interpretieren:

- Die auftretenden Verzerrungen sind mit über 20% in Dickenrichtung relativ groß. Sieht man von den Hystereseigenschaften ab, so handelt es sich um nicht-linear-elastisches (hyperelastisches) Material. Eine Beschreibung als Mooney-Rivlin-Material [18] ist nicht ausreichend, bessere Übereinstimmung erreicht man beispielsweise bei der Modellierung als Ogden-Material [19].

- Die Hystereseffläche hängt, zumindest bei Laststeigerungsraten zwischen 0,005 und 20 kN/s (das entspricht Frequenzen von 0,00003 Hz bis 0,12 Hz) nahezu nicht von der Belastungsgeschwindigkeit ab. Damit kann es sich nicht um ein nichtlinear-viskoelastisches Material handeln. Reibungseffekte an der Grenzfläche zwischen Zwischenlage und Stahlplatte führen, wie die Versuche mit gefetteten Zwischenlagen zeigen (Bild 7) zu keiner qualitativen Veränderung des Hysterese-Verhaltens. Die auftretende Hysterese dürfte damit primär ein Ergebnis *innerer Reibung* sein. Im Sinne der Klassifizierung von Haupt [18, 20] könnte man von *viskoplastischem Materialverhalten* reden, bei dem sich bei unendlich langsamer Belastung keine *Gleichgewichtskennlinie* wie bei der *Viskoelastizität* sondern eine so genannte *Gleichgewichtshysterese* herausbildet. Eine andere Möglichkeit ist, von geschwindigkeitsunabhängigem, inelastischem Materialverhalten zu reden.
- Das Retardationsverhalten nach Rücknahme der Belastung lässt erkennen, dass zusätzlich auch noch viskose Effekte vorhanden sind.

6.5

Niederfrequente Versuche unter Vorlast mit großer Amplitude

6.5.1

Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Der Versuchsaufbau ist der gleiche wie bei den quasistatischen Versuchen. Das Aufbringen von Kraftschwankungen mit großer Amplitude bezüglich einer statischen Vorlast erfolgte bis 40 Hz.

6.5.2

Versuchsergebnisse

Einfluss der Kraftschwankung

Bild 9 zeigt die Ergebnisse von Versuchen, bei denen zu einer statischen Vorlast Lastschwankungen mit unterschiedlichen Amplituden vorgegeben wurden. Man erkennt bereits ohne Auswertung deutlich, dass mit kleiner werdender Amplitude die Hysteresen im Mittel steiler

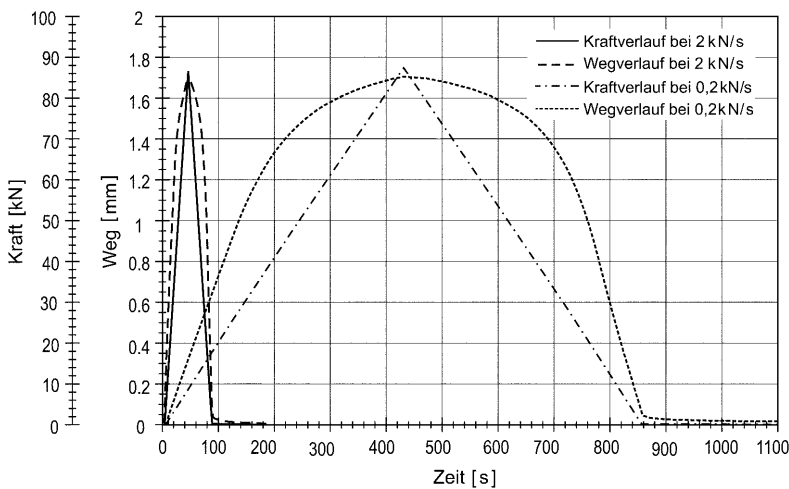


Bild 8. Zeitlicher Verlauf der Belastung und der Zusammendrückung bei einer Zwischenlage Zw 700 (Abm. $160 \times 150 \times 7$ mm) während des Be-/Entlastungsvorganges und nach der Entlastung

werden. Aus den Kurven von Bild 9 lassen sich die dynamischen Sekantensteifigkeiten für $f = 0.02$ Hz, die äquivalenten Steifigkeiten sowie die dynamische Tangentensteifigkeit ermitteln. Die zu den äquivalenten Steifigkeiten gehörenden Ersatzellipsen sind in Bild 10 wiedergegeben. Hierbei wurde auch berücksichtigt, dass u_0 , siehe Gl. (11), nicht konstant ist.

Einfluss der Frequenz

Frequenzeinflüsse bei niederfrequenten Versuchen unter Vorlast mit großer Amplitude lassen sich nur für Frequenzen bis maximal 100 Hz untersuchen. In Bild 11 ist als Vergleich zu Bild 9 dargestellt, welche Hysteresekurven man bei einer Anregung mit 10 Hz erhält. Qualitativ besteht zwischen beiden Bildern Übereinstimmung, quantitativ ergeben sich Abweichungen. Die Steifigkeiten bei 10 Hz sind höher.

In Bild 12 sind für die Vorlast $R_0 = 43$ kN die statische Sekantensteifigkeit, die dynamische Sekantensteifigkeit, die

äquivalente Steifigkeit für unterschiedliche Lastamplituden sowie die dynamische Tangentensteifigkeit in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz wiedergegeben. Man erkennt, dass gilt

$$k_{p,stat-sec} \leq k_{p,dyn-sec} \leq k'_{p,eq} \leq k_{p,dyn-tang} \quad (24)$$

Die dynamische Tangentensteifigkeit ist selbst für $\Omega \rightarrow 0$ mehr als doppelt so groß wie die statische Sekantensteifigkeit! Die unterschiedlichen dynamischen Steifigkeitsgrößen steigen bis etwa 5 Hz an und bleiben dann im betrachteten Frequenzbereich nahezu konstant.

Einfluss der Vorlast

Die Untersuchung des Einflusses der Vorlast bringt keine prinzipiell neuen Erkenntnisse. Bei einer Verringerung der Vorlast werden alle Steifigkeitswerte kleiner.

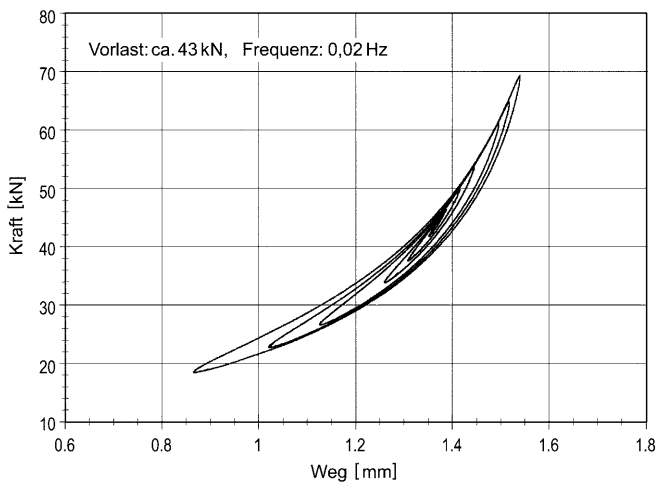


Bild 9. Niederfrequente dynamische Hysteresekurven für eine Zwischenlage Zw 700 (Abm. $160 \times 150 \times 7$ mm) bei Lastschwankung um eine Vorlast $R_0 = 43$ kN mit unterschiedlichen Amplituden ΔR . Frequenz $f = 0.02$ Hz

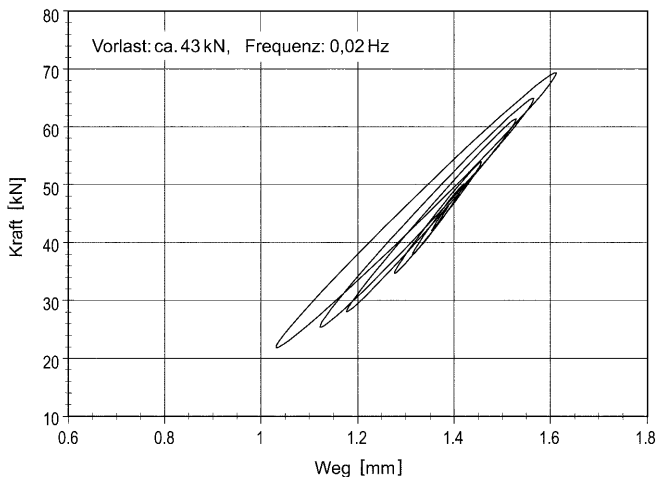


Bild 10. Ersatzellipsen zu den Hysteresekurven von Bild 9

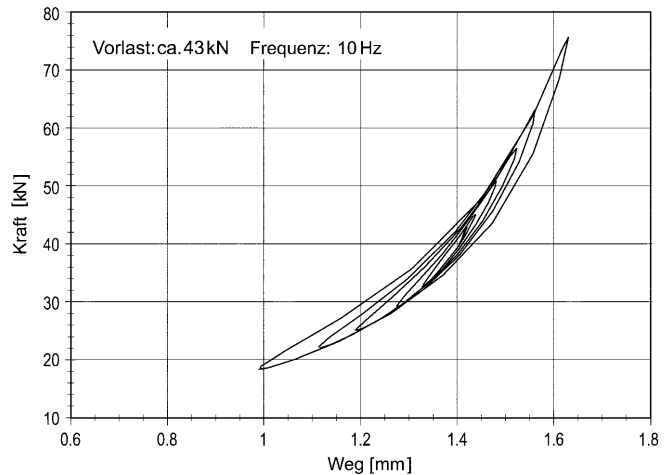


Bild 11. Niederfrequente dynamische Hysteresekurven für eine Zwischenlage Zw 700 mit den Abmessungen $160 \times 150 \times 7$ mm bei Lastschwankung um eine Vorlast $R_0 = 43$ kN mit unterschiedlichen Amplituden ΔR . Frequenz $f = 10$ Hz

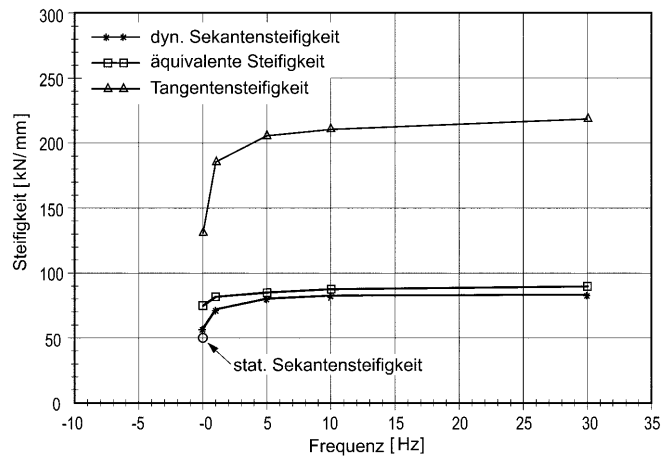


Bild 12. Vergleich der unterschiedlichen Steifigkeiten für eine Zwischenlage Zw 700 mit den Abmessungen $160 \times 150 \times 7$ mm unter einer Vorlast von $R_0 = 43$ kN

6.6 Mittel- und hochfrequente Versuche unter Vorlast mit kleiner Amplitude

6.6.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Das Prinzip der Versuche im mittel-hochfrequenten Bereich ist in Bild 13 dargestellt. Der Versuchsaufbau bezieht sich auf die indirekte Messmethode mit dem Drei-Massen-Schwinger. Es wird zunächst mechanisch über den Rahmen eine Vorlast aufgebracht. Mittels eines Shakers kann anschließend eine harmonische Lastschwankung aufgebracht werden.

Die eingeleitete Kraft und die drei Beschleunigungen a_1 , a_2 und a_3 der oberen, mittleren und unteren Stahlplatte werden über einen FFT-Analysator erfasst. Daraus lassen sich anschließend nach zweimaliger Integration der Beschleunigungen im Frequenzbereich die dynamische komplexe Steifigkeit $k_{p,dyn-kompl}$ der Zwischenlage ermitteln

$$k_{p,dyn-kompl} = \frac{i(2\pi f)^2 m_2 u_2}{2u_2 - u_1 - u_3}, \quad (25)$$

wobei m_2 die Masse der mittleren Stahlplatte und u_1 , u_2 und u_3 die Wege der oberen, mittleren und unteren Stahlplatte sind.

6.6.2 Versuchsergebnisse

Im Mittel- und Hochfrequenzbereich sind Laboruntersuchungen mit großen Schwankungen der Lastamplituden nicht mehr möglich. Man muss sich auf kleine Schwankungen beschränken und kann daher nur noch die dynamische Tangentensteifigkeit und die zugehörige Dämpfungskonstante ermitteln.

Ergebnisse niederfrequenter sowie mittel- und hochfrequenter Versuche sind in Bild 14 zusammenfassend dargestellt. Es handelt sich um Versuche, die erst im September 2000 durchgeführt wurden. Die dort verwendeten Proben hatten geringfügig andere Eigenschaften als die Proben in [1, 2]. Die immer noch vorhandene Streuung der Werte in Abhängigkeit von der Frequenz ist bedingt durch den Prüfstand. Dargestellt sind die *dynamische Tangentensteifigkeit* $k_{p,dyn-tang}$ sowie die zugehörige mit der Erregerfrequenz multiplizierte Dämpfungskonstante, siehe Gl. (23), beide für eine Vorlast von 43 kN und eine Vorlast von 25 kN.

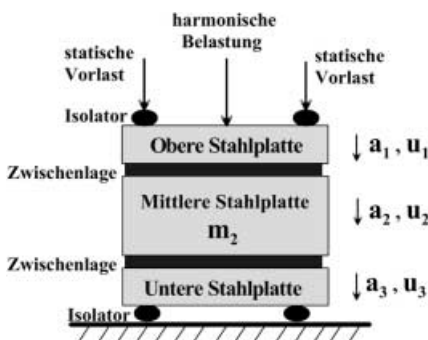


Bild 13. Prinzip des Versuchsaufbaus im mittel- und hochfrequenten Bereich

Deutlich ist die Vorlastabhängigkeit zu erkennen. Die dynamische, komplexe Tangentensteifigkeit bei einer Vorlast von 43 kN ist etwa doppelt so groß wie bei einer Vorlast von 25 kN. Bei Simulationsrechnungen mit kleinen bis mittleren Schwankungsamplituden, typischerweise bei akustischen Simulationsrechnungen im mittel- und hochfrequenten Bereich, müssen also unterschiedliche Steifigkeits- und Dämpfungswerte für die Zwischenlage angesetzt werden, je nachdem ob Schwellen betrachtet werden, die unter dem Rad liegen oder Schwellen, die ein Schwellenfach oder mehrere Schwellenfächer davon entfernt sind.

Der Realteil der komplexen Steifigkeit ist schwach frequenzabhängig. Zwischen 1 und 400 Hz erfolgt ein Anstieg auf das 1,1- bis 1,2-fache, erst zwischen 1000 und 2000 Hz kommt es zu einem deutlicheren Anstieg. Das Entsprechende gilt für den Imaginärteil, wenn man von den prüfstandsbedingten Schwankungen absieht. Unter 200 Hz dominiert Strukturdämpfung während über 1000 Hz viskose Dämpfung eine angemessenere Beschreibung ist.

6.7 Interpretation der Messergebnisse

- Lässt man die Hysterese außer Betracht, so zeigen die quasistatischen Versuche, dass *hyperelastisches Mate-*

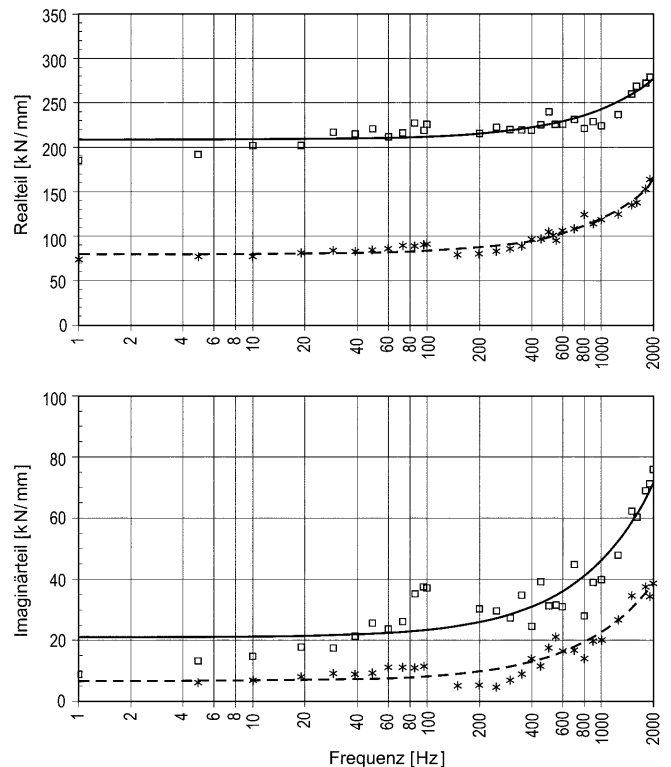


Bild 14. Dynamische Tangentensteifigkeit der Zwischenlage Zw 700 A60 SGW 95 (Abm. 160 × 150 × 7 mm) bei Raumtemperatur: Zusammenfassende Darstellung der Ergebnisse von niederfrequenten und hochfrequenten Messungen mit Vorlasten von 25 kN (*) und 43 kN (□) (einfach-logarithmische Darstellung) nach Messungen von Yu (Fachgebiet Schienenfahrwege und Bahnbetrieb, September 2000) mit zugehörigen Ausgleichsgeraden (verzerrt wegen einfach-logarithmischer Darstellung)

rialverhalten vorliegt, das beispielsweise durch das Ogden-Modell beschrieben werden könnte.

- Die bei den quasistatischen Versuchen beobachtete Hysterese, welche bei niedrigen Laststeigerungsraten nahezu unabhängig von der Belastungsgeschwindigkeit ist, ist auf so genanntes *viskoplastisches Materialverhalten* zurückzuführen, alternativ kann man von einem *geschwindigkeitsunabhängigen, inelastischen Materialverhalten* reden.
- Die Tatsache, dass der Imaginärteil der komplexen Steifigkeit stärker ansteigt als der Realteil, spricht dafür, dass es sich nicht um viskoses Materialverhalten handelt. In einem begrenzten Frequenzbereich ist dann die Modellierung als Strukturdämpfung mit einem Verlustfaktor realitätsnäher.
- Aufgrund des Retardationsverhaltens nach völliger Entlastung müssen auch im niederfrequenten Bereich *schwache, viskose Effekte* eine Rolle spielen.
- Ein Modell, dass dieses Materialverhalten konsistent beschreiben könnte, existiert bisher nicht.
- Realteil und Imaginärteil der komplexen Steifigkeit sind stark *vorlastabhängig*. Dies ist wiederum Ausdruck des *nichtlinearen Verhaltens*.
- Die *äquivalente dynamische Steifigkeit* ist selbst im Grenzübergang (Frequenz gegen Null, also $k_{p,dyn-tang}$) größer als die statische Sekanten- oder Tangentensteifigkeit.
- Bei dynamischen Vorgängen mit größeren Amplituden wird der Begriff der *dynamischen Tangentensteifigkeit* problematisch. Es stellen sich ähnliche Hysteresen ein wie bei quasistatischer Belastung. Man kann in diesem Fall *äquivalente, dynamische Steifigkeiten* und *Dämpfungskonstanten* einführen. Die äquivalente Steifigkeit wird mit fallender Vorlast und mit größer werdender Amplitude kleiner!

7

Verknüpfung mit Streckenexperimenten

Die Ergebnisse von Laborexperimenten lassen sich nutzen, um Streckenexperimente besser zu verstehen und auszuwerten.

Wir beschränken uns hier auf Streckenexperimente mit Anregung durch einen Shaker oder einen Impulshammer, aus denen man gemessene Eingangsrezeptanzen erhält. In einem nächsten Schritt wird versucht, die mit einem Simulationsmodell ermittelten Eingangsrezeptanzen durch Parametervariation so an die gemessenen Eingangsrezeptanzen anzupassen, dass sich möglichst geringe Abweichungen ergeben. Auf diesem Wege erhält man einen Steifigkeits- und einen Dämpfungswert (k_p, c_p) für die Zwischenlage. Diese beiden Werte sind in dem Frequenzbereich gültig, in dem die Zwischenlage die Eingangsrezeptanz besonders stark beeinflusst. Das ist bei der zweiten Resonanzstelle (siehe Bild 2) der Fall. Wir nennen die auf diesem Wege gewonnene Steifigkeit und Dämpfung $k_{p,res}$ und $c_{p,res}$.

In erster Näherung kann man bei Zwischenlagen vom Typ der Zw 700 SGW annehmen, dass die Steifigkeit der Zwischenlage in der Nähe der Resonanzstelle nicht von der Frequenz abhängt und die (viskose) Dämpfung umgekehrt proportional zur Erregerfrequenz ist. Es gilt

$$k_p(f) \simeq k_{p,res}, \quad c_p(f) \simeq \frac{f_{res}}{f} c_{p,res} \quad (26)$$

Die bei Streckenversuchen mit einem Impulshammer erreichten Anregungsamplituden sind sehr niedrig. Die als Ergebnis ermittelten Werte $k_p(f)$ und $c_p(f)$ sind dann eine dynamische Tangentialsteifigkeit $k_{p,tang-dyn}$ und der zugehörige Dämpfungswert $c_{p,dyn-tang}$. Im unteren Mittelfrequenzbereich können, beispielsweise bei Anregung durch unrunde Räder, so hohe Anregungsamplituden auftreten, dass man eine äquivalente dynamische Steifigkeit für diesen Amplitudenbereich verwenden möchte. Eine Umrechnung ist nur möglich, wenn man von einem ähnlichen Typ einer Zwischenlage für irgendeine Frequenz \bar{f} das Verhältnis

$$\frac{k_{p,eq}(\bar{f}, \Delta R)}{k_{p,tang-dyn}(\bar{f})}$$

kennt. Dann gilt

$$k_{p,eq}(f, \Delta R) \simeq \frac{k_{p,eq}(\bar{f}, \Delta R)}{k_{p,tang-dyn}(\bar{f})} k_p(f),$$

$$c_{p,eq}(f, \Delta R) \simeq \frac{k_{p,eq}(\bar{f}, \Delta R)}{k_{p,tang-dyn}(\bar{f})} c_p(f) \quad (27)$$

8

Modellierungsvorschläge für Simulationsrechnungen

8.1

Modellierung für Frequenzbereichsrechnungen

Für Rechnungen im Frequenzbereich ist eine lineare Modellierung der Zwischenlage erforderlich. Man muss daher das Verhalten durch Steifigkeits- und Dämpfungswerte oder, was damit gleichbedeutend ist, durch eine komplexe Steifigkeit bestehend aus Real- und Imaginärteil beschreiben. Die hier untersuchte Zwischenlage Zw 700 SGW ist bezüglich ihrer komplexen Steifigkeit bis 1000 Hz nur relativ schwach frequenzabhängig. Die Zwischenlageneigenschaften hängen aber stark von der Vorlast R_0 und der Lastamplitude ΔR ab. Korrekterweise muss hier gesagt werden, dass die schwache Frequenzabhängigkeit bisher nur für kleine Lastamplituden ΔR nachgewiesen ist, da große Lastamplituden bei Frequenzen über 100 Hz im Labor bisher nicht realisierbar sind. Es muss also zunächst geklärt werden, für welche Vorlast R_0 die Untersuchungen durchgeführt werden sollen und welche Amplituden ΔR zu erwarten sind. Anhaltswerte zur Steifigkeit k'_p für die Zwischenlage Zw 700 SGW sind in Tabelle 3 zusammengestellt.

Tabelle 3. Messwerte für k'_p in Abhängigkeit von R_0 und ΔR (Der Wert für $R_0 = 25$ kN und $\Delta R = 25$ kN wurde geschätzt. Er muss durch Messungen abgesichert werden)

| | $R_0 = 25$ kN | $R_0 = 43$ kN |
|---------------------|-----------------------|---------------|
| $\Delta R = 25$ kN | 68 kN/mm ³ | 91 kN/mm |
| $\Delta R \ll 1$ kN | 90 kN/mm | 220 kN/mm |

In Tabelle 3 werden zunächst die Werte für k'_p in Abhängigkeit von R_0 und ΔR , die sich aus den Laboruntersuchungen ergeben, zusammengestellt. Die Ergebnisse in der letzten Zeile wurden hierbei aus Bild 14 bei etwa 100 Hz abgegriffen, der Wert in der mittleren Zeile, letzte Spalte, wurde aus Bild 12 übernommen, wobei angenommen wurde, dass es zwischen 30 und 100 Hz zu keinen nennenswerten Veränderungen mehr kommt. Der Realteil k'_p der komplexen Steifigkeit der Zw 700 SGW lässt sich damit in Abhängigkeit von R_0 und ΔR näherungsweise bilinear approximieren. Auch für den Imaginärteil k''_p kann man eine derartige bilineare Approximation verwenden.

Mit einer weiteren Vereinfachung lässt sich die Dämpfung im nieder- und mittelfrequenten Bereich als Strukturdämpfung ansetzen. Der Imaginärteil der komplexen Steifigkeit wird dann proportional zum Realteil angenommen

$$k''_p = \eta k'_p \quad (28)$$

Die Proportionalitätskonstante ist der Verlustfaktor η . Für die Zw 700 gilt aufgrund von Bild 14 annähernd

$$k''_p \simeq 0,10 k'_p \quad (29)$$

Die hier vorgeschlagene Approximation gilt nur für die Zwischenlage Zw 700 SGW im nieder- und mittelfrequenten Bereich, d.h. bis etwa 400 Hz. Sie ist für große Lastamplituden bei Frequenzen über 40 Hz nicht abgesichert.

Für Zwischenlagen des gleichen Typs (Gummi, beidseitig glatte Oberflächen) sind ähnliche Ergebnisse zu erwarten. Zur Ermittlung der Konstanten sind allerdings immer gesonderte Untersuchungen erforderlich. Das gilt selbstverständlich für Zwischenlagen von einem völlig anderen Typ, also für Zwischenlagen aus anderem Material oder für Zwischenlagen, bei denen Hohlräume oder Profilierungen vorliegen.

Dieser Modellierungsvorschlag hat für Simulationsrechnungen zwei Konsequenzen:

1. die Zwischenlage verhält sich bei hohen Vorlasten grundsätzlich steifer, als bei niedrigen Vorlasten. Steht ein Rad genau über der Schwelle, so wäre eine Vorlast von etwa 43 kN anzusetzen, bei den Nachbarschwellen etwa nur 25 kN und bei den übernächsten Schwellen nur die Klemmenvorspannung von 18 kN. Bei gelockerten Klemmen kann die Vorspannung sogar auf 0 kN zurückgehen.
2. Bei hohen Lastamplituden verhält sich die Zwischenlage weicher, als bei niedrigen Lastamplituden. Für Simulationsrechnungen zur Erfassung der Auswirkungen periodischer Störungen (unrunde Räder, Riffeln) müssen daher die Parameter der Zwischenlagen an die Lastschwankungen angepasst werden. Wenn man sich für die Auswirkungen bei großen Lastschwankungen interessiert, reicht es zumeist aus, die Parameter der Zwischenlage für große Lastschwankungen zu verwenden.

8.2

Modellierung für den Zeitbereich

Die Modellierung für den Zeitbereich ist deutlich problematischer, da das nichtlineare Verhalten zu erfassen ist.

Dem nichtlinearen Verhalten wird Rechnung getragen, indem ein nichtlineares Last-Verformungs-Diagramm verwendet wird, das dem aufsteigenden Ast der Hysteresekurve entspricht. Die Hysteresekurve darf allerdings nicht aus quasistatischen Versuchen übernommen werden, sondern aus Versuchen mit Belastungsfrequenzen zwischen 5 und 40 Hz. Die Kurve verläuft dann etwas steiler als bei quasistatischer Belastung. Zu berücksichtigen ist ferner, dass aufgrund der Klemmenvorspannung auch ohne Radlast stets eine Vorlast von etwa 18 kN vorliegt.

Parallel zu dieser nichtlinearen Feder wird ein viskoser Dämpfer mit einer äquivalenten Dämpfungskonstante angeordnet. Diese äquivalente Dämpfungskonstante muss aus dem Imaginärteil der komplexen äquivalenten Steifigkeit abgeleitet werden, wobei diejenige Frequenz zugrunde gelegt wird, die dem hauptsächlich interessierenden Frequenzbereich entspricht. Die Dämpfungskonstante ist außerdem noch von der Vorlast und der Lastamplitude abhängig. Diese doppelte Abhängigkeit lässt sich nur in Sonderfällen (z.B. bei Riffelüberrollung) und auch dann nur näherungsweise berücksichtigen. Als Kompromiss wird vorgeschlagen, eine mittlere Dämpfungskonstante für den gesamten Bereich von Vorlasten und Lastschwankungen zu verwenden.

9

Zusammenfassung und offene Fragen

Es wurde über Laborversuche berichtet, mit denen die mechanischen Eigenschaften der Zwischenlage Zw 700 SGW ermittelt wurden. Das quasistatische Verhalten ist deutlich nichtlinear. Steifigkeit und Dämpfung bei dynamischer Belastung sind stark vorlast- und weniger stark frequenzabhängig. Es wird empfohlen, zwischen unterschiedlich definierten Steifigkeiten zu unterscheiden, da sich nur dann die Ergebnisse von Streckenversuchen eindeutig interpretieren lassen.

Im folgenden sind einige offene Fragen zusammengestellt:

- Systematische Untersuchung der gebräuchlichen Zwischenlagen mit dem Ziel, alle für eine lineare Modellierung erforderlichen Eigenschaften zu erfassen. Im wesentlichen sind das:
 1. Äquivalente Steifigkeit und Dämpfung als Funktion der Vorlast, der Lastamplitude und der Frequenz;
 2. Dynamische Tangentialsteifigkeit und zugehöriger Dämpfungswert als Funktion von Vorlast und Frequenz.
- Genauere Untersuchung im Übergangsbereich zwischen (etwa) 0,2 Hz und 10 Hz.
- Aussagen dazu, welche Dämpfungswerte in den einzelnen Frequenzbereichen wünschenswert sind.
- Messungen im Frequenzbereich von 40 bis 1500 Hz mit größeren Lastamplituden, um abgesicherte Aussagen für z.B. die Simulation von Riffelüberrollungen zur Verfügung zu haben.
- Messungen im Frequenzbereich von 2 bis 5 kHz, um die Ergebnisse auch für akustische Untersuchungen einsetzen zu können.

- Entwicklung eines Stoffgesetzes für das für Zwischenlagen und Zwischenplatten verwendete Gummimaterial oder Elastomer-Material.
- Untersuchung der eigentlichen Materialeigenschaften von Miniprüben. Berechnung der Eigenschaften der Zwischenlage mit einem FE-Verfahren.

Literatur

1. **Knothe, K.; Yu, M.; Ilias, H.:** Studie zu Eigenschaften von Zwischenlagen. Studie im Auftrag der DB AG, Institut für Luft- und Raumfahrt, TU Berlin 1997
2. **Knothe, K.; Ilias H.:** Simulation der Gleisdynamik bei Verwendung kontinuumsmechanischer Modelle für Zwischenlagen – Abschlussbericht zum gleichnamigen DFG-Vorhaben 1998
3. **N.N.:** Technische Lieferbedingungen für die Zwischenlagen unter Schienen. UIC-Merkblatt 864-5 V, 4. Ausgabe, 01.01.1986, UIC, Internationaler Eisenbahnverband 1986
4. **N.N.:** Methods of test for fastening systems for use in railway tracks. CEN/TC2565/SCI/WG 17. Trackwork-rail fastening system. Document WG 17 N85 1998
5. **N.N.:** Elastische Elemente im Oberbau von Schienenbahnen. Teil 1: Ermittlung statischer und dynamischer Kennwerte im Labor. E-DIN 45673-1, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin 1998
6. **N.N.:** Technische Lieferbedingungen. Elastische Zwischenlagen und Zwischenplatten. TL 918 235 (Entwurf 3), Deutsche Bahn AG 1998
7. **Cox, S.J.:** Copull rail pad experiment – track dynamics. Pandrol Report No. 1057, Pandrol Intl. Ltd. 1986
8. **Rhodes, D.:** Review of Pandrol on-track test programme, 1984–1990. Pandrol report No. 1243, Issue 3, Pandrol Intl. Ltd. 1991
9. **Knothe, K.; Grassie, S.L.:** Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies. Vehicle System Dynamics 22(3–4) (1993) 209–262
10. **Hempelmann, K.:** Short pitch corrugation on railway rails – A linear model for prediction. VDI Fortschritt-Berichte (zugleich Dissertation TU Berlin), Reihe 12, Nr. 231. VDI-Verlag, Düsseldorf 1994
11. **Knothe, K.:** Gleisdynamik. Ernst & Sohn, Berlin 2001
12. **Kanamori, T.:** A few experiments on elasticity of rubber pad. JNR, Railway Technical Review, Quarterly Reports, 21(4) (1980) 187
13. **van't Zand, J.:** Experimental evaluation of dynamic properties of rail pads at lower temperatures (revised copy). Report No. 7-88-105-8, Delft University of Technology, Department of Civil Engineering, Road and Railroad Research Laboratory 1990
14. **van't Zand, J.:** Assessment of dynamic characteristics of rail pads. Rail Engineering International 23(4) (1994) 15–17
15. **Thompson, D.J.; Vliet, W.J. van:** Measurement of the high frequency dynamic properties of Swedish railpads. Report TPD-HAG-RPT-960066, TNO Institute of Applied Physics 1996
16. **Wang, A.:** Tests on studded rubber railpads to establish a technique for measurement of high frequency dynamic stiffness of railpads. Pandrol Report No. 41369-1, Pandrol Ltd., London 1997
17. **Lambertz, S.:** Nichtlineares Materialgesetz für technische Gummiwerkstoffe mit deformationsabhängigen Eigenschaften und seine experimentelle Überprüfung an Gummifederelementen. Dissertation, RWTH Aachen 1994
18. **Haupt, P.:** Continuum Mechanics and Theory of Materials. Springer, Berlin e.a 2000
19. **Bertram, A.:** Persönliche Mitteilung 1998
20. **Haupt, P.:** On the thermodynamic representation of viscoplastic material behavior. Mitteilung des Instituts für Mechanik 3/1995, Universität Kassel – Gesamthochschule 1995
21. **Haupt, P.; Sedlan, K.:** Viscoplasticity of elastomeric materials: experimental facts and constitutive modelling. Archive of Applied Mechanics 71 (2001) 89–109

Nachtrag bei der Korrektur

Es soll noch auf eine soeben erschienene Arbeit von Haupt und Sedlan [21] hingewiesen werden, in der über Laboruntersuchungen von Proben für ein mit Rußpartikeln

gefülltes Gummimaterial berichtet wird, das allerdings nicht geschäumt ist. Das dort eingesetzte Materialgesetz könnte auch für das Material der Zwischenlagen geeignet sein.