

# Un dispositif pour la caractérisation des propriétés amortissantes de matériaux viscoélastiques non-linéaires en cisaillement

Martial Rousseau , Florent Haddad , Yves Gourinat

## *Résumé*

Les matériaux viscoélastiques sont largement utilisés dans la conception de suspensions antivibratoires passives. Dans ces dispositifs, les éléments subissent de fortes amplitudes de déformation, imposant aux concepteurs la prise en compte des non-linéarités qui en découlent. Dans le cadre de cette application, nous présentons un dispositif de caractérisation du comportement de ces matériaux en cisaillement simple et régime sinusoïdal. Les résultats sont exposés sous la forme d'une extrapolation au domaine non-linéaire des concepts linéaires classiques de module de cisaillement et facteur de perte. Le caractère fortement non-linéaire des lois de comportement est mis en évidence. Ce dispositif expérimental permet de mesurer les caractéristiques matériaux sur de larges plages de fréquences et d'amplitude de déformation, sans imposer d'hypothèses fortes quant à la formulation des lois de comportements. Il a été mis en oeuvre en vue de valider la conception de supports de systèmes aérospatiaux embarqués.

## **1. Introduction**

Le comportement en régime dynamique des matériaux viscoélastiques de type caoutchouc et silicone est ici considéré pour une utilisation dans des systèmes passifs de filtrage des vibrations de choc. La conception et l'optimisation de ces dispositifs imposent la connaissance fine des lois de comportement de ces matériaux utilisés à la fois comme élément souple (ressort) et comme élément amortissant.

En effet, pour ce type de structures, les bâtis et les éléments suspendus à isoler étant généralement très rigides, la réponse dynamique de l'ensemble sous sollicitation sinusoïdale transitoire ou aléatoire est pilotée par les seules caractéristiques de l'élément souple en terme de raideur et d'amortissement, du moins en basse et moyenne fréquences.

## Nomenclature

$\gamma(t)$	déformation
$\sigma(t)$	contrainte
$G^*$	module de cisaillement complexe en théorie linéaire
$G'$ et $G''$	parties réelle et imaginaires du module $G^*$
$\tan \delta$	tangente de l'angle de perte
$G(t)$	fonction relaxation en théorie linéaire
$i$	nombre complexe tel que $i^2 = -1$

$S$	surface de collage de l'échantillon testé
$e$	épaisseur de l'échantillon testé
$G_i^*(\omega, \gamma_0)$	module de cisaillement complexe d'ordre $i$ en théorie non-linéaire
$G_i'(\omega, \gamma_0)$ et $G_i''(\omega, \gamma_0)$	parties réelles et imaginaires du module $G_i^*(\omega, \gamma_0)$
$G_i(t)$	fonction relaxation d'ordre $i$ en théorie non-linéaire

Il est reconnu que les matériaux viscoélastiques ont un comportement globalement non-linéaire. Cette caractéristique est particulièrement importante dans notre application où l'élément souple peut subir des niveaux de déformation très variables en présence d'excitations basses fréquences centrées autour de la première zone de résonance de la suspension. Il est à noter que la notion de fréquence de résonance n'a pas de sens univoque pour un système non-linéaire, d'où l'utilisation du terme « zone de résonance ».

Dans cette étude, nous avons cherché à caractériser le comportement en régime dynamique de trois échantillons de matériaux de type caoutchouc et silicone en cisaillement simple, matériaux destinés à être implantés dans le prototype de suspension d'un système aérospatial embarqué. Le choix du cisaillement est motivé par le fait que les structures travaillant en cisaillement ont un amortissement important par rapport à celles travaillant en extension. Un dispositif expérimental permettant d'extraire les caractéristiques mécaniques des échantillons en régime sinusoïdal a été réalisé et mis en œuvre. Celui-ci permet d'étudier leur comportement sur une large plage de fréquences et d'amplitude de déformation, indispensable pour l'application considérée.

Le symbole \* en exposant désigne la notation complexe des grandeurs mécaniques sinusoïdales. Il n'a pas dans cet article la signification du complexe conjugué, souvent rencontrée.

Par convention, nous désignons par « essai de cisaillement simple » une configuration dans laquelle la couche de polymère est testée entre deux inserts métalliques. Un « essai de double cisaillement » désigne la configuration dans laquelle deux couches de polymères sont testées entre trois inserts (Fig. 1).

## 2. Définition du problème : rappel théorique

Une première représentation analytique du comportement de ces matériaux est la théorie linéaire de la viscoélasticité. Dans le cas d'un matériau isotrope, homogène, travaillant en cisaillement simple, la relation contrainte-déformation

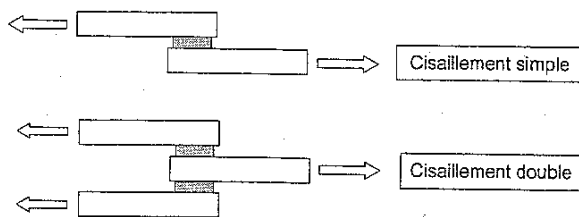


Fig. 1. Principe du simple et double cisaillement.

Fig. 1. Simple and double shear system.

peut alors s'écrire sous forme d'une intégrale d'hérédité s'écrivant [1] :

$$\sigma(t) = \int_{-\infty}^t G(t-u) \frac{D\gamma(u)}{Du} du$$

où  $\sigma(t)$  et  $\gamma(t)$  sont la contrainte et la déformation et  $G(t)$  la fonction relaxation du matériau.

La dérivée temporelle est à entendre au sens des distributions pour tenir compte d'éventuelles discontinuités. De plus, les déformations, comme les fonctions de relaxation sont des fonctions causales (nulles pour  $t < 0$ ). Ainsi, pour des déformations continues pour  $t > 0$ , cette relation s'écrit :

$$\sigma(t) = G(t)\gamma(0^+) + \int_0^t G(t-u)\dot{\gamma}(u) du$$

où  $\dot{\gamma}(t)$  désigne la dérivée au sens classique de la déformation.

Pour une déformation sinusoïdale  $\gamma(t) = \gamma_0 \sin(\omega t)$ , cette relation peut s'écrire sous une forme simplifiée :

$$\sigma(t) = G' \gamma_0 \sin(\omega t) + G'' \gamma_0 \cos(\omega t)$$

Le module complexe de cisaillement  $G^* = G' + iG''$  est généralement utilisé pour écrire la relation ci-dessus en notation complexe :

$$\sigma(t)^* = G^* \gamma(t)^*$$

où l'indice \* représente la notation complexe classique.

La partie réelle  $G'$  de  $G^*$  représente l'élasticité du matériau, contrainte en phase avec la déformation, tandis que l'argument, dénommé angle de perte, caractérise le pouvoir

dissipatif (dissipation de l'énergie mécanique sous forme de chaleur). On considère généralement la tangente de cet angle, définie par :

$$\tan \delta = \frac{G''}{G'}$$

Le module complexe est fonction de la fréquence de sollicitation, dépendance que l'on peut prendre en compte dans le cadre de la théorie linéaire. De plus l'expérience montre que  $G^*$  dépend également fortement du niveau de déformation imposé à l'échantillon. Le module complexe de cisaillement est donc une fonction de la pulsation  $\omega$  et de l'amplitude de la déformation  $\gamma_0$ . La théorie linéaire, bien que permettant d'exposer de façon simple la viscoélasticité, est donc totalement insuffisante pour notre application.

Les mesures tirées des essais intègrent deux types de non-linéarité : celles d'origine géométrique, et celles provenant du comportement du matériau, notamment en grande déformation. Cependant, les résultats cette étude étant destinés à être utilisés par des industriels, nous cherchons à extraire des paramètres simples, de type module de cisaillement et angle de perte, directement utilisables pour le dimensionnement d'une suspension. Ainsi, les résultats de ces essais sont analysés uniquement du point de vue des lois de comportement, sans chercher à quantifier les effets géométriques.

Dans le domaine non-linéaire, bon nombre de lois de comportement ont été proposées. Mooney et Rivlin ont été les premiers à définir des lois paramétriques pour modéliser les caoutchoucs dans les années 40. La loi de comportement non-linéaire la plus générale pour un matériau viscoélastique homogène a été développée par Rivlin et Green en 1957 (formulation de type multi-intégrale [2]). Pour un seul degré de liberté, la relation contrainte déformation peut alors s'écrire comme une série infinie [3] définie ci-dessous sous sa forme la plus générale par ses trois premiers termes :

$$\begin{aligned} \sigma(t) = & \int_{-\infty}^t \frac{D\gamma(u_1)}{Du_1} G_1(t-u_1) du_1 \\ & + \int_{-\infty}^t \int_{-\infty}^t \frac{D\gamma(u_1)}{Du_1} \frac{D\gamma(u_2)}{Du_2} \\ & \cdot G_2(t-u_1, t-u_2) du_1 du_2 \\ & + \int_{-\infty}^t \int_{-\infty}^t \int_{-\infty}^t \frac{D\gamma(u_1)}{Du_1} \frac{D\gamma(u_2)}{Du_2} \frac{D\gamma(u_3)}{Du_3} \\ & \cdot G_3(t-u_1, t-u_2, t-u_3) du_1 du_2 du_3 + \dots \end{aligned}$$

où les  $G_i(t)$  sont les fonctions de relaxation d'ordre  $i$  du matériau,  $i = 1, 2, 3, \dots$

Comme dans le cas linéaire,  $D/Du_i$  désigne la dérivée au sens des distributions. De plus, la déformation et les fonctions de relaxation sont à nouveau des fonctions causales (nulles pour  $t < 0$ ).

Si le matériau est soumis à une déformation sinusoïdale  $\gamma(t) = \gamma_0 \sin(\omega t)$  alors la contrainte s'écrit :

$$\begin{aligned} \sigma(t) = & G_0(\omega)\gamma_0^2 + G'_1(\omega, \gamma_0)\gamma_0 \sin(\omega t) \\ & + G''_1(\omega, \gamma_0)\gamma_0 \cos(\omega t) + G'_2(\omega, \gamma_0)\gamma_0^2 \sin(2\omega t) \\ & + G''_2(\omega, \gamma_0)\gamma_0^2 \cos(2\omega t) + G'_3(\omega, \gamma_0)\gamma_0^3 \sin(3\omega t) \\ & + G''_3(\omega, \gamma_0)\gamma_0^3 \cos(3\omega t) + \dots \end{aligned} \quad (1)$$

Toutes les fonctions  $G_i^*(\omega, \gamma_0) = G'_i(\omega, \gamma_0) + iG''_i(\omega, \gamma_0)$  ainsi définies et qui peuvent être qualifiées de « module complexe d'ordre  $i$  » caractérisent complètement le matériau. Le fait que cette formulation soit une extension de la théorie linéaire apparaît ici clairement : celle-ci se retrouve en restreignant la formulation à l'ordre un. L'apparition d'harmoniques supérieurs est caractéristique des phénomènes non-linéaires.

Se fondant sur le caractère positif de l'énergie mécanique emmagasinée, Christensen [4] a montré que dans le cas du cisaillement simple les termes pairs de ce développement disparaissent (antisymétrie de la relation contrainte-déformation).

La forme de l'Éq. (1) incite à représenter la contrainte  $\sigma(t)$  par une série de Fourier. Ainsi, connaissant la réponse du matériau à une déformation sinusoïdale, il est *a priori* possible en identifiant chaque terme de la série de remonter aux fonctions  $G_i^*(\omega, \gamma_0)$ .

### 3. Caractérisation expérimentale viscoélastique : état de l'art

De nombreux dispositifs expérimentaux permettant la caractérisation des matériaux viscoélastiques ont été décrits au cours des 10 dernières années. En particulier, plusieurs communications présentées lors du congrès « Damping 91 » tenu à San Diego [5-12] ont permis d'évaluer les avancées dans ce domaine. Ces dispositifs sont généralement basés sur deux méthodes différentes, qualifiables de méthodes « directes » et « indirectes ».

La première, « *Direct stiffness method* » dans la littérature anglo-saxonne, repose sur l'application directe d'un effort sur un échantillon placé en série avec un capteur d'effort fixé à une armature infiniment rigide. Le déplacement du bord libre de l'échantillon est également mesuré avec un capteur adéquat. Dans la mesure où les hypothèses de rigidité du bâti sont vérifiées, l'expérimentateur a directement accès à la contrainte et à l'allongement  $\sigma(t)$  et  $\gamma(t)$  de la relation (1). Cependant, pour des matériaux très rigides en phase vitreuse ou à basse température, cette méthode n'est pas utilisable car l'hypothèse de rigidité infinie de l'armature n'est alors plus vérifiée.

Les méthodes indirectes sont basées sur l'utilisation d'un système résonant permettant de déduire de façon indirecte les caractéristiques du matériau. Le test par barre élastique en flexion dynamique amortie ou « barres Oberst » est le plus couramment utilisé [11]. Dans ce dispositif, le matériau viscoélastique est adhésivé sur une poutre métallique encastree et dont l'extrémité libre est excitée. Les caractéristiques du

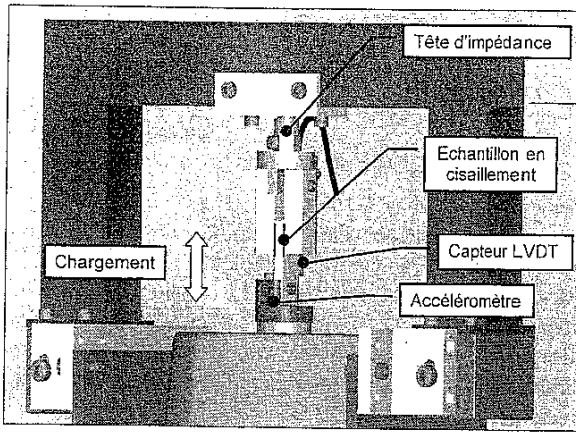


Fig. 2. Dispositif expérimental.

Fig. 2. Experimental device.

matériau sont déduites indirectement par calcul à partir de la réponse de la barre. Masterson [13] a récemment proposé une méthode similaire, basée sur la mise en résonance d'une masse suspendue par l'échantillon à tester. Une vibration aléatoire large bande, assimilable à un bruit blanc est alors appliquée à la base du système. A nouveau, les caractéristiques de l'échantillon sont déterminées indirectement par calcul. Afin de rendre le problème solvable, toutes ces méthodes sont fondées sur une hypothèse de linéarité de comportement de l'échantillon, hypothèse *a priori* inacceptable pour notre application. De plus, elles ne permettent pas d'appliquer à l'échantillon des amplitudes de déformation importantes. Cependant, Jones [11] a montré que pour les faibles déformations et moyennant une analyse fine et une correction des causes d'erreurs, les deux types d'essais donnaient des résultats comparables. Enfin, précisons que cette distinction entre méthode directe et indirecte n'a de sens que dans une plage définie de fréquences et de raideur d'échantillon. Dans un système utilisant la mesure directe de raideur, les modes de vibration du bâti et les raideurs nécessairement finies des capteurs d'effort fixés aux échantillons provoquent également l'apparition de résonances, cette fois indésirables. Ces phénomènes doivent alors être pris en compte au niveau du dépouillement des résultats.

#### 4. Présentation du banc dynamique

##### 4.1. Principe du montage

Nous avons conçu un dispositif expérimental fondé sur la mesure directe de raideur, principe bien adapté aux besoins de l'étude. La configuration du banc a donc été décrite plus haut : application directe de charge sur un échantillon placé en série avec capteur d'effort fixé à une armature supposée infiniment rigide. Le système est présenté Fig. 2.

Trois matériaux polymères aux propriétés amortissantes ont été choisis pour cette caractérisation : deux caoutchoucs

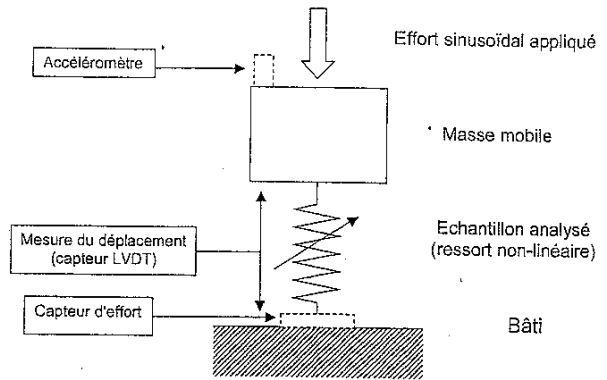


Fig. 3. Schéma équivalent au dispositif.

Fig. 3. Equivalent diagram of the device.

synthétiques et un silicone. En fonction de l'instrumentation disponible, l'objectif était de se conformer au cahier des charges suivant :

- caractérisation sur une plage de déformations et de fréquences conforme à celle observée sur des amortisseurs en fonctionnement : jusqu'à 100 % de déformation et des fréquences d'excitation atteignant 500 Hz ;
- minimisation des précontraintes appliquées à l'échantillon et utilisation d'éprouvettes de simple et double cisaillement ;
- grande différence de raideur entre l'échantillon et le bâti support ;
- extraction des fonctions  $G_i^*(\omega, \gamma_0)$ .

Le besoin d'une amplitude de déformation élevée et la mise en œuvre d'un pot vibrant de, 100 N comme source d'effort imposaient l'utilisation d'échantillons de faible rigidité. A titre d'exemple, pour un matériaux dont le module est de 1 MPa, avec une épaisseur de 2 mm, la surface de collage doit être inférieure à 1 cm<sup>2</sup> pour assurer une déformation de 100 % avec le niveau maximum d'effort disponible. Les matériaux ont été choisis dans une gamme de dureté faible à moyenne : 30 à 70 dureté Shore. Cette échelle ne reflète pas de manière linéaire la raideur des matériaux, mais en donne toutefois une indication. Ce type de dureté associée à de faibles dimensions de l'éprouvette garantit une raideur faible compatible avec l'hypothèse de raideur infinie du support. Par contre, cette raideur restreint les mesures possibles en petites déformations, compte tenu du faible niveau des efforts appliqués, non mesurables avec le capteur choisi.

Le principe physique de l'essai limite également les valeurs maximales de fréquences et d'amplitude de déplacement exploitable au cours de l'essai. En effet, comme le montre la Fig. 3, ce banc d'essai est équivalent à un système masse ressort non-linéaire. En terme de fréquences d'excitation, le système possède donc une zone de résonance au-delà de laquelle l'effort n'est plus transmis au matériau. La masse mobile étant définie par le choix du pot vibrant utilisé, cette

zone de résonance est fixée par la raideur de l'échantillon étudié. Au cours de ces essais, cette zone se situait entre 100 et 200 Hz. Les amplitudes de déformations appliquées sont donc faibles au-delà de cette zone.

En basse fréquence, la mesure est limitée par les caractéristiques de la source d'effort, et plus particulièrement l'amplificateur de puissance fournissant le courant à la bobine mobile du pot vibrant. Dans notre cas, 2 Hz constitue la limite inférieure possible.

#### 4.2. Hypothèses de travail

Des échantillons de base carrée ont été caractérisés : 1 cm<sup>2</sup> pour 2 mm d'épaisseur. Les matériaux testés seront désignés comme « caoutchouc n° 1 », « caoutchouc n° 2 » et « silicone amortissant ». La configuration des éprouvettes est la suivante :

- caoutchouc n° 1 et 2 : éprouvette de simple cisaillement, échantillon polymérisé directement sur l'insert métallique ;
- silicone amortissant : éprouvette de double cisaillement, échantillon collé sur l'insert métallique.

Les contraintes et déformations sont supposées homogènes au sein de l'échantillon et parfaitement axiaux. Cette condition impose *a priori* l'utilisation systématique du double cisaillement afin de rendre le système symétrique et annuler les contraintes transversales sur l'axe du pot vibrant. Les contraintes de coût et de délais liées au caractère industriel de cette étude ont cependant imposé le simple cisaillement pour les caoutchoucs. Dans ces conditions, l'hypothèse de déformations uniformes dans l'échantillon nous permet de modéliser les contraintes par une répartition uniforme, soit :

$$\sigma(t) = \frac{F(t)}{S} \quad (2)$$

où  $F(t)$  est l'effort mesuré et  $S$  la surface d'adhésion. De même, la déformation est définie par :

$$\gamma(t) = \frac{x(t)}{e} \quad (3)$$

où  $x(t)$  est le déplacement mesuré et  $e$  l'épaisseur de l'échantillon.

La déformation appliquée à l'échantillon est supposée purement sinusoïdale afin de se conformer aux conditions du modèle décrit par l'Éq. (1). En réalité, comme le montre le schéma de principe, seule l'entrée du système, c'est à dire l'effort appliqué à la masse mobile, est purement sinusoïdale. Effort et déformation au niveau de l'échantillon sont couplés de façon non-linéaire. Cependant, nos essais montrent que le taux d'harmonique du signal de déplacement ne dépasse jamais 4%, 96% restant au fondamental.

Les phénomènes de vieillissement et de rodage des matériaux ne sont pas étudiés au cours de ces essais.

En particulier, l'effet Mullins [14], se caractérise par un assouplissement de l'échantillon après l'application des premiers cycles de chargement à même amplitude maximale de déformation.

Les résultats de ces essais doivent permettre de prédire le comportement d'une suspension opérationnelle, donc déjà rodée. Les éprouvettes utilisées sont donc rodées artificiellement par application pendant quelques cycles du niveau maximal de déformation utilisé en cours de caractérisation, jusqu'à stabilisation des caractéristiques. Ainsi, le matériau testé et le matériau mis en œuvre dans la suspension à dimensionner ont des caractéristiques *a priori* très proches.

#### 4.3. Méthode de dépouillement

Un essai est effectué pour chaque valeur de la pulsation  $\omega$  et de l'amplitude de déformation  $\gamma_0$ , le système d'acquisition enregistrant les signaux suivant :

- effort appliqué à l'échantillon avec une tête d'impédance ;
- déplacement relatif bâti-masse mobile du pot vibrant avec un capteur de déplacement de type LVDT ;
- accélération au niveau de la tête du pot vibrant ;
- accélération au niveau du bâti avec la tête d'impédance, permettant de valider l'hypothèse de rigidité de celui-ci.

Une fréquence d'échantillonnage égale à cinquante fois celle de la fréquence d'excitation a été choisie. Les deux premières secondes de l'essai ne sont pas pris en compte afin d'éliminer le transitoire provoqué par la mise en mouvement du système. La contrainte et la déformation sont calculées en utilisant les relations (2) et (3). Les caractéristiques de ces signaux, amplitudes, fréquences et déphasages, sont calculées en utilisant une adaptation de la méthode de Prony [15]. Un signal peut être représenté par un modèle de Prony s'il est constitué d'une somme de sinusoïdes exponentiellement amorties superposés à un bruit blanc. Le signal discret peut alors s'écrire :

$$\sigma(n \Delta t) = \sum_{i=1}^L \sigma_i e^{\alpha_i n \Delta t} \cos(\omega_i n \Delta t + \theta_i)$$

où  $\sigma_i$ ,  $\theta_i$ ,  $\alpha_i$ , et  $\omega_i$  sont respectivement les amplitudes, les phases à l'origine, les amortissements et les pulsations de chaque composante fréquentielle,  $\Delta t$  le pas de temps du signal numérique et  $L$  le nombre d'harmoniques du modèle.

Dans notre cas, le signal étant stationnaire, l'amortissement de ces exponentielles est simplement nul. L'algorithme de Prony permet alors de calculer le jeu de paramètres  $\sigma_i$ ,  $\theta_i$ ,  $\alpha_i$ , et  $\omega_i$  qui se ramène à la décomposition en série de Fourier du signal étudié. En utilisant l'expres-

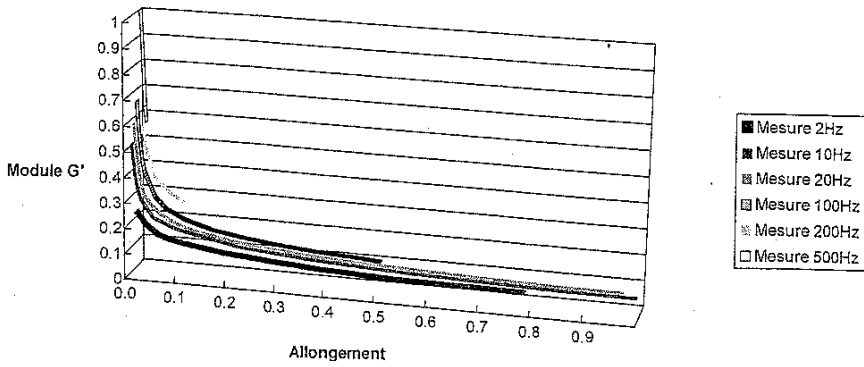


Fig. 4. Module  $G'_i(\omega, \gamma_0)$  du silicone amortissant (échelle linéaire).  
 Fig. 4. Storage modulus of silicone (linear scale).

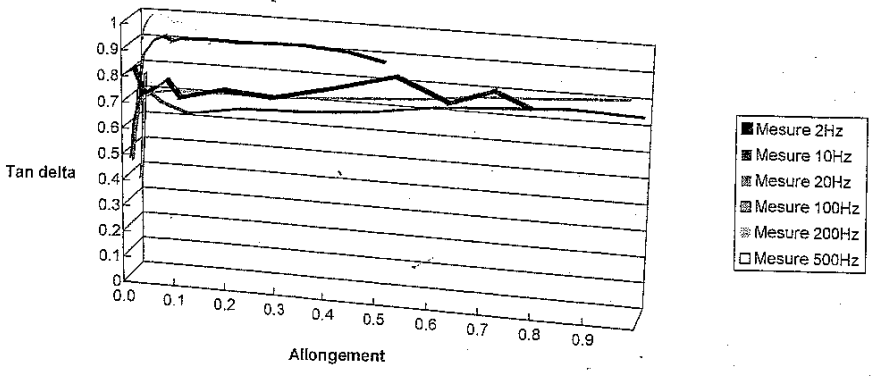


Fig. 5. Tangente d'angle de perte du silicone amortissant (échelle linéaire).  
 Fig. 5.  $\tan \delta$  of silicon (linear scale).

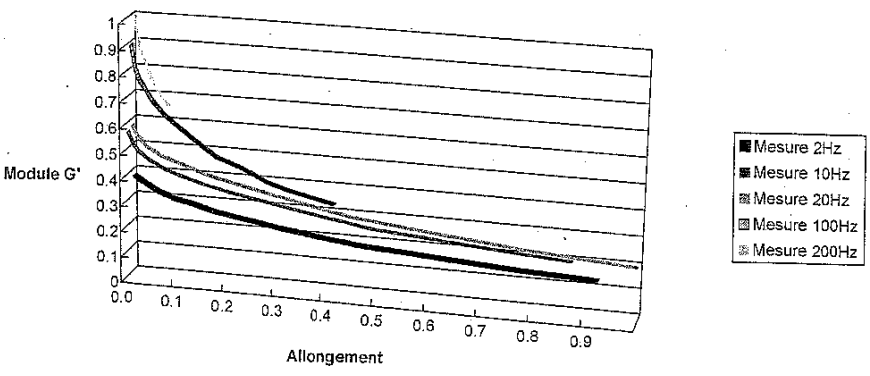


Fig. 6. Module  $G'_i(\omega, \gamma_0)$  du caoutchouc n° 1 (échelle linéaire).  
 Fig. 6. Storage modulus of rubber n° 1 (linear scale).

sion (1), il est alors possible de déterminer les fonctions  $G'_i(\omega, \gamma_0) = G'_i(\omega, \gamma_0) + iG''_i(\omega, \gamma_0)$  recherchées.

Au-dessus de 200 Hz, en raison des faibles amplitudes en jeu, le signal d'accélération est utilisé à la place de celui du capteur LVDT pour calculer de déplacement. La méthode de dépouillement permettant d'écrire les signaux de mesure sous forme de série de Fourier, le déplacement est alors calculable à partir de l'accélération sans utiliser de méthode numérique.

### 5. Présentation des résultats

Le taux d'harmoniques des signaux mesurés est faible, inférieur à 4% pour le déplacement et inférieur à 10% pour l'effort. Dans ces conditions, seul le module d'ordre un,  $G'_i(\omega, \gamma_0) = G'_i(\omega, \gamma_0) + iG''_i(\omega, \gamma_0)$  correspondant au fondamental de la fréquence d'excitation est présenté. En fait, les harmoniques supérieures étant partiellement noyées dans le bruit des capteurs, l'algorithme de Prony utilisé ici

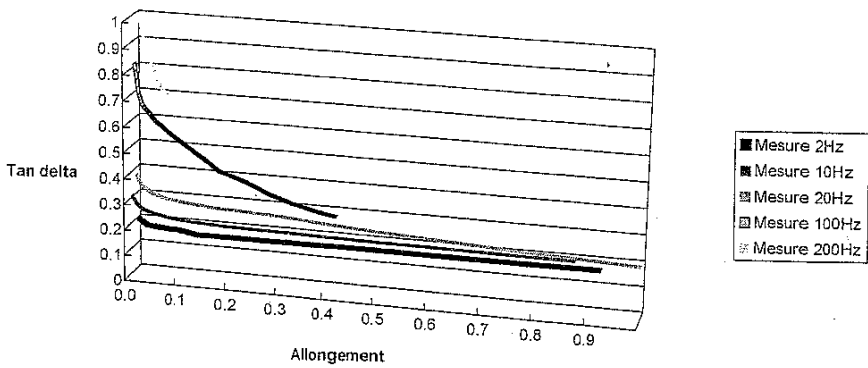


Fig. 7. Tangente d'angle de perte du caoutchouc n° 1 (échelle linéaire).

Fig. 7.  $\tan \delta$  of rubber n° 1 (linear scale).

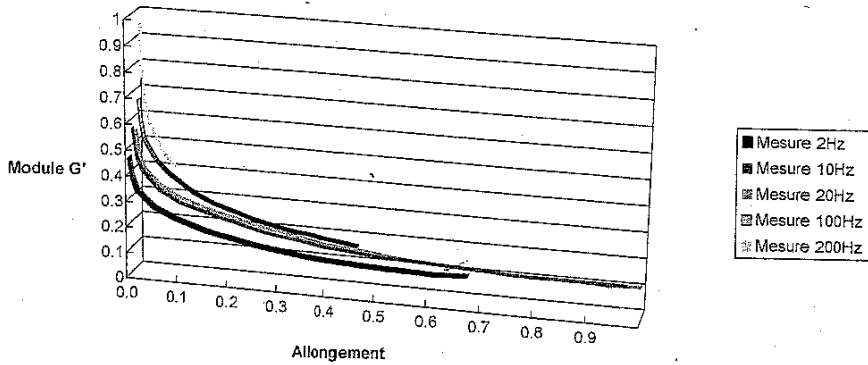


Fig. 8. Module  $G'_1(\omega, \gamma_0)$  du caoutchouc n° 2 (échelle linéaire).

Fig. 8. Storage modulus of rubber n° 2 (linear scale).

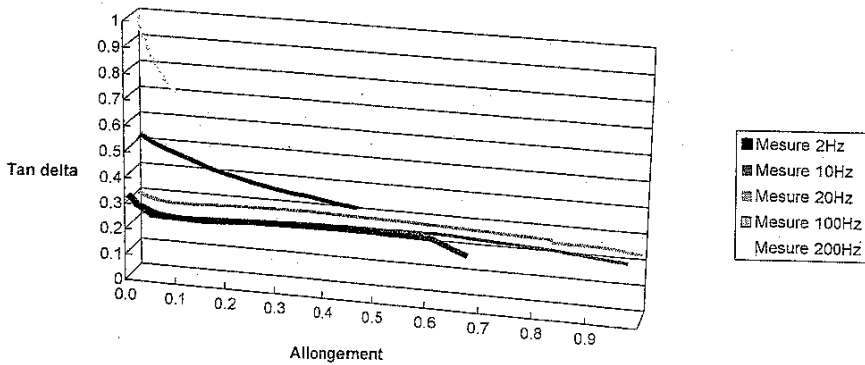


Fig. 9. Tangente d'angle de perte du caoutchouc n° 2 (échelle linéaire).

Fig. 9.  $\tan \delta$  of rubber n° 2 (linear scale).

ne permet pas d'obtenir leurs paramètres avec suffisamment de précision. Cependant, une étude est en cours pour essayer d'extraire des informations de ces harmoniques.

Conformément à l'hypothèse émise plus haut, le taux d'harmoniques paires est très faible. Les faibles niveaux mesurés, de l'ordre de 1 % du fondamental, sont provoqués par la distorsion harmonique de l'ensemble amplificateur + pot vibrant, mesurable sur le système utilisé à vide.

Les résultats sont représentés sous la forme de courbe de module réel  $G'_1(\omega, \gamma_0)$  et de tangente d'angle de perte  $\tan \delta_1(\omega, \gamma_0) = G''_1(\omega, \gamma_0)/G'_1(\omega, \gamma_0)$  permettant de quantifier directement le pouvoir amortissant du matériau.

Les Figs. 4-9 présentent l'ensemble des résultats. Pour des raisons de confidentialité, liée aux applications industrielles de ces matériaux, les valeurs des abscisses et ordonnées ont été présentées sous forme normalisée.

Le caractère fortement non-linéaire de ces matériaux apparaît clairement. Il se manifeste essentiellement par une diminution de raideur avec l'allongement. En particulier, le module réel  $G'_1(\omega, \gamma_0)$  diminue d'un facteur 10 entre les faibles et les forts allongement, de 1% à 100%. On peut également constater que la loi de comportement ne possède pas de zone clairement linéaire. L'exploration des très faibles amplitudes de déformation est donc nécessaire pour conclure sur ce point.

Le phénomène classique de raidissement dynamique, augmentation du module avec la fréquence, est également bien visible.

Ces résultats mettent également bien en évidence les différences de comportement entre caoutchoucs et silicone en matière d'amortissement. Le silicone présente une valeur de  $\tan \delta_1$  assez stable en fonction de l'amplitude, sauf pour les très faibles valeurs. Par contre les caoutchoucs semblent présenter deux types de comportement en fonction de la fréquence. Aux basses fréquences (en dessous de 20 Hz) les échantillons sont caractérisés par une valeur de  $\tan \delta_1$  faible et stable en fonction de l'amplitude, alors qu'aux fréquences supérieures, celle s'élève et varie fortement avec l'allongement.

Ces résultats doivent permettre au concepteur d'optimiser le choix des matériaux en fonction de la suspension à dimensionner.

## 6. Conclusion

Le comportement de ces matériaux sur une large échelle de fréquences et d'amplitude de déformation s'avère complexe. Les résultats obtenus mettent en évidence les effets non-linéaires inhérents à ce type de matériau au sein d'une suspension. En particulier, la mise en œuvre du module élastique complexe est un outil simple permettant une première approche intégrant les informations sur la raideur et la dissipation. Par ailleurs, l'analyse en fréquence permet d'évaluer le caractère à la fois visqueux (dépendant de la vitesse) et structural (en quadrature) de l'amortissement au sein de ces polymères.

Le but initial de ces essais étant l'étude des systèmes amortissants, il faut s'assurer qu'aucun effet non-linéaire géométrique ne perturbe les résultats, s'ajoutant à la non-linéarité intrinsèque des matériaux.

Les développements en cours visent ainsi à affiner les résultats dans deux directions :

- Prise en compte explicite des effets de bords, non négligeables pour des échantillons de faible dimension.
- Extraction de la partie purement géométrique de la non-linéarité de déformation.

## Références

- [1] J.D. Ferry, *Viscoelastic Properties of Polymers*, 3rd edn., Wiley, 1980.
- [2] A.E. Green, R.S. Rivlin, *Arch. Rat. Mech. Analysis* 1 (1957) 1.
- [3] N. Ganeriwala, Characterization of damping properties of nonlinear viscoelastic materials, *SPIE Proceedings* 2445 (1995) 200-211.
- [4] R.M. Christensen, *Theory of Viscoelasticity : An Introduction*, 2nd edn., Academic Press, 1982.
- [5] B.R. Allen, E. Pinson, Complex stiffness test data for three viscoelastic materials by the direct complex stiffness method, in: *Proceedings of Damping 91*, San Diego, CA, 13-15 February 1991, Paper No. EAE.
- [6] M. Tradif, G. Ostiguy, The evaluation of Young's complex modulus of viscoelastic materials, in: *Proceedings of Damping 91*, San Diego, CA, 13-15 February 1991, Paper No. CBB.
- [7] A.D. Nashif, T.M. Lewis, Data base of the dynamic properties of materials, in: *Proceedings of Damping 91*, San Diego, CA, 13-15 February 1991, Paper No. DBB.
- [8] B.R. Allen, D.A. Kienholz, Measurement of the mechanical properties of viscoelastics by the direct complex stiffness method, in: *Proceedings of Damping 91*, San Diego, CA, 13-15 February 1991, Paper No. GDD.
- [9] A.D. Nashif, T.M. Lewis, P.J. Macioce, Direct measurement of the dynamic material properties of polymers for low frequencies, in: *Proceedings of Damping 91*, San Diego, CA, 13-15 February 1991, Paper No. EBA.
- [10] M.P. Khoury, F. Olivier, An apparatus for measuring the low frequency dynamic characteristics of materials, in: *Proceedings of Damping 91*, San Diego, CA, 13-15 February 1991, Paper No. GDG.
- [11] T. Lewis, M.P. Khoury, D.I.G. Jones, Correlation of complex modulus data by direct stiffness and indirect resonant beam test techniques, in: *Proceedings of Damping 91*, San Diego, CA, 13-15 February 1991, Paper No. EBB.
- [12] S.O. Oyadiji, G.R. Tomlinson, Establishing the validity of the master curve technique for complex modulus data reduction, in: *Proceedings of Damping 91*, San Diego, CA, 13-15 February 1991, Paper No. DBC.
- [13] P.A. Masterson, R.N. Miles, Method for the determination of complex shear modulus of viscoelastic adhesives, in: *Proceedings of the 1995 North American Conference on Smart Structures and Materials*, 26 February-3 March 1995.
- [14] M.F. Beatty, The Mullins effect in incompressible elastomers, in: *Proceedings of the Sixth Pan-American Congress of Applied Mechanics*, Rio De Janeiro, January 4-8, 1999, pp. 1095-1098.
- [15] S.L. Marple Jr., *Digital Spectral Analysis with Applications*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1987.