

Session A5 : Suspensions et plots élastiques – Isolators and rubber mountings

Le découplage de structures à l'aide d'isolateurs passifs

Use of passive isolators for structural decoupling

M. Pompéi,

Directeur des études avancées,
Paulstra Vibrachoc,
61, rue Marius AUFAN,
92305 Levallois-Perret CEDEX,
tél. : +33 (0) 1 40 89 53 31,
fax : +33 (0) 1 47 57 28 96

Le découplage vibratoire des structures est une technique répandue dont une des principales applications est la suspension des machines soit pour éviter qu'elles transmettent des vibrations soit pour les protéger d'un environnement vibratoire néfaste à leur usage.

Les isolateurs sont en général des ressorts en caoutchouc, en métal, en composite, à air, avec des systèmes adjoints hydrauliques ou non pour apporter de l'amortissement ou pour en maîtriser les impédances. La détermination de ces dernières exige des précautions au cours des mesures. L'optimisation du coût et de la performance fait appel à des techniques de plus en plus élaborées comme l'analyse des voies de passages, pour la détermination de la disposition et des raideurs de ces isolateurs. La prédiction des performances des suspensions est réalisée à l'aide des modèles numériques ou analogiques. Les derniers développements en ce domaine sont relatifs à la prise en compte du cycle d'hystérésis et des non-linéarités en amplitude. Le couplage vibro-acoustique prend de plus en plus d'importance. Sa prise en compte a élargi le spectre de caractérisation des isolateurs et n'est pas sans répercussion sur leur conception.

Decoupling the source structure from a receiving structure by mounting it upon vibration isolators is a well-known technique. The basic system is a suspension of the source structure on isolators that provide a mechanical mismatch of stiffness between the source and the receiving structure. The isolators can be made with rubber springs, metallic or composite springs with hydraulic or not damping systems added. New techniques like noise and vibration path analysis are useful to suit their position, their stiffness and the cost to the characteristics of the structures. The measurement of the isolators impedance has to be done carefully because the range of frequency is larger and larger. Numerical or analogical models are useful to predict the performances. The last developments about models are about the hysteresis cycle and the non-linearity versus the amplitude of the deformation.

Increasing interest in noise and vibration abatement has broadened the spectrum of characterization. This has some effect on the conception on the isolators.

Pourquoi découpler les structures

Le but recherché

Il s'agit de soustraire une structure à un environnement dynamique transmis par une autre structure. Cet environnement peut être dû à des vibrations ou à des chocs.

Le moyen

Le moyen passif classique est la rupture d'impédance mécanique. La suspension passive en est l'application. Elle repose sur quelques idées simples qui la rendent efficace même lorsque, comme c'est le cas dans l'industrie générale, les raideurs et les amortissements des structures ne sont pas connus.

- La première idée est d'établir une liaison la plus souple possible entre les structures tout en permettant le transfert des forces statiques ou quasi-statiques indispensables au bon fonctionnement de l'ensemble.

Intuitivement on se rend bien compte que plus cette liaison est souple moins les déformations d'une structure se traduiront par des efforts sur l'autre.

- La deuxième idée est de se servir des inerties en place pour faire en sorte que les efforts d'excitation soient utilisés à essayer de les mettre en mouvement. Par exemple, l'effort nécessaire pour mettre en mouvement une masse étant proportionnel à l'accélération si celle-ci est constant, alors le déplacement décroît en fonction de la fréquence, on dit que la masse suit de moins en moins bien. Par suite elle n'entraînera pas de déformation de la pièce de liaison à la structure voisine qui ne sera donc pas sollicitée.

La mise en équation

La mise en équation de ces deux idées est simple, la résolution en est aisée quand les systèmes sont linéaires. Les résultats sont proches de la réponse réelle pour les basses fréquences. Nous verrons ultérieurement les améliorations qu'il faut y appliquer pour les fréquences élevées. Le modèle le plus simple est constitué d'une masse représentant la machine reposant sur un ressort lui-même fixé à une embase infiniment rigide.

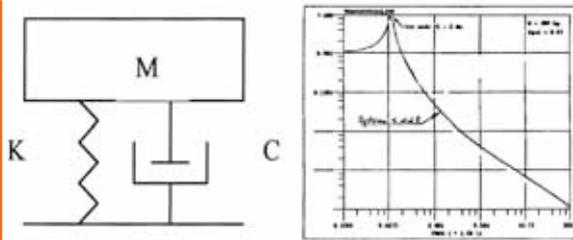


Fig. 1 : Ce schéma reste le point de départ de la définition de toute suspension.

Ainsi, la plupart des problèmes industriels peuvent être traités à l'aide des nombreux programmes de calcul disponibles sur le marché.

Le choix se fait en fonction de la complexité des problèmes et des réponses recherchées.

Pratiquement la liaison entre les structures se fera par des pièces disposées ponctuellement ou non qui apporteront la souplesse nécessaire.

Les inerties seront celles présentes et parfois on en ajoutera d'autres pour rechercher un effet particulier.

Remarque : le découplage a-t-il une influence sur le bruit rayonné?

Il n'est jamais facile de répondre à cette question au stade du dessin. La prédiction est possible quand les structures existent moyennant des essais plus poussés sur celles-ci. En fait à de rares exceptions près, une suspension correcte n'a jamais été la cause d'un accroissement de bruit si le concepteur a une bonne connaissance du spectre vibratoire d'excitation.

Une suspension est-elle justifiée?

L'atténuation de la transmission justifie-t-elle le coût du dispositif et le surcoût de conception pour son intégration entre les structures?

Il est bon de se poser cette question le plus tôt possible dans la vie du projet, car l'expérience montre que le coût du gain de performance est d'autant plus élevé que cette question est abordée tard, parfois trop tard.

En fait, une suspension passive fait appel à des composants assez élémentaires : des ressorts et éventuellement des masses, des mini systèmes hydrauliques qui même s'ils sont l'objet de développement particuliers, ne vont pas représenter plus de 1% à 2% du coût des structures à protéger pour une atténuation pouvant atteindre -30 à -40 dB selon le cas.

Cependant, il faut tempérer cet enthousiasme en soulignant les principales limites :

- si l'atténuation est recherchée à des fréquences très basses elle sera très difficile, voire impossible à obtenir;
- si la raideur des structures est faible le contraste de raideur avec le ressort peut devenir insuffisant si on veut tout d'abord résoudre les problèmes de stabilité et des efforts quasi statiques à passer;
- si la gamme de fréquences est élevée, l'inertie propre de la matière du ressort et son élasticité donnent lieu à des modes propres internes qui perturbent le fonctionnement théorique du système. Ils réduisent l'efficacité sur des bandes de fréquences qui peuvent être mal placées par rapport à celles de l'excitation.

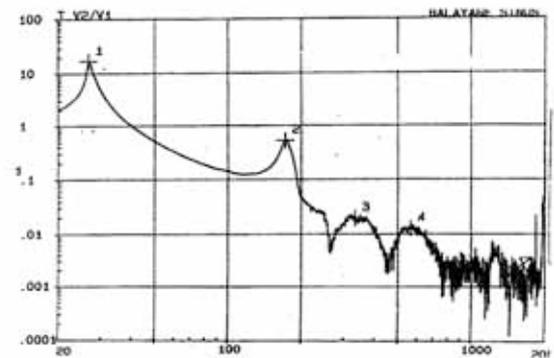


Fig. 2 : Exemple de l'influence des modes propres des plots sur la transmissibilité d'une suspension

Comment définir une suspension?

Pour ce faire il faut:

- choisir un type de suspension approprié au problème dans son ensemble technico-économique;
- définir la position des points de liaisons entre la structure suspendue et la structure porteuse;
- définir les raideurs des ressorts qui seront placés en ces points;
- définir les amortissements nécessaires;
- choisir le type d'isolateur présentant ces raideurs et amortissements puis l'isolateur lui-même;
- prédire les atténuations des différentes excitations;
- prédire les mouvements de la structure suspendue;
- prédire les efforts transmis.

Ceci nécessite l'établissement d'un cahier des charges reposant sur une bonne description du problème posé sous tous ses aspects (voir Norme /NFE-90-501 et ISO 2017).

Cette description comportera:

- les objectifs visés;
 - une description géométrique assez fine avec la répartition des inerties et des raideurs de structures.
- Les matrices d'impédance aux points de fixation retenus devront être connues soit par simulation numérique soit

par mesure directe, en leur absence des éléments permettront de justifier les hypothèses qui seront faites à leur sujet. (système infiniment raide, évaluation rapide, ...

- une description la plus précise possible de l'environnement vibratoire et des chocs, notamment les niveaux et les gammes de fréquences à considérer. Bien souvent cela est assez difficile à établir, il faut faire appel à l'expérience et à des mesures sur des cas similaires, il est alors utile de se reporter à des normes comme la MIL-STD-810 E, la GAM-EG-13 qui sont remarquablement bien faites et documentées. Cependant ces normes n'apportent pas de réponses directes, elles permettent de fixer des enveloppes qui peuvent se révéler trop pénalisantes si leur choix n'a pas été fait avec discernement avec l'aide de la connaissance de la nature, de la direction des efforts ou des déplacements perturbateurs.

Notons que la description des chocs doit être faite avec soin car ils entraînent en général de grands débattements qui font entrer les ressorts dans des zones de fonctionnement non linéaires, dans ce dernier cas la description par spectre de choc peut alors donner lieu à des évaluations assez éloignées de la réalité;

- une description des niveaux admissibles, en général de l'accélération et du déplacement relatif de la structure à protéger ou des éléments qui permettent de quantifier l'atténuation souhaitée. Quelques fois cette dernière est caractérisée par le rapport des accélérations en amont (coté excitation) et en aval des ressorts, cette manière de faire n'est intéressante que dans la mesure où elle est accompagnée d'au moins une donnée chiffrée sur la raideur de la structure aval;

- une description des contraintes de durée de vie;
- une description des contraintes de maintenance;
- une description des contraintes économiques.

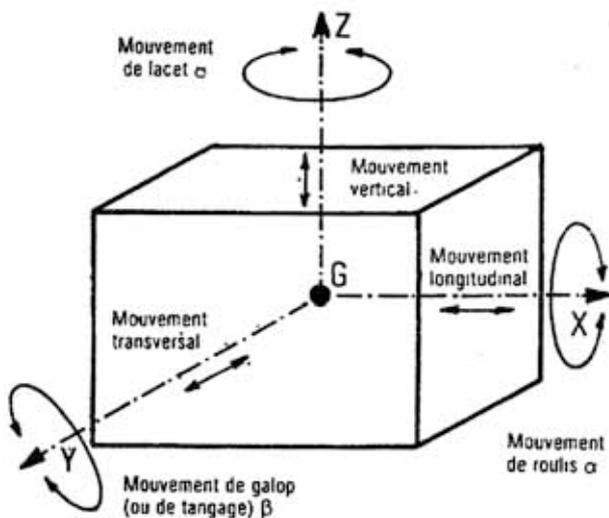


Fig. 3 : Suspension simple pendulaire

Choix du type de suspension

Les types de suspension sont assez nombreux, nous pouvons citer :

la suspension simple pendulaire ou non

Elle consiste à placer la masse à suspendre sur des isolateurs disposés directement entre elle et la structure dont elle doit être découplée (Fig. 3).

Pour peu que le choix du type d'isolateur et sa disposition soient judicieux, ce type de suspension n'est pas très onéreux pour la performance qu'il permet d'atteindre.

Une des principales questions qui se posent dans sa mise en œuvre est : doit-on ou non découpler les modes de corps solide ?

Le découplage est recherché pour limiter les débattements des extrémités du corps suspendu, ou pour éviter d'avoir un mode en coïncidence avec une fréquence d'excitation. Le couplage de deux modes se traduit physiquement par un couplage des mouvements selon les degrés de liberté auxquels ils se rapportent. Dans ce cas de suspension il est assez commun d'avoir une translation couplée avec une rotation qui produit des déplacements importants des extrémités de la structure suspendue.

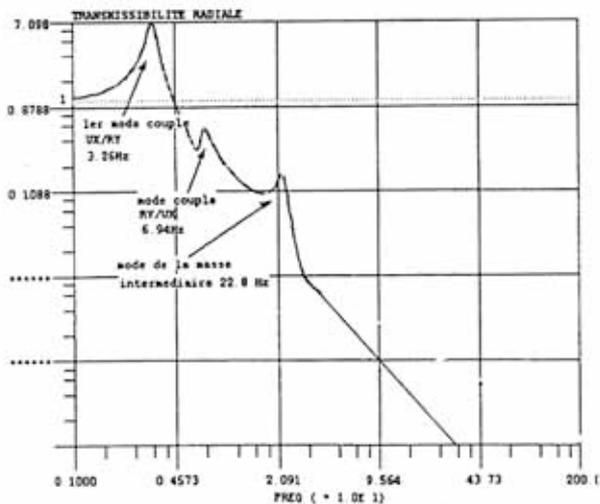
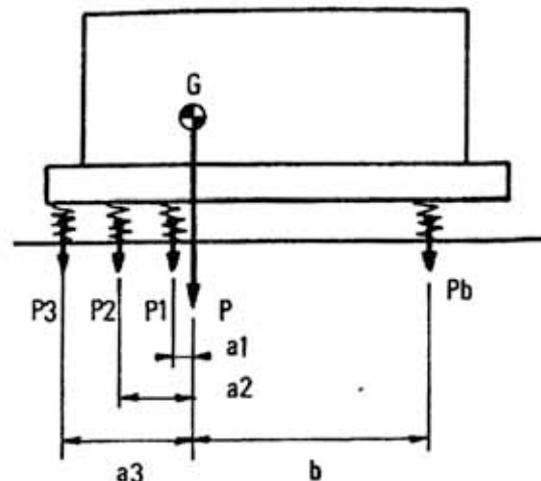


Fig. 4 : Exemple de l'effet de couplage sur la transmission d'une suspension



Sans entrer dans les détails que l'on trouve dans les nombreux ouvrages spécialisés citons quelques moyens pour assurer ce découplage :

Dans la mise en équation du problème, le couplage des modes de translation et de rotation est gouverné par des coefficients qui mettent en jeu les raideurs des plots et leurs coordonnées par rapport au centre de gravité. Pour réaliser de manière simple le découplage il suffit de placer les plots convenablement pour annuler ces coefficients par exemple, en les plaçant dans un plan horizontal passant par le centre de gravité aucune translation horizontale entraînera de rotation.

Cette disposition peut être encore améliorée en ayant recours à des plots identiques placés symétriquement par rapport au centre de gravité ou encore en choisissant des raideurs selon un axe inversement proportionnelles aux distances au centre de gravité selon l'axe perpendiculaire.

Dans le cas où cette manière simple ne pourrait être mise en œuvre, on peut avoir recours à une inclinaison des plots tout en utilisant les symétries possibles. Ceci est une manière intéressante de jouer sur les raideurs et de parvenir à annuler les coefficients de couplage.

L'inclinaison doit être soigneusement calculée en fonction des caractéristiques de la masse et de la position envisagée des plots par rapport au centre de gravité de celle-ci. Il est à noter que selon ces données, le problème n'a pas toujours de solution.

Remarque : Le couplage n'a pas que des inconvénients. Il est parfois d'un précieux recours pour éviter d'avoir un mode propre en coïncidence avec une fréquence d'excitation car il a la propriété d'écarter les modes. Ce cas est fréquemment utilisable avec les moteurs thermiques.

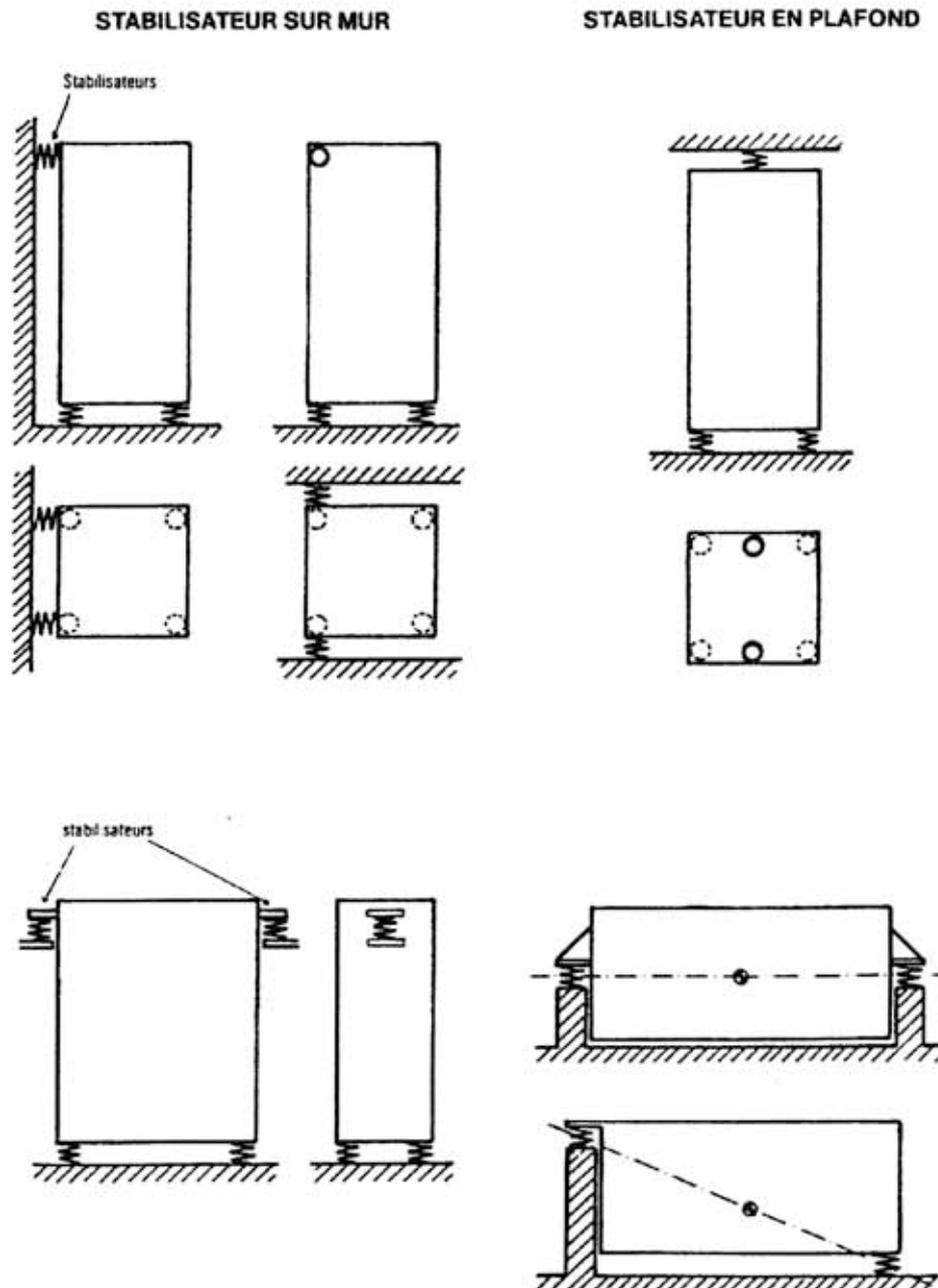
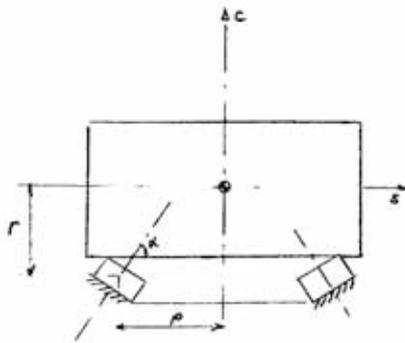


Fig. 5 : Exemples de disposition des plots de suspension



$$\frac{kc}{ks} = \frac{\frac{r}{p} + \operatorname{tg} \alpha}{\frac{r}{p} - \cot g \alpha}$$

Fig. 6 : Suspension à plots judicieusement inclinés

La suspension double

Elle est réalisée en interposant une lourde masse intermédiaire entre les deux structures à découpler. L'atténuation en dB/oct est en théorie deux fois plus rapide en fonction de la fréquence. Il est bien sûr intéressant d'utiliser la masse intermédiaire la plus lourde possible pour la performance et la plus légère pour le coût et le poids. Une masse environ égale à dix fois celle de la machine suspendue paraît être un bon compromis prix performance.

Les exemples de réalisation ne manquent pas, d'autant plus que parfois l'implantation de machines lourdes sur des terrains relativement souples en est facilitée. La masse intermédiaire peut être plus légère que la masse suspendue; dans ce cas la performance n'est améliorée qu'à haute fréquence tandis que les modes supplémentaires introduits obèrent la filtration aux fréquences plus basses. L'intérêt d'une telle suspension est aussi de permettre d'annuler les déplacements absolus de la machine suspendue quand elle est excitatrice et quand elle tourne à vitesse constante. Il suffit de calculer la suspension pour cela en positionnant les modes convenablement. De ce fait, les déformations des éléments qui sont raccordés à la machine s'en trouvent réduites. Dans d'autres cas, elle est un moyen supplémentaire que l'on se donne pour bien placer les modes par rapport aux fréquences d'excitations.

La suspension pendulaire

Dans la course aux basses fréquences elle constitue un moyen d'y parvenir. Elle est assez simple à mettre en

œuvre dans le cas de sollicitation selon une seule direction. Dans les autres cas elle conduit à des conceptions relativement encombrantes.

Le choix

Le choix entre les différents types est guidé par:

- le type d'excitation contre laquelle il faut se protéger; ceci est très important car la présence simultanée ou non de plusieurs excitations très différentes du genre vibration et choc conduit à des compromis souvent assez difficiles à trouver;
 - le niveau de protection que l'on veut atteindre;
 - le prix que l'on est disposé à payer pour atteindre ce niveau;
 - les contraintes géométriques de la conception de l'ensemble.
- Une fois ce choix effectué, il faut déterminer les caractéristiques physiques des plots (encore appelés Isolateurs) de suspension et tout d'abord leurs raideurs et leurs amortissements.

Choix des plots de suspension

Détermination des caractéristiques de raideurs et d'amortissements

D'une façon générale cette détermination n'est pas directe. On a recours à une méthode par itérations successives en faisant des calculs des réponses de la suspension pour les différentes excitations spécifiées.

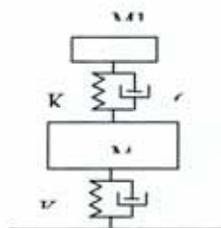
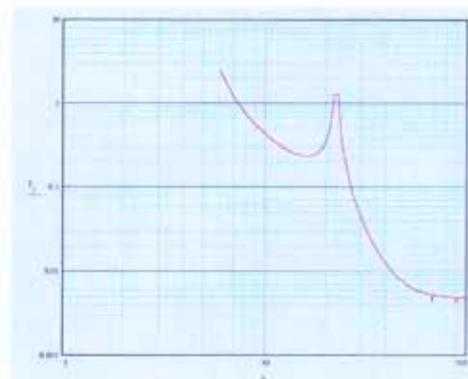


Fig. 7 : Suspension double



Ces calculs sont tributaires du modèle physique sensé reproduire le comportement du plot.

Au premier pas de l'itération il faut faire un premier choix de type de plots.

Si l'expérience ou les contraintes d'environnement ou de coût ne sont pas suffisantes pour guider ce choix préalable, il est commun de considérer qu'un plot est représentable par un modèle de Kelvin équivalent. Selon chacune des directions principales i du plot, on a donc une raideur complexe: $K_i^* = K_j' + j K_i''$ $i=1$ à 6.

Les premières valeurs sont choisies en considérant que la suspension se comporte comme un système masse ressort à un seul degré de liberté selon chaque direction. Sauf cas particulier de conception de la suspension, on ne prend en compte que les directions de translation. Parfois les types d'excitations et les performances conduisent à des conditions contradictoires sur les raideurs.

Des calculs successifs et compte tenu des critères de performance, il ressort une répartition optimale des raideurs. La première démarche est de faire une recherche dans les catalogues et les bases de données de plots de suspension disponibles. Souvent les contraintes (géométrie, coût, fatigue, efforts anormaux, environnement, etc.) font que les plots avec les raideurs optimales n'existent pas. Il faut alors hiérarchiser les performances recherchées pour choisir une conception susceptible d'approcher au mieux l'optimum.

Une fois cela établi il faut tenir compte de :

- la tenue en fatigue et aux efforts anormaux;
- l'environnement chimique et thermique.

Choix du type de plot

Pour répondre à ces critères il faut tout d'abord choisir convenablement la matière qui permet de réaliser l'élément élastique :

- le métal (en général de l'acier) ;
- le caoutchouc ;
- les composites organiques ;
- les gaz contenus dans une chambre elle même déformable (en général de l'air).

Les ressorts métalliques sont de plusieurs types

Les ressorts hélicoïdaux

De forme cylindrique ou conique et les ressorts à lames selon que l'on veut une grande souplesse dans les trois directions ou une seule. Correctement dimensionnés, ils permettent d'avoir de grandes souplesses et une tenue à la fatigue satisfaisante.

- Ils nécessitent une bonne protection à la corrosion.
- Ils présentent quatre inconvénients :
 - la première est de ne pas avoir d'amortissement intrinsèque, ce qui pose un problème notamment dans les test de fatigue à la résonance,
 - le deuxième concerne la filtration des hautes fréquences qui se trouve amoindrie par de nombreux modes propres de spires d'autant plus bas en fréquence qu'ils sont souples ;
 - le troisième est le peu de facilité que l'on a à les adapter à un encombrement donné ;
 - le quatrième est la grande difficulté qu'il y a à les concevoir avec des rapports de raideur spécifiés entre les directions principales.

Par contre, les nombreux catalogues de produits standards aident à la réalisation au moindre coût.

Un moyen simple de les amortir consiste à les faire barboter dans un fluide amortissant, une huile très visqueuse, un bitume à rhéologie bien constante, une huile silicone ou de les associer à un coussin métallique.

Les ressorts à câbles

Ce genre de plot est bien répandu car il répond à bon nombre de spécifications de suspension de machines, de baies d'équipement, de conteneurs transportés par terre, air ou mer.

Les avantages :

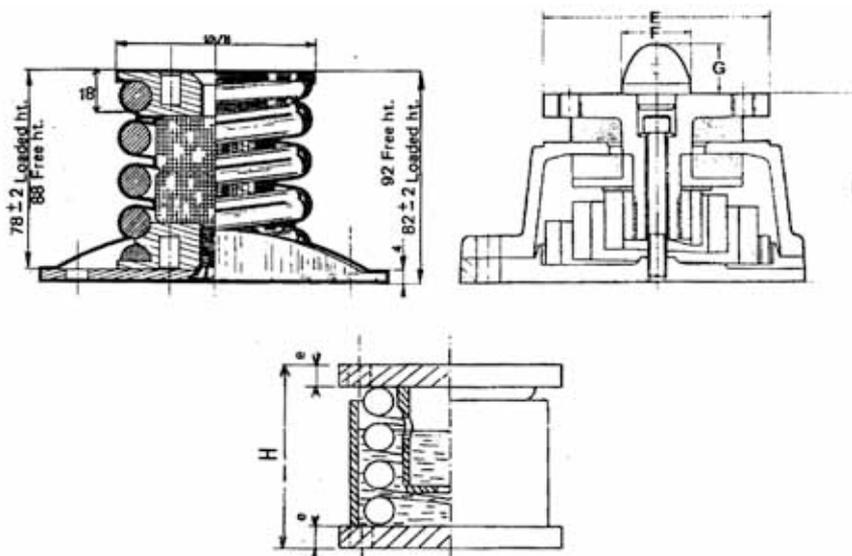


Fig. 8 : Les ressorts métalliques

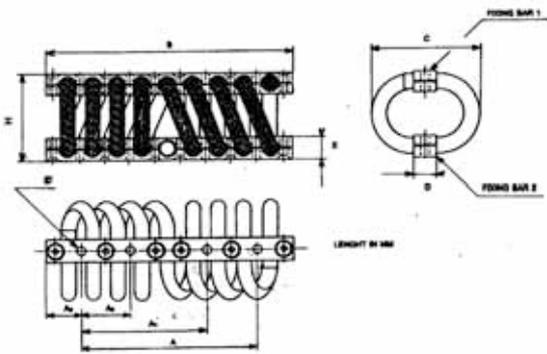


Fig. 9 : Les ressorts à câbles

Tout comme les précédents, ils présentent une grande souplesse et une grande déflexion possible dans toutes les directions.

Une bonne tenue à la corrosion est obtenue soit par galvanisation (qui ne résiste pas trop à une fatigue à la résonance) soit par l'utilisation d'un acier inoxydable.

Leur tenue aux chocs est en générale assez bonne, ils apportent une atténuation convenable. L'amortissement interne du type de frottement sec est fort, il varie un peu au cours du temps à cause de la perte de l'huile de graissage qui reste entre les brins.

Leur coût est modéré et l'outillage de fabrication est simple.

Les inconvénients :

Dans un volume donné, le diamètre minimal d'enroulement du câble limite la gamme de raideur que l'on peut obtenir. Le frottement sec ne permet pas d'être sûr du retour à la position d'origine après un choc important.

La filtration en haute fréquence est limitée par les modes propres des spires et par la rigidification non négligeable quand l'amplitude de déformation décroît.

Les ressorts en coussin métallique

Il s'agit d'un fil métallique qui est tricoté puis compacté par un traitement mécanique approprié.

Durant ce compactage on peut lui donner des formes relativement simples : cylindriques, parallélépipédiques, etc., selon la forme de l'outillage utilisé.

Cette opération lui confère une densité qui est un paramètre permettant le réglage de la raideur : plus elle est grande plus le coussin est raide. La courbe effort déformation a l'allure présentée par la figure suivante.

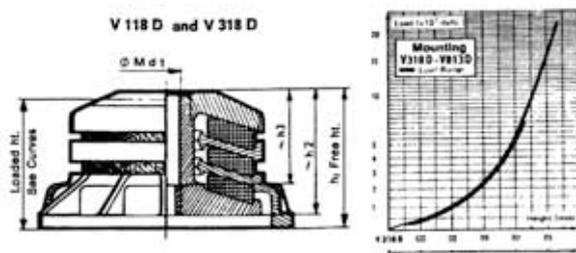


Fig. 10 : Les ressorts en coussin métallique

Les avantages sont parfois très intéressants :

- sa simplicité de fabrication lui confère un coût faible ; tout comme les ressorts métalliques il s'accommode des environnements thermiques allant jusqu'à 250°C voire 300°C et il résiste à l'agression des hydrocarbures ;
- il présente un amortissement interne assez élevé ($Q = 5$ à 7).
- sa tenue fatigue est assez bonne, sa dégradation est lente, elle permet un entretien en l'état ;
- le développement du collage rend sa fixation moins problématique. Remarquons que cette question de fixation n'est pas forcément un inconvénient majeur car elle conduit à des systèmes nécessairement sécuritatifs si on veut éviter le collage ;
- le fait de pouvoir faire varier la densité permet de suspendre des charges différentes dans le même volume ;
- dans une même forme on peut adapter la charge maximale supportable en adaptant l'effort de formage ;
- la forme parabolique de la courbe effort-déformation donne à la suspension une fréquence propre quasi indépendante de la masse supportée ;
- quand il est réalisé en acier inoxydable, il présente la résistance à la corrosion de cet acier ;
- le cas échéant, il peut être enrobé de caoutchouc ou d'un autre polymère ;
- il présente une bonne tenue aux chocs ;
- répétés ce qui en fait un bon composant pour faire des butées ou des absorbeurs de choc.

Les inconvénients d'un tel plot sont :

- une difficulté à lui donner une forme assurant un rapport de raideur déterminé ;
- l'impossibilité de le faire travailler en traction ;
- le taux de déformation réduit fait que les ressorts ne sont linéaires que dans une faible plage de déflexions ;
- la difficulté à le lier aux structures avec des armatures de fixation ;
- son tassement sous l'action d'efforts importants répétés ;
- la dispersion des caractéristiques n'en font pas un élément de choix pour les suspensions qui demandent un positionnement très précis ;
- la raideur dynamique est une fonction décroissante de l'amplitude de déformation, ceci entraîne en général une filtration moins bonne à fréquence élevée.

Les ressorts en caoutchouc

Ils sont extrêmement variés dans leur forme et nombreux dans leurs applications. Ceci fait du caoutchouc un matériau absolument stratégique.

Le succès de ce matériau est tout d'abord dû à sa grande capacité de déformation, jusqu'à plus de 800 % pour certains types. Cela est exceptionnel et permet de réaliser des plots à grande déformation dans un volume réduit, ce qui n'est pas le cas pour les exemples précédents.

Les fonctions de suspension et de protection au choc peuvent être plus facilement réunies dans le même isolateur.

L'autre raison de ce succès n'est pas évidente, il s'agit de la réunion de deux propriétés essentielles : la moulabilité et l'incompressibilité.

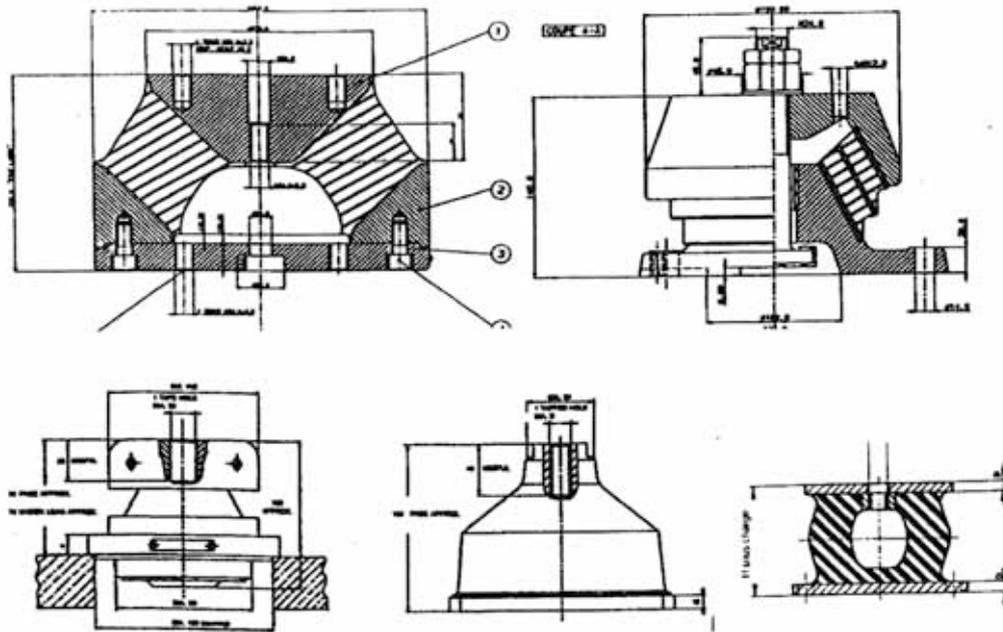


Fig. 11 : Exemples de géométries de plots en caoutchouc

Le fait d'être moulable permet de donner au plot des formes compliquées adaptées au volume disponible ou à la caractéristique souhaitée;

L'incompressibilité est un degré de liberté supplémentaire dans la conception car il suffit de jouer sur le confinement du matériau pour réussir à avoir un rapport de raideur extrêmement différent entre deux directions.

Il faut ajouter à cela l'extraordinaire diversité des caoutchoucs qui facilite l'adaptation à des environnements très différents, ce d'autant mieux que ce matériau est formulable.

Cette dernière possibilité donne encore deux degrés de liberté de plus dans la conception car elle autorise l'ajustement du module pour tenir une performance avec des tolérances serrées, par exemple une suspension dont les fréquences propres sont à tenir au Hertz près et ce avec des rapports entre elles précis au centième. L'amortissement peut être également ajuster par un choix judicieux de la formulation.

Le caoutchouc peut être adhésivé à de nombreux matériaux.

Sa tenue dans le temps est acceptable voire très bonne, selon la famille de polymères de base utilisée.

Il en est de même pour la tenue à la fatigue, avec l'avantage d'avoir en général une vitesse de propagation de fissure lente qui autorise la maintenance en l'état.

La maîtrise de plus en plus grande des méthodes de fabrication a réduit la dispersion de fabrication à environ 5 % en intra-lot et à 10-15 % en inter-lot.

Les progrès dans les méthodes de caractérisation et de calcul en grandes déformations statiques ou dynamiques ont amélioré la prédiction du comportement de ces isolateurs.

Le comportement en fatigue est de mieux en mieux connu et prévisible.

Cet ensemble de progrès dans la connaissance et la possibilité de formuler le matériau laissent penser que nouveaux développements sont encore possibles.

En résumé :

- Un des avantages majeur du caoutchouc est qu'en fonction de sa formulation on peut jouer sur son module et son amortissement. La nature, principalement viscoélastique, de ce dernier facilite les calculs prévisionnels de comportement vibratoire.
- L'avantage au niveau de la simplicité de fabrication des isolateurs est évident.
- Le caractère incompressible du matériau facilite l'obtention de rapports de raideurs spécifiés selon les directions principales du plot, il permet une adaptation sur mesure du plot au problème rencontré ou tout au moins la réalisation du compromis possible.
- Les catalogues offrent un nombre important de plots d'usage aisé pour la plupart des applications industrielles.

Bien sûr, ces avantages essentiels ne vont pas sans certains inconvénients :

- Certaines limitations d'emploi aux hautes températures.
- Une tendance au fluage dans le temps à cause de son caractère viscoélastique, fluage qui est plus une déformation différée dans le temps qu'un fluage mécanique au sens d'une déformation plastique.
- Un coût d'outillage de moulage non négligeable qui rend coûteuse les applications non standard pour lesquelles le nombre de plots n'est pas suffisant.
- La fabrication du matériau est terminée par vulcanisation au moment de sa mise en forme dans le moule. De ce fait ce procédé doit être particulièrement maîtrisé pour que la dispersion des caractéristiques de raideurs des pièces soit acceptable. Il faut de plus ne pas oublier que lorsque l'on fixe le besoin en tolérances de ces raideurs, celles-ci étant

des grandeurs liées entre elles par les modules de la matière, il est souvent impossible d'avoir les mêmes tolérances pour toutes les raideurs.

Les ressorts à air

Ils sont très intéressants quand on recherche des fréquences propres basses, voire très basses voisines du Hertz. Leurs avantages avec l'adjonction ou non d'un réservoir supplémentaire sont :

- Leur grande souplesse dans toutes les directions,
- La facilité avec laquelle il est possible d'ajuster la raideur axiale en jouant sur la pression de gonflage qui rend possible un asservissement en position.

Leurs inconvénients sont :

- Leur raideur radiale est parfois trop faible pour assurer un maintien latéral suffisant.
- En cas de crevaison, il faut prévoir un dispositif de secours.
- L'étanchéité doit être parfaite.

Les évolutions de la fin du siècle

Les plots à colonne fluide

La production industrielle de tels plots de suspension est apparue dans les années quatre vingt. L'association du ressort avec un amortisseur hydraulique en parallèle était déjà très ancienne. L'intégration de l'amortisseur dans le plot était réalisée par une chambre remplie de fluide dans laquelle le ressort ou encore un piston se débattait en assurant un certain écoulement du fluide. Une autre conception consistait à faire deux chambres en caoutchouc qui assuraient la fonction élastique et, du fait de leur disposition, permettaient au fluide de transiter entre elles au travers d'un orifice au cours du mouvement. L'orifice était dimensionné pour apporter une perte de charge suffisante pour donner l'amortissement. Une évolution de ce dernier système a consisté à dimensionner l'orifice pour utiliser l'effet de l'oscillation de la colonne de fluide qu'il contient. Cet effet, très important à la fréquence de résonance de cette colonne, est amplifié par la démultiplication hydraulique donnée par le rapport de la section efficace des chambres et celle de la colonne.

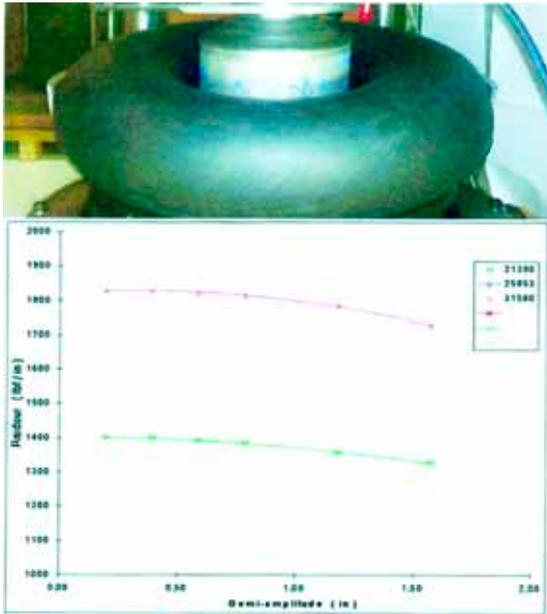


Fig. 12 : Les ressorts à air

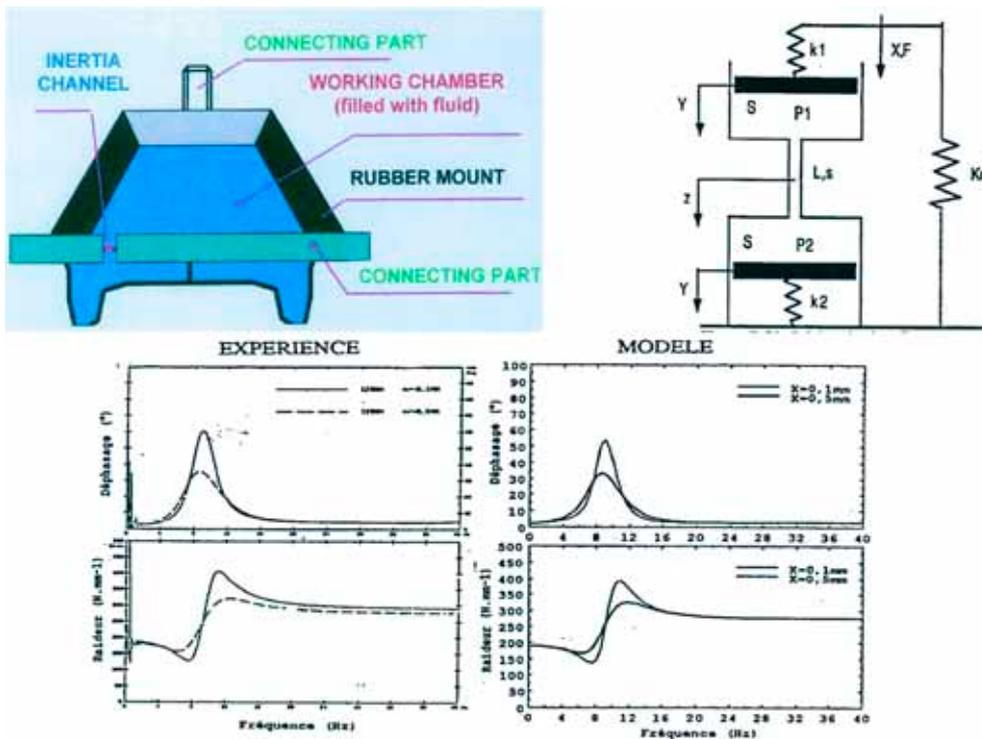


Fig. 13 : Les plots à colonne fluide

Les avantages d'un tel plot sont :

- D'utiliser un démultiplicateur d'effort hydraulique.
- D'occuper peu de place ; il est intégrable dans le volume limité.

Sa courbe de raideur en fonction de la fréquence présente une valeur minimale à une fréquence dont on peut fixer la valeur en jouant sur les dimensions des chambres et leurs raideurs. De ce fait, il est possible d'avoir un excellent découplage des structures à cette fréquence. Cette fréquence est suivie d'une bande de fréquences pour lesquelles l'amortissement est très important, il est donc possible de trouver là un autre usage de ce plot. L'application est répandue dans l'industrie automobile aussi bien pour les plots de suspension de moteurs que pour les articulations de trains roulants.

Il y a une application timide en aéronautique pour des suspensions de moteurs.

Par contre dans l'industrie, ce plot n'a pas le succès qu'il mérite. Dans certains cas, il pourrait apporter une nette amélioration. Par exemple, quatre plots d'un décimètre cube peuvent avoir l'effet d'une double suspension nécessitant 50 à 100 kg de masse intermédiaire.

Les inconvénients sont :

- Un prix plus élevé que celui d'un plot simple.
- Une rigidification après la fréquence de résonance de la colonne.
- Un effet unidirectionnel.
- Des limitations en température et pression dues au fluide et au caoutchouc.



Fig. 14 : Exemples d'isolateurs Straffluid

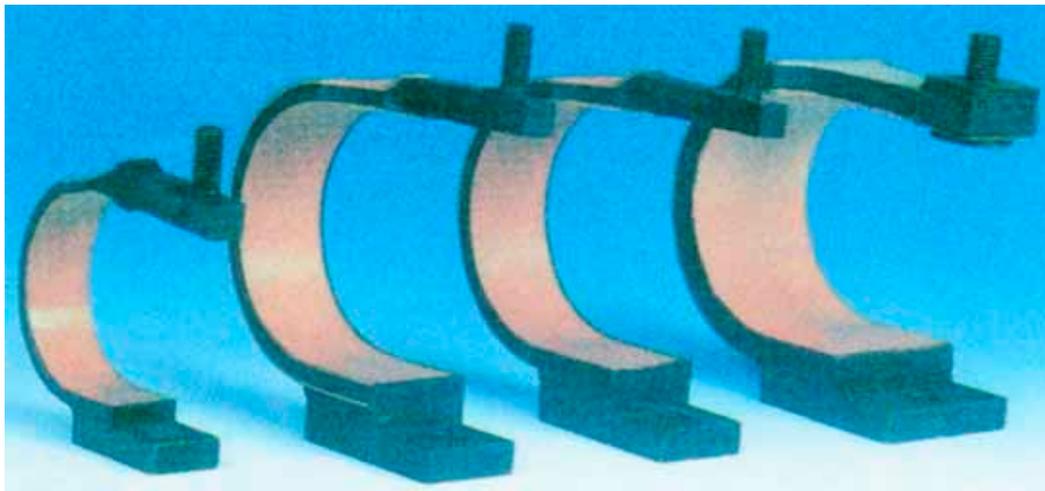


Fig. 15 : Exemples d'isolateurs en composite

Les ressorts en matériau composites

Le développement des ressorts en matériaux composites est assez lent.

Leurs applications sont spécifiques. Ils se présentent souvent sous la forme de ressorts à lame pour avoir de grandes courses.

Ils sont parfois amortis par intégration de couches de polymères au moment de leur fabrication.

Leurs avantages sont le gain de masse qu'ils procurent et l'aspect progressif de la propagation de fissure lors de la fatigue.

Mais le principal avantage qui doit assurer leur avenir paraît plutôt la possibilité qu'ils offrent de faciliter l'intégration de différentes fonctions en les associant au moment de leur fabrication avec des liaisons avec les autres pièces en caoutchouc. Un tel usage conduit à une réduction importante du nombre de pièces et de la masse globale.

La modélisation

Domaine linéaire et matrice d'impédance

Dans le domaine linéaire, cette modélisation est très puissante car les méthodes de calculs sont bien connues. La notion d'impédance est liée au fait que l'on considère des forces variant sinusoidalement dans le temps.

En conséquence, il est commode de les représenter par des nombres complexes de la forme $F e^{j\omega t}$ et les vitesses par $V e^{j(\omega t + \varphi)}$ et de procéder comme en électricité en appliquant les lois connues sur la composition des impédances.

Remarque : normalement en mécanique une impédance est définie par le rapport d'un effort (force ou couple) et d'une vitesse (respectivement vitesse linéaire et vitesse angulaire).

En fait, les plots de suspension et les pièces élastiques interposées entre les structures sont caractérisées traditionnellement par leurs raideurs. Par abus de langage on confond souvent raideurs et impédances mécaniques, il faut donc bien s'assurer de la définition retenue.

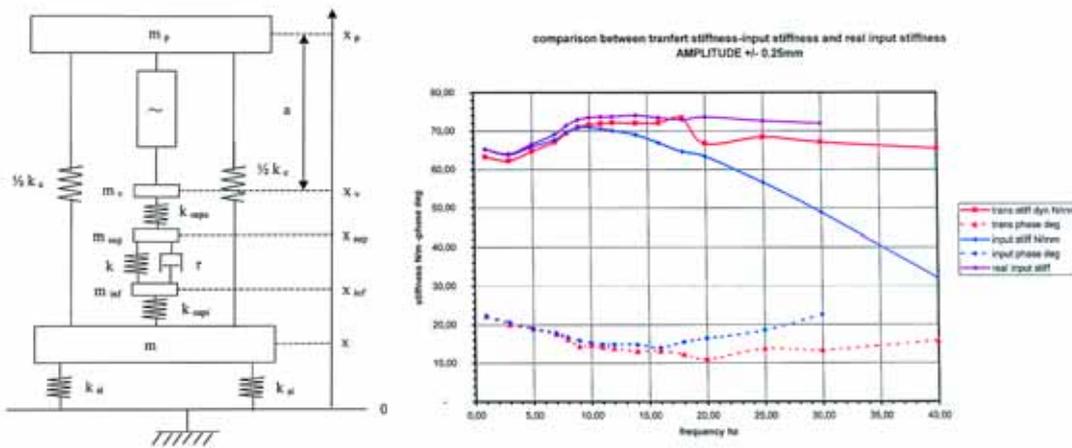


Fig. 16 : Modèle analogique de la machine de mesure- exemple de résultats de mesure de raideurs et d'amortissements

Un plot présente six degrés de liberté, il est donc caractérisé par des matrices d'impédances 6x6 d'entrée, de transfert et de sortie. Elles permettent un raccordement aisé aux structures.

La modélisation numérique

L'identification des matrices peut se faire expérimentalement ou par calcul.

La norme ISO-10846 xx précise les méthodes utilisables pour mesurer l'impédance de transfert et celle d'entrée dans le domaine des basses fréquences. Il faut cependant faire attention à la manière dont on tient compte de celles des pièces de liaisons entre les plots et les structures.

Les figures suivantes montrent quelques résultats illustrant les difficultés.

De même, pour les fréquences élevées, les modes des structures des moyens mis en jeu sont à prendre en compte.

La détermination expérimentale suppose l'existence du plot. Quand ce n'est pas le cas, il faut prédire ces impédances à partir de la géométrie et des propriétés du matériau.

Dans le cas des matériaux viscoélastiques, on utilise un module complexe dont la partie réelle est rattachée à l'élasticité et la partie imaginaire à la viscosité.

Le comportement linéaire suppose que ces modules sont constants en fonction de l'amplitude.

Ces deux méthodes donnent les valeurs des termes des matrices pour chaque fréquence. Il faut conserver ces valeurs sous forme numérique pour pouvoir exploiter les matrices. Pour éviter ce stockage, il est commode d'essayer de trouver des modèles analogiques simples à partir de composants élémentaires.

Les modèles analogiques

L'agencement des éléments simples doit donner un modèle dont le comportement traduit assez fidèlement la réalité. Les plus utilisés sont les modèles de Kelvin, Voigt-Maxwell et Zener.

On peut utiliser des combinaisons de ces modèles pour parfaire la représentation du comportement par exemple introduire des masses pour faire apparaître l'effet de l'inertie de la matière.

Quand on ne fait pas intervenir la masse de la matière on peut appliquer cette modélisation tout aussi bien au plot qu'au matériau.

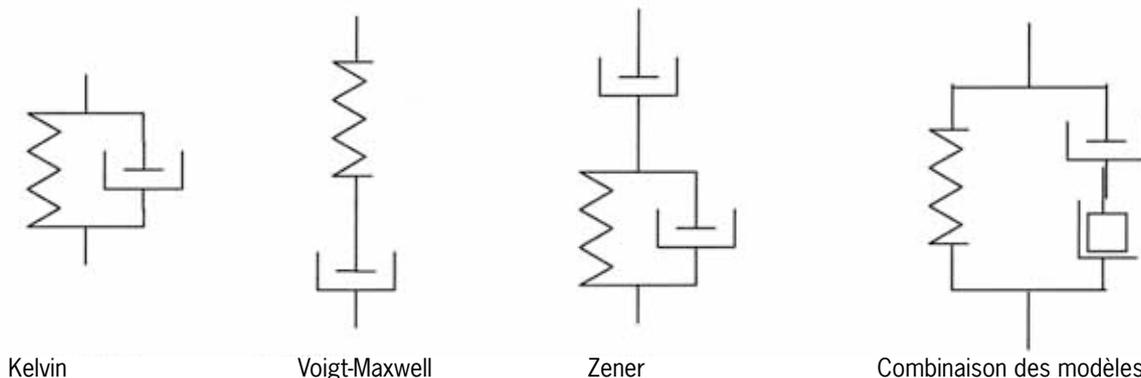


Fig. 17 : Les modèle analogiques

A l'aide d'un modèle généralisé de Voigt-Maxwell ou de Kelvin on peut théoriquement traduire le comportement rhéologique du matériau. Ceci revient à lier l'effort à la déformation par deux opérateurs différentiels linéaires. Ceci conduit en régime harmonique au module complexe du matériau (respectivement à la raideur complexe du plot).

$$G^*(\omega) = \frac{\sum_{i=1}^m a_i (j\omega)^i}{\sum_{j=1}^n b_j (j\omega)^j}$$

Cette forme présente quelques problèmes d'exploitation numérique quand m et n sont grands. Dans le but de réduire le nombre de paramètres Hue et Vinh ont proposé une formulation aux dérivées fractionnaires.

Cette dernière prenant en compte les valeurs de la fonction à tous les instants du passé peut rendre compte de l'effet mémoire du matériau.

$$G(\omega) = G_0 \frac{1 + (jT_1\omega)^{\alpha_1}}{1 + (jT_2\omega)^{\alpha_1}}$$

Cette formulation n'est pas d'utilisation courante pour le moment, car il paraît plus urgent de prendre en compte les non-linéarités dont les effets sont plus préoccupants que ceux de la fréquence dans beaucoup de domaines.

Prise en compte des non-linéarités

On fait appel à un agencement de modèles simples comme le Standard Triboelastic Solid pour traduire l'élasticité combinée au frottement sec complétée par un dash-pot pour traduire l'effet de viscosité.

Certains auteurs préfèrent considérer des raideurs variables plutôt que d'avoir à multiplier le nombre d'éléments. On peut également faire appel à une représentation du cycle d'hystérésis à l'aide des modèles de Dahl, Duhem-Madelung, de Bouc, ou encore comme A. Al Majid et R. Dufour considérer un modèle plus général de la relation force de restitution-déformation qui rende compte de manière plus satisfaisante du comportement en environnement vibratoire fait de superpositions de différents types d'excitation.

Ces approches sont prometteuses et donnent déjà d'excellents résultats.

Conclusion

La définition de la suspension ou du découplage vibratoire de structures fait partie intégrante du travail de conception. En tant qu'interface entre des structures son coût et sa performance en dépendent de façon telle qu'il faut la considérer comme une étape à prendre en compte au début du projet.

Le meilleur compromis coût performance peut être approché grâce à la panoplie de plots qu'offre le marché ou par des moyens de conception renforcés par des outils de prédiction des performances de plus en plus fiables.

L'approche non-linéaire par les cycles d'hystérésis est prometteuse. Elle va progressivement permettre d'orienter puis efficacement les recherches. Sur les matériaux, les géométries et les travaux sur des plots encore plus évolués.

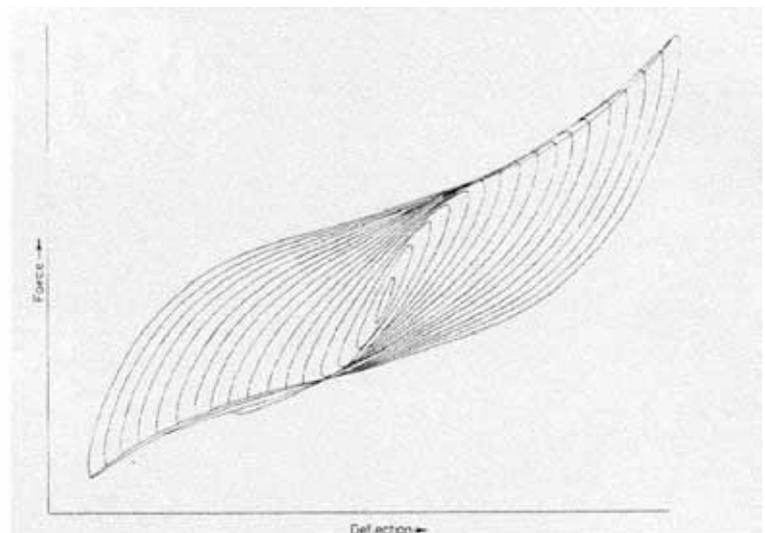
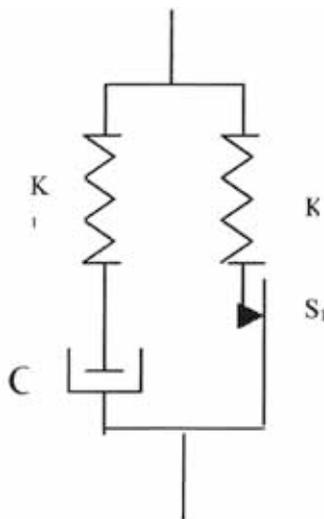


Fig. 18 : Exemple de modèle et de cycle d'hystérésis d'un plot en caoutchouc naturel

Références bibliographiques

- Dynamique des fondations de machines- G Budzdzugan ed Eyrolles.
- Simple and complex vibratory systems- Eugen Skudrzyk-The Pennsylvania state university press.
- Viscoelastic properties of polymers- John-D. Ferry - John Wiley & sons. Inc
Theory and practice of engineering with rubber- P.K.Freakley- A.R.Payne - Applied science publishers.
- Dynamique des systèmes pendulaires- M.A Julien - Technip.
- Multi-path sound transfer from resiliently mounted shipboard machinery- J.W. Verhelj- Institute of applied physics tno-th.
- Shock and vibration handbook- Harris and Crede - Mc Graw-Hill Book Company.
- Etude du comportement mécanique des matériaux viscoélastiques par les dérivées fractionnaires- M Soula- Thèse de doctorat - CNAM- Paris.
- Modèle mathématique d'hystérésis- R. Bouc - Thèse de doctorat - CNRS AO 3078-
- Mechanism-based analysis of thermo-mechanical elastomeric lag damper behavior- N.M. Wereley- V MadLavan- T Sieg- American Helicopter Society Forum 1999.
- Modeling general hysteresis behavior and random vibration application- T.T Baber- M.N. Noori- J of vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design 1986.
- Table ronde MV2 06-1996; Un modèle forcé de restitution pour prévoir les réponses à des chocs d'une structure montée sur des plots à friction.- A Al Majid- R. Dufour- Colloque Vibrations, Chocs et Bruit Juin 1998 - Mécanique industrielle et matériaux - revue du GAMI.
- Description of an arbitrary multi-axial loading process for non-linear vibration isolators- A.M.111anov- G.V. Lazutkin- Academic Press Limited
- Transient response of structures on viscoelastic mounts prediction and experiment- K.Gjika- R. Du four- G. Ferraris- LMS URA CNRS 862 INSA- Lyon. 1996 Academic Press Limited; Hysterehc behavior and empirical modeling of v-ire-cable vibration isolator- J.M Ko- Y.Q. Ni- Q.L- Tian - Hong Kong Polytechnic.- The international Journal of analytical and experimental modal analysis v7 n 2 pl 11 - 127 Apr 1992.
- Etude mathématique d'un modèle de frottement sec: le modèle de P.R. Dahl- PA. Bliman- Thèse Université Paris IX; mars 1990.
- Elastomers : criteria for engineering design. C. Hepburn and R.J.W Reynolds - Applied Science Publishers.
Vibration and shock in damped mechanical systems- J.C. Snowdon. John Wiley& Sons.
- Mécanique des vibrations linéaires, M. Lalanne. P. Berthier. J. Der Hagopian.-Masson
- Vibrations et chocs mécaniques C. Lalanne- Hermes
- Génie mécanique des caoutchoucs.Exemples de dimensionnement: calcul et tolérance des raideurs. M. Pompéi- ed C G'Sell A. Coupard -Apollor.
- Caractérisation rhéologique des ferrofluides sous champ magnétique- Application aux supports hydrauliques;P. Levallard - Thèse LMMM -ESAM 1990.
- Non linear Modeling of Elastomeric Materials for Helicopter Dampers- D.S; Ramrakhyani- C.R. Brackbill- G.A .Lesieutre—E.C. Smith-Rubber Division,American Chemical Society. 17-20 oct-2000
- Structure-Borne Sound Properties of V ibration Isolators. Leif Karj. Doctoral thesis 1998; Royal Institute of Technology MWL Stockholm.