

L'analyse modale expérimentale

Jenny Lau
LMS International
Researchpark Z1
Interleuvenlaan 68
3001 Leuven
Belgique
Tél : +32 16 384 200
Fax: +32 16 384 350
E-mail : info@lmsintl.com

Résumé

Notre style de vie actuel serait inconcevable sans la multitude d'appareils électriques et de machines qui nous entourent. Le bruit que ces systèmes mécaniques émettent est souvent perçu comme gênant, de telle manière que les fabricants tentent par tous les moyens de le limiter, voire de l'éliminer. Fréquemment, des vibrations résonantes sont la cause principale ou contribuent fortement au problème du bruit et des vibrations perçues. Afin de résoudre efficacement ces problèmes, il est primordial de comprendre le comportement dynamique du système. Ainsi l'ingénieur-concepteur pourra déterminer la cause profonde du problème et préconiser une solution appropriée. L'analyse modale constitue un outil efficace pour identifier la résonance structurelle et aider ainsi à résoudre les problèmes de bruits et vibrations excessifs. Cet article vous permettra de comprendre les phénomènes de résonance structurelle et les méthodes d'analyse modale expérimentale et analytique, tout en introduisant une approche du système complet.

Abstract

Modern life would be unimaginable without the multitude of electrical appliances and mechanical systems that surround us. The inevitable sound that these devices emit is often perceived as bothersome noise that consumers and manufacturers want to see minimized or even eliminated. On many occasions, resonant vibration is the root cause of, or at least contributes to, noise and vibration problems. In order to solve these in an efficient way, it is first necessary to understand the dynamics behavior of the system. Only then, we can find out the root cause of this problem and prescribe the appropriate solution. Modal analysis is one of most efficient tools used to identify structural resonance and thus consistently helps solve noise and vibration problems. The article will help you understand the fundamentals of structural resonance, the modal analysis experimental and analytical methods and will also introduce a full system approach.

Aujourd'hui chacun aspire à un cadre de vie et un environnement de travail silencieux. Pour la majorité des consommateurs, le niveau de puissance acoustique qui figure sur les appareils électroménagers est un critère de choix important lors de l'achat, par exemple, d'un lave-linge. Le confort acoustique est également l'un des critères principaux lors de l'achat d'un véhicule à usage privé. Tous les véhicules tels que les voitures, les camions, les engins agricoles, les engins de chantiers et les avions font l'objet d'une législation spécifique relative à l'émission de niveaux sonores. Les entreprises basent désormais leur image de marque sur le faible niveau de bruit émis par leurs matériels ou leurs appareils. Tous les systèmes mécaniques produisent du bruit. Très souvent, les vibrations résonantes sont la cause principale ou contribuent fortement au problème du bruit et des vibrations. A l'origine de ces vibrations résonantes on trouve une composante spécifique du système, ou bien l'ensemble du système ou de

la structure. Ces phénomènes de bruit et de vibrations s'observent à la fois sur des structures inertes et sur des machines en fonctionnement. Si l'on a vraiment de la chance, l'ingénieur-concepteur arrivera facilement à trouver l'origine du bruit et à résoudre le problème à l'aide d'une recherche par tâtonnements, par exemple en ajoutant des matériaux isolants. Dans le cas d'une structure plus complexe, il devra probablement y consacrer davantage de temps et d'efforts, au risque de ne trouver aucune solution appropriée ou durable. Afin de résoudre efficacement les problèmes de bruit et de vibrations, il est primordial de comprendre le comportement dynamique du système. C'est à cette seule condition que l'on pourra déterminer la cause profonde du problème et préconiser la solution appropriée.

L'analyse modale constitue l'un des outils les plus efficaces pour identifier la résonance structurelle et aider ainsi à résoudre les problèmes de bruit et vibrations.

Qu'est-ce que la résonance structurelle ?

La plupart des structures résonne. Autrement dit, sous certaines conditions, on peut exciter une structure et la faire vibrer en lui imposant une force, et obtenir à certaines fréquences, un déplacement important (la résonance est le phénomène d'effet maximum produit par une cause donnée). Prenons comme exemple le violon, qui est un instrument de musique à cordes dont une ou plusieurs cordes produisent un son lorsqu'elles vibrent. L'archet est la source d'énergie, et la corde exerce une force sur le corps du violon. Celui-ci agit comme un amplificateur et rend le son audible par tous. De même, lorsque l'on tape sur un diapason, sa structure résonne et produit un son. Si l'on place la base du diapason contre la caisse d'une guitare acoustique, le niveau sonore produit par le diapason est fortement amplifié par la caisse et la cavité acoustique. Le diapason (considéré comme la source) excite la guitare (considérée comme le transmetteur) à l'une des fréquences naturelles de la guitare acoustique et nous (en tant que récepteurs) percevons un son amplifié. La vibration résonante résulte de l'interaction entre les propriétés d'inertie et les propriétés élastiques des matériaux de la structure. Chaque système ou structure mécanique possède ses propres fréquences naturelles spécifiques. Ce sont elles que l'on peut entendre après la fin d'une excitation, quand on est en « oscillations libres ». Si les conditions opératoires (avec excitation) sont proches de l'une de ces fréquences naturelles, la réponse est amplifiée. Ceci se produit en particulier quand on « force » la structure à vibrer à l'une de ses fréquences naturelles, par exemple en imposant une force oscillante. On appelle fréquence de résonance une fréquence à laquelle, pour une force d'excitation donnée, la réponse passe par un maximum. Il se trouve que les fréquences de résonance sont très proches des fréquences naturelles, et même coïncident quand l'amortissement est très faible.

Dans le cas de la guitare acoustique, le son produit est perçu comme un son agréable par l'oreille humaine. Dans d'autres situations, la vibration résonante qui est émise pourra être perçue comme gênante et produire un son désagréable. Cette approche de l'émission sonore est connue sous le nom de modèle source-transmetteur-récepteur et est présentée dans la Figure 1.



Fig. 1 : Modèle Source-Transmetteur-Récepteur

1- Ici l'amplificateur n'apporte pas d'énergie, il ne fait que permettre à la corde d'émettre plus de puissance, et ainsi d'avoir une augmentation d'amplitude.

Nos exemples d'instruments de musique et d'outils d'accordage montrent que les vibrations résonantes peuvent produire des sons appréciés par la plupart d'entre nous. A l'opposé, le bruit de vrombissement généré par un lave-linge est généralement perçu comme dérangent. Les conséquences des vibrations résonantes peuvent être sérieuses : perception négative du produit par le consommateur, perte de confort acoustique, non-conformité avec la législation pour certaines conditions d'utilisation, mais également pannes et casses. Le bruit provient en général des vibrations. Si celles-ci sont répétitives, cela conduit à une fatigue de la structure ou du système, ce qui va réduire le cycle de vie du produit. Cela peut également provoquer une dégradation des éléments, voire, dans les cas extrêmes, une panne complète de la structure. Lors de la phase de conception d'une nouvelle machine ou d'un nouveau système, il est donc crucial d'identifier la résonance structurelle de la structure. On pourra ainsi concevoir un meilleur produit.

L'identification de la résonance structurelle dans le but d'éviter les vibrations résonantes non désirées permet de réduire le niveau sonore d'un système en fonctionnement, d'assurer une durée de vie plus longue au produit et même d'éviter des pannes structurelles. On utilise ainsi l'analyse modale dans de nombreux domaines de l'industrie. Par exemple, lors du cycle de conception d'un aéronef, les ingénieurs utilisent l'analyse modale pour identifier la dynamique structurelle de chaque élément, ainsi que celle de l'appareil complet. Ce processus permet également aux ingénieurs de comparer les caractéristiques dynamiques du prototype physique à celles du modèle de simulation. On obtient ainsi un modèle de simulation réaliste qui permet de prévoir de façon plus précise le comportement de l'aéronef en condition de vol.

Analyse modale

Afin de présenter l'analyse modale de façon simple, nous prendrons comme exemple théorique une simple plaque rectangulaire. On applique sur un coin de cette plaque une force qui varie de façon sinusoïdale. On modifie ensuite le taux d'oscillation (la fréquence) de la force sinusoïdale, tandis que la force maximale reste la même. Enfin, on mesure la réponse à cette excitation à l'aide d'un accéléromètre fixé sur le côté opposé de la plaque. L'amplitude mesurée varie en fonction de la fréquence de la force imposée. La réponse augmente au fur et à mesure que la fréquence de la force exercée se rapproche d'une fréquence de résonance de la structure. L'amplitude mesurée correspond à la déformation de la structure. En effectuant une mesure en plusieurs points de la plaque, il est possible de représenter la déformation de cette plaque à l'aide d'un nombre discret de points. Sur la Figure 2, on peut constater que si la force varie dans une gamme de fréquence donnée, on peut facilement identifier un certain nombre de fréquences de résonance, ainsi que leur déformation (déformée modale). Un mode est défini par une fréquence de résonance, un amortissement et une déformée modale. Les caractéristiques modales d'une structure sont définies par un ensemble de modes.

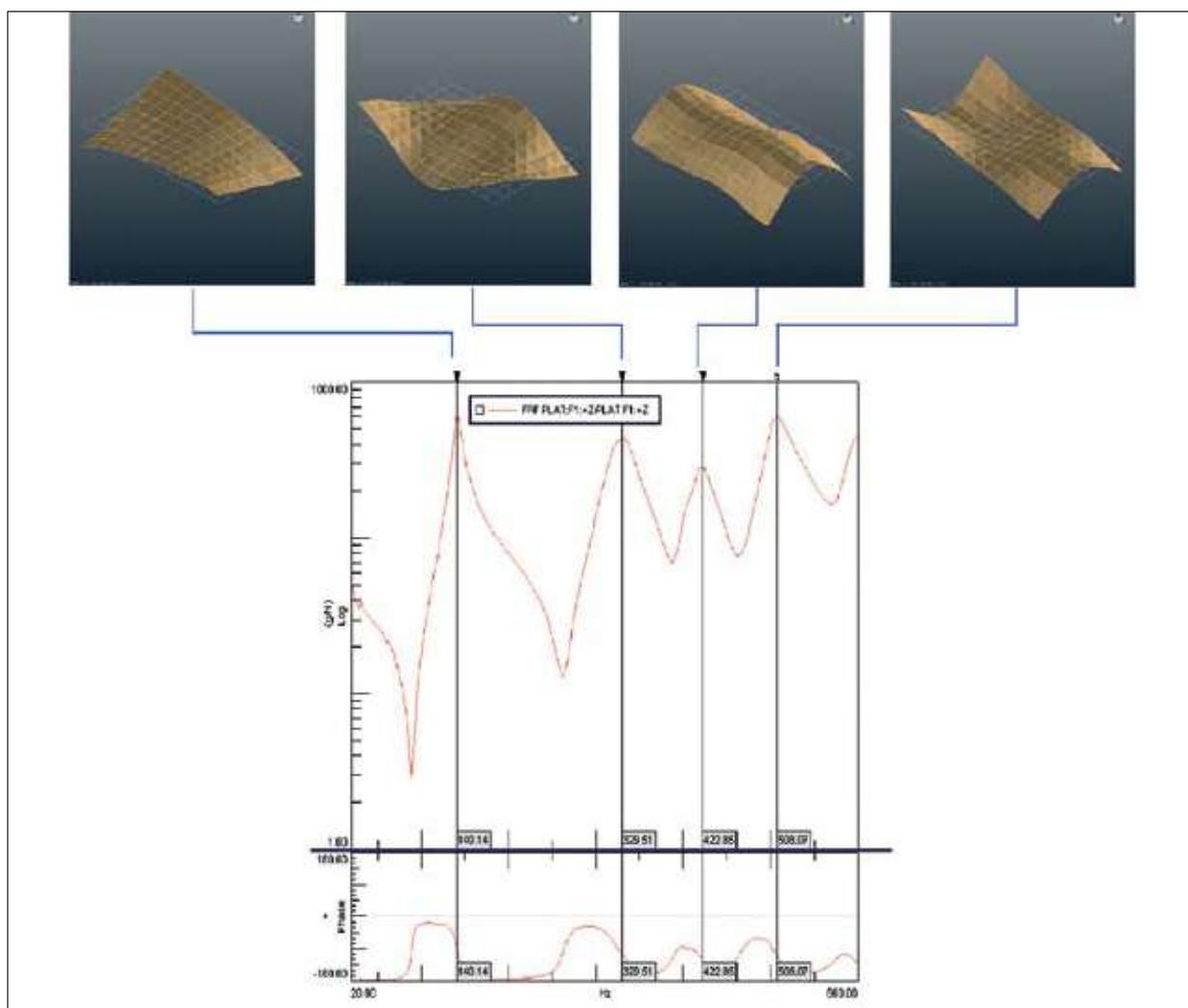


Fig. 2 : Exemple : plaque rectangulaire. En haut les 4 premiers modes propres ; en bas, réponse fréquentielle en amplitude pour une force donnée.

L'analyse modale est l'étude des propriétés dynamiques (résonance structurelle) d'un système qui est défini indépendamment des charges qui lui sont appliquées et des réponses qu'il fournit. Les propriétés dynamiques (ou caractéristiques modales) d'une structure ou d'un système sont constituées de ce qu'on appelle les modes propres (ou naturels) : un mode est défini par sa fréquence naturelle (ou sa fréquence de résonance), son amortissement et sa déformée modale. La dynamique structurelle étudie la réponse des structures lorsque des charges leur sont appliquées. Très souvent, on utilise, sous une forme ou une autre, les caractéristiques modales de la structure pour déterminer la réponse du système. Il existe deux méthodes différentes pour réaliser une analyse modale. La première, l'analyse modale expérimentale, se base sur les données mesurées lors d'un essai modal. Cette méthode est expliquée au paragraphe suivant. La seconde méthode, l'analyse modale analytique, est basée sur la modélisation par éléments finis. Un modèle aux éléments finis est défini par les propriétés des matériaux. Le concept de l'analyse modale analytique est décrit page 26.

Analyse modale expérimentale

Nous allons expliquer l'analyse modale expérimentale à l'aide d'un exemple à un degré de liberté comme illustré dans la figure 3.

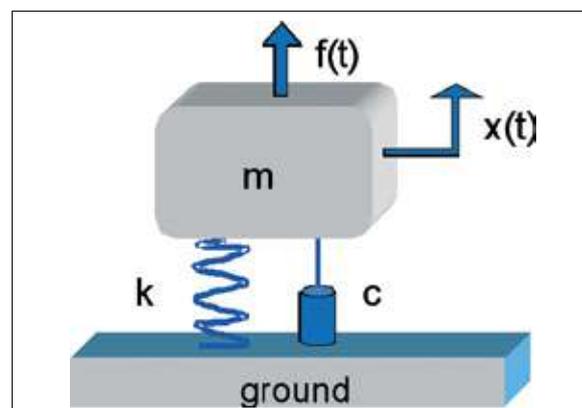


Fig. 3 : Système à un degré de liberté

L'équilibre des forces d'un système à un degré de liberté s'exprime à l'aide des forces d'inertie, de l'amortissement, de la raideur et de forces externes :

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t)$$

où m est la masse, c l'amortissement, k la raideur, \ddot{x} , \dot{x} , x sont, respectivement, l'accélération, la vitesse et le déplacement, f est la force externe et t est la variable temps. Après transformation dans le domaine fréquentiel, l'équation du domaine temporel s'exprime sous la forme

$$\frac{x(\omega)}{f(\omega)} = \frac{1}{-m\omega^2 + cj\omega + k}$$

où ω est la variable fréquence. On définit la fonction de transfert comme le rapport de la réponse d'une structure sur la force exercée. La solution de l'équation $-m\omega^2 + cj\omega + k = 0$ est la fréquence propre² de l'exemple à un degré de liberté. La fréquence de résonance s'exprime alors sous la forme

$$\omega_n = \pm \sqrt{\frac{k}{m}}$$

et le facteur d'amortissement est

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n}$$

On peut étendre le concept du degré de liberté unique à un système à plusieurs degrés de liberté, comme le montre la figure 4.

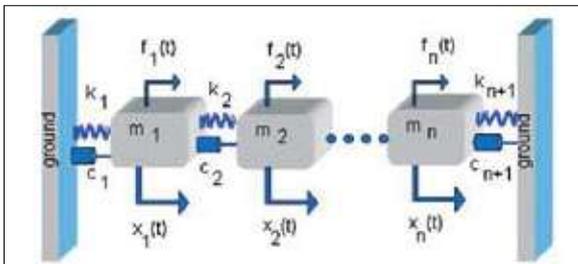


Fig. 4 : Système à plusieurs degrés de liberté

Dans ce cas, on utilise une équation matricielle pour décrire le système.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\}$$

est l'équation dans le domaine temporel et l'espace physique, avec une matrice de masse, une matrice d'amortissement et une matrice de raideur.

Il est plus facile de résoudre les équations en les transposant dans le domaine fréquentiel. La solution non triviale de l'équation $[B(j\omega)]\{X(j\omega)\} = \{0\}$ est un ensemble unique de valeurs propres et de vecteurs propres complexes, où

$$[B(j\omega)] = [M]j\omega^2 + [C]j\omega + [K]$$

La partie réelle de la valeur propre est l'amortissement, tandis que la partie imaginaire est la fréquence de résonance. Le vecteur propre représente, quant à lui, la déformée modale.

Fonctions de réponse en fréquence

Les fonctions de transfert sont également appelées fonctions de réponses en fréquence (FRF). Pour mesurer la fonction de transfert, on suspend par exemple la structure, avec comme conditions aux limites, les deux extrémités libres ou une extrémité fixée. Plusieurs capteurs, tels que des accéléromètres, sont placés sur la structure. On applique une force sur la structure à l'aide d'un marteau de choc ou d'un pot vibrant. La force et la réponse de la structure sont mesurées simultanément par un système d'acquisition ou par un analyseur. Les fonctions de réponses en fréquence sont traitées par ordinateur relié au système d'acquisition. Les données temporelles mesurées sont converties du domaine temporel au domaine fréquentiel au moyen d'un algorithme de transformée de Fourier rapide (FFT) et la fonction de réponse en fréquence est traitée par un logiciel. Les fonctions de réponse en fréquence sont présentées dans la figure 5 sous différents formats. A la fréquence de résonance, la fonction de réponse en fréquence présente un pic d'amplitude et la phase chute de 180°. La partie réelle de la fonction de réponse en fréquence est égale à zéro et la partie imaginaire atteint un pic.

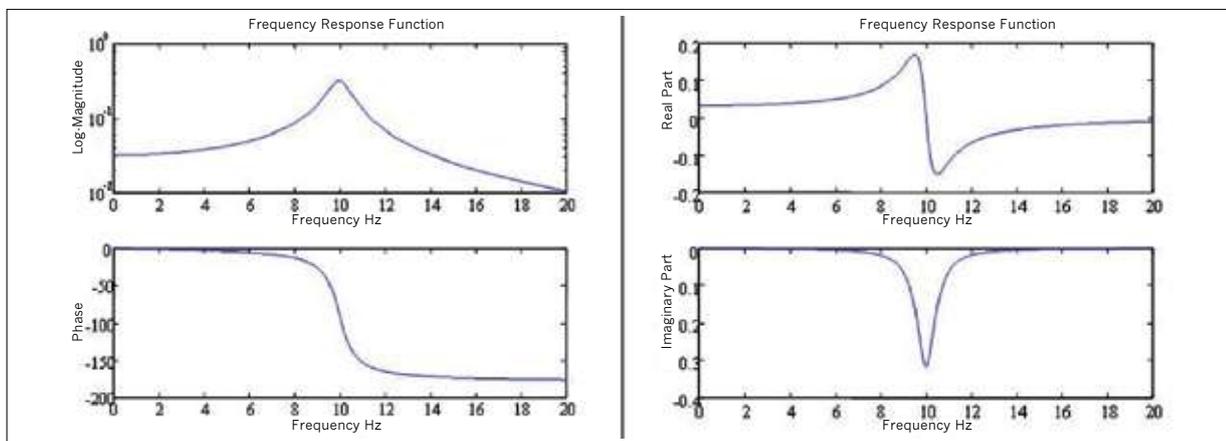


Fig. 5 : Fonction de réponse en fréquence amplitude/force autour d'une résonance : à gauche, amplitude (haut) et argument (bas) ; à droite, parties réelle (haut) et imaginaire (bas).

2- C'est une quantité complexe, dont la partie réelle correspond à une fréquence, et la partie imaginaire à une décroissance de la vibration. La fréquence de résonance est très proche de la partie réelle. On dit indifféremment « propre » ou « naturelle ».

Considérons maintenant l'exemple d'une poutre fixée à une extrémité, comme sur la figure 6.

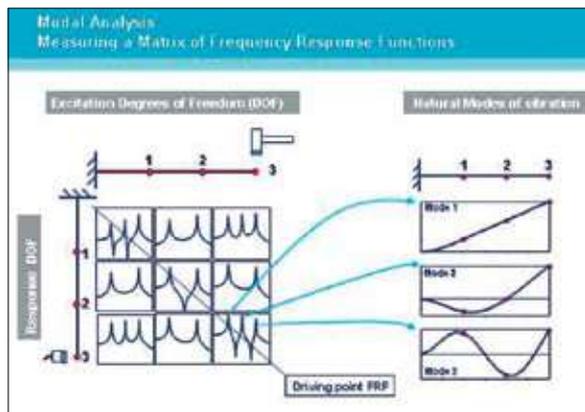


Fig. 6 : Exemple d'une poutre

Si la poutre est excitée au point 3 et que sa réponse est mesurée au même point, la fonction de réponse en fréquence obtenue pour la sortie 3 et l'entrée 3 (la sortie est la réponse de la structure, tandis que l'entrée est la force exercée) est présentée sur la figure 6. Dans ce cas, la mesure se fait au même point pour l'entrée et la sortie. C'est la mesure au point d'excitation (« driving point »).

Étudions maintenant la fonction de réponse en fréquence : elle possède précisément trois pics, ce qui indique qu'il y a trois fréquences de résonance. On peut refaire le même test en frappant la poutre aux points 1 et 2 tout en gardant l'accéléromètre au point 3. On obtient alors la troisième ligne de la matrice de la fonction de réponse en fréquence. Ce procédé s'appelle un essai de marteau de choc. Bien évidemment, on peut également utiliser un pot vibrant au point 3 et placer l'accéléromètre aux points 1, 2 ou 3 afin de mesurer les mêmes fonctions de réponse en fréquence. Dans ce cas, les réponses des trois points sont mesurées simultanément.

D'un point de vue théorique, il n'y a aucune différence entre un essai effectué avec un marteau de choc et un essai effectué avec un pot vibrant. Cependant, dans la réalité, la liaison entre le pot vibrant et la structure peut apporter une certaine raideur à l'ensemble. Une autre différence entre les deux types d'essais peut également provenir de la masse des accéléromètres. Si ces derniers sont repositionnés après chaque essai, la répartition des masses peut changer. Par conséquent, il y aura un décalage de la fréquence de résonance dans les fonctions de réponse en fréquence. Une solution possible pour éviter de modifier la répartition des masses serait de placer une masse fictive sur la structure.

Si l'on prend la partie imaginaire obtenue à une fréquence de résonance particulière dans chaque fonction de réponse en fréquence, on peut alors représenter la déformation de la poutre. Sur la figure 6, on peut observer les trois premières fréquences de résonances et constater la déformation de la poutre pour une fréquence particulière. En étudiant plus attentivement les fonctions de réponse en

fréquence, on peut noter que, lorsque l'on frappe la poutre au point 2, on ne génère que deux pics. On peut expliquer ce phénomène en posant que le point 2 est un point avec zéro déformation pour la deuxième fréquence de résonance. On appelle ce point un nœud. Il s'agit de l'un des aspects les plus importants de l'analyse modale expérimentale. Un nœud ne peut jamais être un point d'excitation : si l'on ne frappe la poutre qu'au point 2, on ne sera donc pas en mesure d'identifier la deuxième fréquence de résonance.

On savait déjà que la caractéristique modale d'une structure était définie par la fréquence de résonance, le facteur d'amortissement et les déformées modales. L'étude de la poutre nous montre que l'on peut identifier la fréquence de résonance et la déformation à partir des fonctions de réponse en fréquence.

Aujourd'hui, de nombreux estimateurs de paramètres modaux sont disponibles pour la résolution des cas à multiples degrés de liberté. Une difficulté est l'identification des modes amortis, en particulier en haute fréquence. On notera que la connaissance de l'amortissement est une question délicate, qu'il soit interne, ou externe (notamment en raison du rayonnement acoustique) ; dans la plupart des situations, il rend les déformées modales complexes, c'est-à-dire que la déformée modale change dans le temps.

Déformées ou déformées opérationnelles

Lorsque l'on a évoqué les caractéristiques dynamiques d'une structure, on a parlé de déformées. Quelle est la différence entre une déformée (modale) et une déformée opérationnelle ? Les modes sont des ensembles uniques de solutions qui décrivent les caractéristiques modales d'une structure. Seules, une modification de la masse, de l'amortissement et de la raideur peuvent modifier les caractéristiques modales d'une structure. Ainsi, une déformée ne peut être modifiée que par une modification de la masse, de l'amortissement ou de la raideur.

La déformée opérationnelle est la réponse d'une structure à une force appliquée en conditions opératoires. La déformée opérationnelle varie en fonction de la force appliquée et des conditions opératoires.

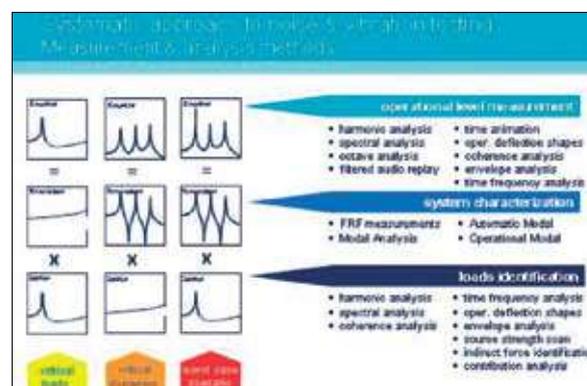


Fig. 7 : Approche systématique des essais de bruit et vibrations

Sur la figure 7, on voit que la déformée opérationnelle mesure la réponse de la structure au niveau du récepteur.

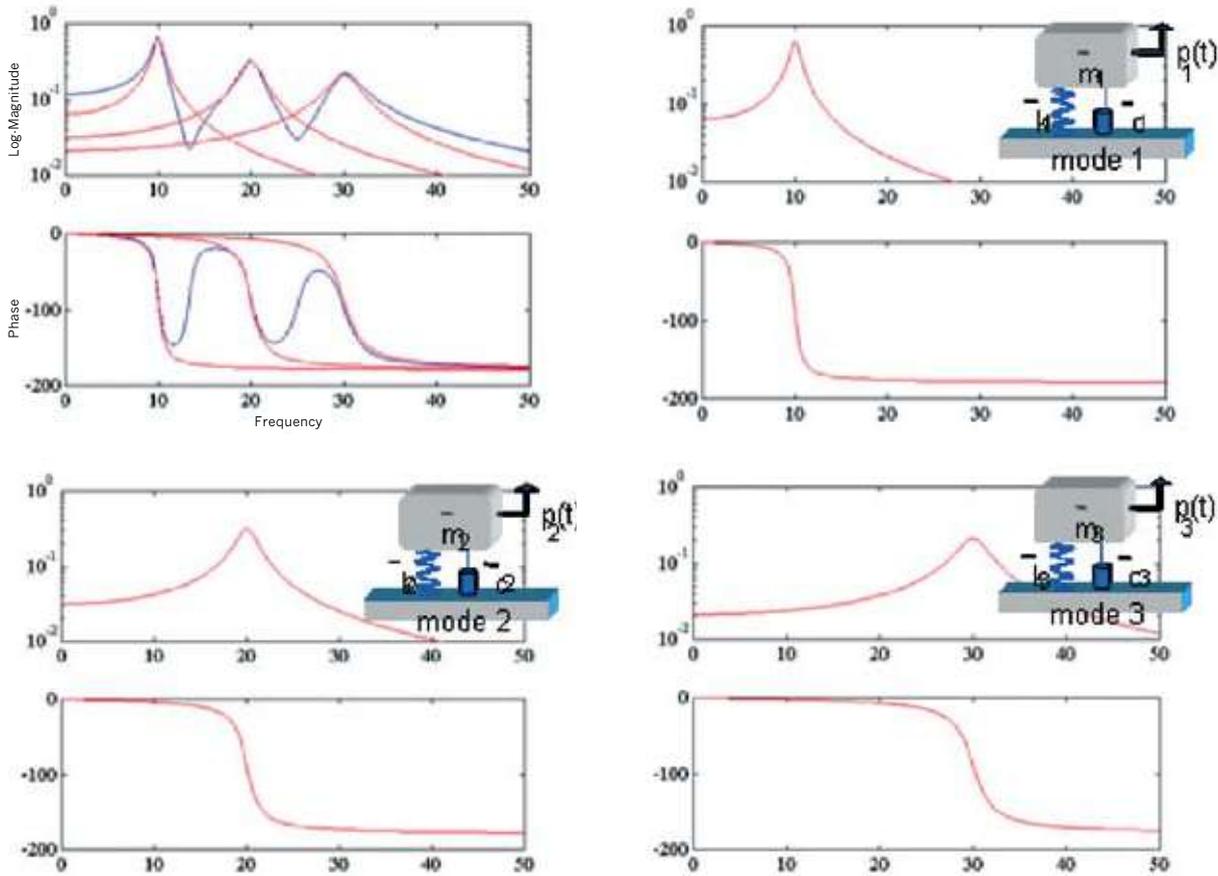


Figure 8. Exemple d'un modèle à 3 degrés de liberté

La caractéristique modale est définie, elle, au niveau du transmetteur. Lorsque l'on applique différentes charges, la déformée opérationnelle résultante est ajustée et change. Bien qu'elle constitue une méthode rapide et très visuelle pour estimer la déformation de la structure, l'observation de la déformée opérationnelle ne fournit que des informations sur la façon dont la structure bouge et sur les parties de cette structure qui se tordent ou se plient le plus sous l'effet de certaines charges de fonctionnement.

La déformée opérationnelle est une combinaison linéaire de déformées modales. Autrement dit, chaque structure possède ses propres caractéristiques dynamiques, qui constituent un modèle modal. Ce modèle exprime simplement la dynamique de la structure dans l'espace modal, plutôt que dans le domaine temporel ou fréquentiel. Le modèle modal, par exemple un modèle à trois degrés de liberté comme celui présenté dans la figure 8, consiste en un ensemble de modes : mode 1, mode 2 et mode 3. On obtient une fonction de réponse en fréquence par la somme (figure 8, courbe bleue sur le graphe supérieur) des modes individuels (figure 8, courbe rouge).

Analyse modale analytique

Dans l'analyse modale expérimentale, nous avons utilisé un modèle physique avec un nombre limité de points mesurés. Les données temporelles mesurées ont été

converties en données fréquentielles. La matrice de la fonction de réponse en fréquence a été résolue à l'aide d'une méthode d'estimation des paramètres modaux et l'on a obtenu un ensemble unique de modes que l'on a appelé le modèle modal.

L'analyse modale analytique constitue une autre méthode d'analyse modale qui commence par l'estimation de la répartition des masses, des raideurs et de l'amortissement dans la structure au moyen des matrices masse, raideur, amortissement ($[M]$, $[K]$, $[C]$).

Ces dernières définissent l'équation propre :

$$\left(p \begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix} \right) \{Y\} = \{0\}$$

où p est la variable du domaine de Laplace et

$$\{Y\} = \begin{Bmatrix} p\{X\} \\ \{X\} \end{Bmatrix}$$

Les valeurs propres contiennent le facteur d'amortissement et la fréquence naturelle, les vecteurs propres sont liés aux déformées modales. Le modèle analytique est combiné avec la solution propre du modèle aux éléments finis présentés dans la figure 9.

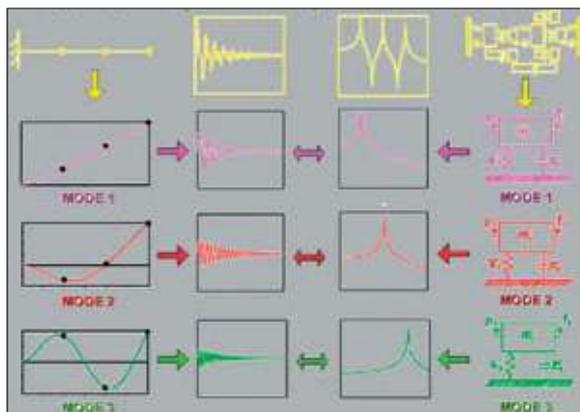


Fig. 9 : Modèle physique contre Modèle analytique

Approche du système complet

A l'heure actuelle, le processus de conception d'un produit combine souvent le prototypage virtuel et le prototypage physique. La figure 10 présente une approche globale du processus, afin d'améliorer le niveau des produits et de réduire la durée du développement. On utilise les résultats des essais modaux sur le prototype physique pour corrélérer l'analyse par simulation et créer un modèle de simulation « de la vraie vie ».



Fig. 10 : Approche globale de la conception

Afin de garantir des simulations réalistes et précises, il est essentiel que les modèles de simulation obéissent à des standards de précision rigoureux. Pour obtenir des résultats de simulation fiables, il est nécessaire de comparer les modèles des éléments, des sous-systèmes et du système complet avec les données expérimentales, ou bien avec des modèles validés pour des structures similaires. L'élaboration et la validation des modèles à l'aide d'une approche ascendante, c'est-à-dire depuis le niveau de l'élément jusqu'au niveau du système global, sont les seules façons d'éviter l'accumulation d'imprécisions. En dehors des analyses par simulations plus fiables, des modèles validés fournissent une meilleure compréhension des hypothèses faites sur les propriétés des matériaux, les liaisons, les joints et les conditions aux limites.

Conclusion

L'analyse modale est une solution efficace pour identifier la cause principale des problèmes engendrés par des niveaux de bruit et de vibrations excessifs dans une structure ou un système mécanique.

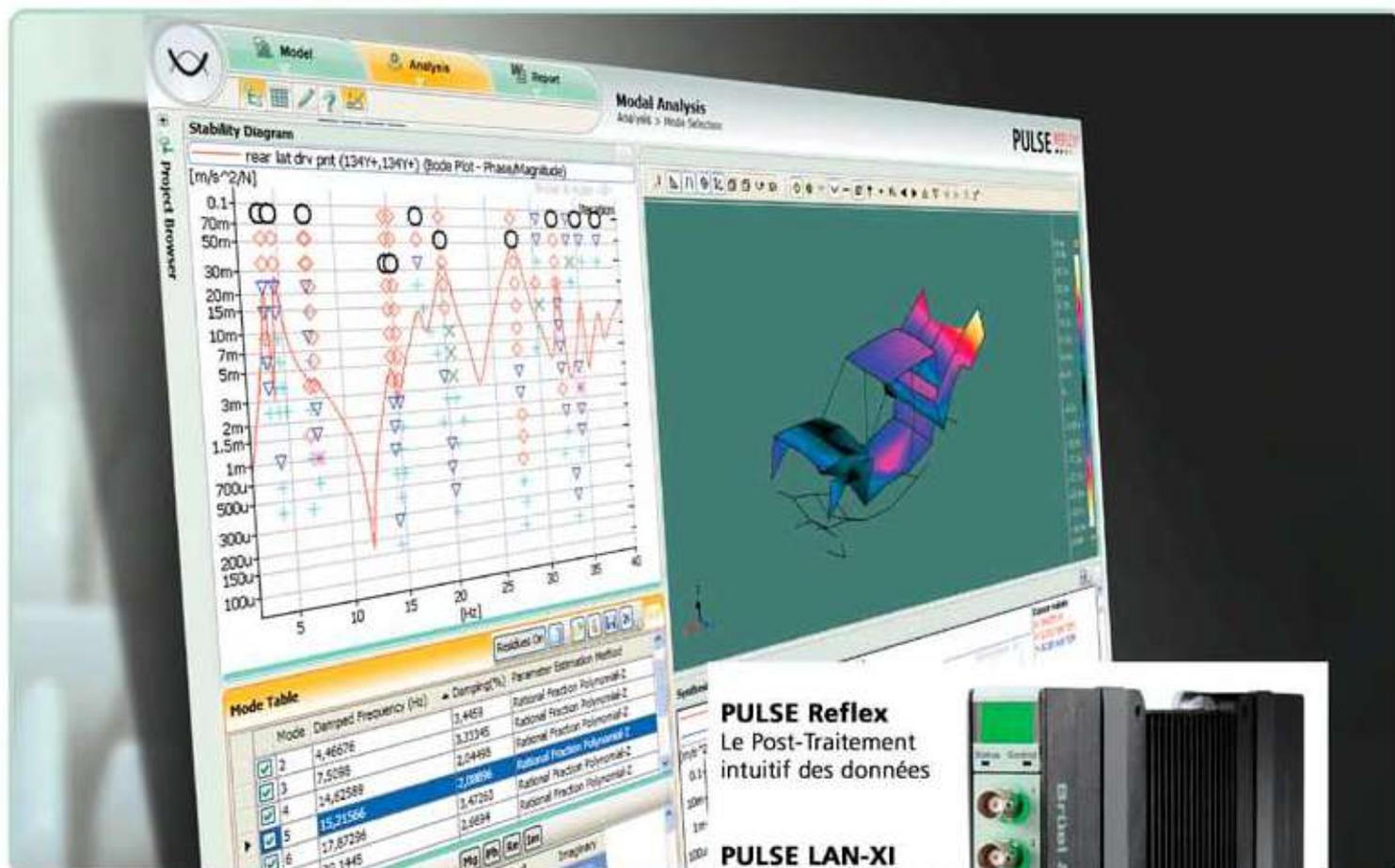
L'analyse modale expérimentale nécessite très peu de matériel et est principalement utilisée pour des dépannages rapides. Néanmoins, elle fournit des informations précieuses que l'on n'obtient pas toujours lors des mesures effectuées au simple niveau opérationnel. Les résultats de l'analyse modale expérimentale permettent d'améliorer de façon notable la précision des modèles de simulation et ainsi d'améliorer la précision de la réponse des conditions opératoires.

En conséquence, l'analyse modale ne doit pas seulement être considérée comme un outil de dépannage, mais comme un élément fondamental dans la conception du produit. Dans une approche globale du système, l'analyse modale fournit les informations nécessaires à la mise à jour du modèle de simulation afin de refléter la simulation précise de la situation réelle.

Références bibliographiques

- [1] LMS international, LMS Test.Lab Modal analysis manual 9B, Leuven, Belgium, <http://www.lmsintl.com/modal-analysis>
- [2] LMS international, LMS PolyMAX A Revolution in Modal Parameter Estimation, Leuven, Belgium, <http://www.lmsintl.com/lmspolymax>
- [3] Peeters B., et al, Automotive and aerospace applications of the LMS PolyMAX modal parameter estimation method. In Proceedings of IMAC 22, Dearborn (MI), USA, January 2004

L'Analyse Modale par Brüel & Kjær



PULSE Reflex
Le Post-Traitement
intuitif des données

PULSE LAN-XI
De 2 à plus de 1000
voies de mesure



Une solution complète pour tous vos besoins en Analyse Modale

Que vous souhaitiez effectuer des tests simples ou plus élaborés, Brüel & Kjær vous offre une gamme complète de solutions répondant parfaitement à vos besoins. Contactez nos experts dans le domaine, ils vous conseilleront sur le système et la technique adaptés.

Matériel, logiciel, service et conseil Brüel & Kjær sera votre interlocuteur unique !

Notre gamme de matériel pour l'Analyse modale comprend :

- La plus large gamme au monde de capteurs modaux, incluant les capteurs sans contact et les capteurs équipés TEDS
- Le câblage et le conditionnement
- Les systèmes d'acquisition de données multi-voies, avec notamment PULSE LAN-XI
- Le logiciel de post-traitement PULSE Reflex Analyse Modale
- Une gamme complète de pots et d'excitateurs de vibrations

Bénéfices :

- Prenez vos décisions sur la base de résultats fiables
- L'analyse modale avancée rendue accessible
- Maximisez votre retour sur investissement en ajustant votre solution

Découvrez la formation Analyse Modale Expérimentale sur www.bksv.fr

www.bksv.fr