

Identification des fréquences caractéristiques dans la transmission acoustique d'une coque finie raidie

G. GUERIN, C. LESUEUR, F. PEDROLA* et C. CACCIOLATI

Laboratoire Vibrations-Acoustique, Bâtiment 303, INSA de Lyon, 20 Avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne cedex, France

** Aérospatiale Avions, BP. MO1 42/2, 31060 Toulouse cedex 3, France*

ABSTRACT. Computer codes for predicting noise level inside aircrafts point out some typical frequencies in noise reduction results. These phenomena are studied in this paper with help of a comparison between numerical and experimental results about a shell representing a part of Concorde fuselage ; this one is excited by plane waves with two incidences, or by a reverberant field. Numerical results about Airbus aircrafts are also used. We show the influence of the internal volume eigen-frequencies, and of frequencies assigned to the equivalent panels between frames and stringers ; the slopes of NR versus frequency are also interpreted.

1. INTRODUCTION - BUTS DE L'ETUDE.

La prévision du bruit intérieur a été entreprise avec deux objectifs :

- établir un logiciel général, intégrant les différents types d'excitations aériennes et solidiennes réparties sur une petite surface, le fuselage externe raidi, le milieu intermédiaire absorbant, la coque interne et le milieu intérieur. La méthode de nature modale analytique s'appuie sur une démarche expérimentale sur un tronçon Concorde et sur une maquette de ce tronçon à échelle 1/3 avec cadres mais sans lisses.

- mettre au point une banque de connaissance vibroacoustique prenant en compte les phénomènes physiques essentiels et permettant une action avant-projet.

L'expérience nous a appris à remettre en cause des connaissances issues de la bibliographie. Par ailleurs, la qualité de la prévision est largement influencée par le comportement du fuselage externe raidi par des cadres et lisses, système que nous allons étudier dans ce papier avec des excitations par ondes planes (figure 1) puis champ diffus. Nous voulons expliquer la présence de fréquences caractéristiques pour lesquelles le NR (Noise Reduction) est minimum, et l'allure générale des courbes de NR.

2. LES FREQUENCES CARACTERISTIQUES : Minima de NR - Maxima de niveaux vibratoires.

2.1. Outils d'interprétation.

Le logiciel général en cours de validation, fournissant le NR d'une double coque raidie avec milieu intérieur résonnant [1] [2] [3], un logiciel COQINF considérant la coque infinie raidie avec milieu intérieur absorbant, des logiciels spécifiques de calculs des fréquences propres mécaniques d'un système raidi (COQ2) et acoustiques internes permettent des analyses fines numériques. Les résultats sont comparés à l'expérience et à des expressions analytiques sélectionnées donnant les rigidités d'une coque orthotrope équivalente [4], permettant in fine le calcul des fréquences critiques de la coque nue, des cadres et lisses, de la fréquence d'anneau. Ces confrontations constituent une démarche de validation et doivent permettre de détecter les phénomènes prédominants. Le processus expérimental automatisé

fournit les réponses vibratoires en différents points, les réponses acoustiques internes d'où le calcul du NR.

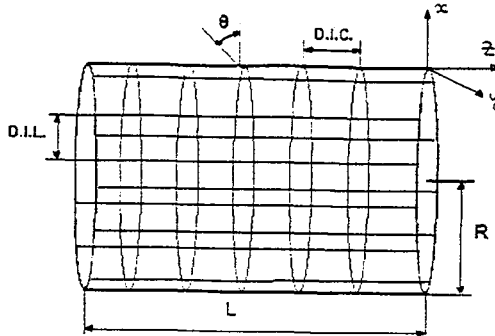


FIGURE 1 - Configuration étudiée.

2.2. Les fréquences caractéristiques.

La figure 2 montre la comparaison théorie-expérience entre 0 et 3000 Hz et 0-500 Hz sur la maquette Concorde 1/3 avec des cadres et pour $\theta=10^\circ$. (θ : angle d'incidence lors de l'excitation par ondes planes).

2.2.1. La fréquence d'anneau du système raidi détectée à 1650 Hz peut être calculée par :

$$f_R = \frac{1}{2\pi R} \left(\frac{B}{M_s} \right)^{1/2} \tag{1}$$

$B = E_p h_p / (1 - \nu_p^2) + E_L S_L / (DIL)$; p indice de peau ; L indice pour lisses, h_p épaisseur de la peau. R est le rayon, B la raideur d'extension, M_s la masse surfacique équivalente, E le module d'Young, DIL la distance interlisse, S_L la section d'une lisse, ν le coefficient de Poisson. Sa valeur théorique est de 1619 Hz, très différente de la valeur correspondant à la coque nue (1952 Hz). Pour le fuselage complet de l'A 320, nous avons $f_R = 387$ Hz et pour A 310 $f_R = 225$ Hz.

2.2.2. Les fréquences acoustiques internes sont légèrement modifiées par le couplage fluide-structure mais restent parfaitement identifiables pour $f < f_R$. Avec trois indices désignant l'ordre longitudinal, radial, circonférentiel, on note la présence de nombreux modes longitudinaux et les indices les plus élevés donnant lieu à un minimum marqué n'exèdent pas 2 pour les ordres radiaux et circonférentiels pour $f < f_R/2$.

2.2.3. Les fréquences propres mécaniques de la coque raidie sont de deux origines : mouvement de flexion et de respiration analogue à une coque simple et des fréquences propres du système intercadres-interlisses. Les premières donnent des maxima de vibrations mais n'affectent la courbe de transmission que si elles sont en coincidence avec une fréquence acoustique interne. Par contre, les secondes apportent une contribution particulière de flexion où les cadres subissent une rotation importante, telle qu'on peut les considérer sensiblement comme des appuis simples. Une bonne approximation de ces fréquences est donnée par :

$$f_{mn} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{D_p}{M_p} \right)^{1/2} \left[\frac{m^2 \pi^2}{(DIC)^2} + \frac{n^2 \pi^2}{(DIL)^2} \right] \tag{2}$$

$D_p = E_p \cdot h_p^3 / [12(1 - \nu_p^2)]$; $M_p = \rho_p \cdot h_p$; DIC : distance inter-cadres. Dans le cas de l'expérience de la figure 2, elles sont situées à 57 Hz, 228 Hz, 513 Hz. Au-delà de 513 Hz, la maille réagit en masse, d'une façon analogue à un système à 1 degré de liberté. Pour A 320, $f_{11} = 206$ Hz et pour A 310, nous avons $f_{11} = 160$ Hz.

La zone $f < f_R$ sera donc dominée par une décroissance de NR où les deux effets mécaniques sont dus d'une part aux modes de respiration d'ordre 0 et d'autre part, au mode de flexion de la maille, avec une modulation fournie par les modes acoustiques internes. Les coïncidences fréquentielles entre ces types de modes créent des zéros dans l'impédance totale du système vibroacoustique qui ne sont atténués que par les effets de dissipation (amortissement de structure et de cavité et effets de rayonnement).

3. LES FREQUENCES CARACTERISTIQUES APPAREMMENT "MUTES".

Nous les qualifions d'apparement muettes car elles ne semblent pas modifier les courbes de NR et que bien que mentionnées dans la littérature à titre d'ordre de grandeur, leur influence n'a pas été signalée par des analyses théoriques et expérimentales très fines.

Elles sont de deux ordres :

- celles pour lesquelles la trace de la longueur d'onde de l'excitation est très supérieure aux distances DIC et DIL. Les fréquences limites où $\lambda = \text{DIC}$ ou $\lambda = \text{DIL}$ sont :

$$f_{\text{DIC}} = \frac{c}{2\text{DIC}} ; f_{\text{DIL}} = \frac{c}{2\text{DIL}} \quad (3)$$

Sur maquette, nous avons $f_{\text{DIC}} = 1149 \text{ Hz}$ et sur A 320 : $f_{\text{DIC}} = 315 \text{ Hz}$; $f_{\text{DIL}} = 1197 \text{ Hz}$ avec $c = 340 \text{ m/s}$. Tant que les fréquences excitatrices restent inférieures à ces valeurs, l'excitation "oubliera" les effets spécifiques des cadres et lisses et on pourrait alors remplacer une modélisation dite de raidisseurs discrets par une approche de coque orthotrope équivalente. La figure 3 illustre nos propos à partir des résultats du logiciel général avec la courbe 1 pour la coque nue et la courbe 2 pour la coque raidie de l'A 320 avec $\theta = 45^\circ$. La théorie utilisée est de type discret.

-celles qui correspondent à des phénomènes de coïncidence analogues aux plaques : on peut calculer analytiquement les rigidités de flexion D_{zz} et D_{yy} du système raidi [4] et en déduire :

$$f_{\text{coinc}} = \frac{c^2}{2\pi \sin^2\theta} \cdot \left(\frac{M_s}{D_{zz}}\right)^{1/2} ; f_{\text{coinc}} = \frac{c^2}{2\pi \sin^2\theta} \cdot \left(\frac{M_s}{D_{yy}}\right)^{1/2} \quad (4)$$

Si le système est excité par un champ d'ondes planes obliques, il devrait réagir en flexion (pente de 18 dB/octave) pour $f > f_{\text{coinc}}$, et en champ diffus, nous devrions avoir une croissance de 9 dB/octave pour $f > f_c$, fréquence critique égale à 759 Hz pour notre maquette sans lisses. Or, l'excitation donnée figure 1 ne favorise pas un travail en flexion des cadres avec $\theta = 10^\circ$. Par contre, la comparaison entre NR correspondant à $\theta = 45^\circ$, 10° puis champ diffus (figure 4) montre bien un réel changement de pente pour $f > f_R$: on passe d'une pente moyenne de 6 dB à 9 dB/octave. Ces effets de flexion sont masqués par les effets d'extension pour $f_c < f < f_R$. Nous illustrerons ces propos lors de la conférence par des résultats sur le fuselage de l'A 320, confirmant ainsi par la théorie les remarques tirées d'une analyse fine expérimentale.

4. CONCLUSION.

Les différentes fréquences identifiées grâce à l'expérience et à divers logiciels simples donnent lieu à des accidents dans la courbe de transmission. On peut donc les prévoir au stade avant-projet. Un logiciel général doit donc inclure les phénomènes correspondants pour obtenir une bonne précision.

BIBLIOGRAPHIE.

- [1] M. GOTTELAND - C. CACCIOLATI - M. BARBE - M. GOULAIN - Modèle analytique simple du couplage fluide-structure pour un système n-uple. 1ère partie : Etude d'une coque simple. Premier Congrès Français d'Acoustique - Volume I Lyon France Avril 1990 (Les Editions de Physique - Les Ulis 1990) p.245-248.
- [2] C. CACCIOLATI - M. GOTTELAND - M. BARBE - M. GOULAIN - Modèle analytique simple du couplage fluide-structure pour un système n-uple. 2ème partie : Application à une coque double finie. Premier Congrès Français d'Acoustique - Volume I Lyon France Avril 1990 (Les Editions de Physique -Les Ulis 1990).p. 249-252.

- [3] C. LESUEUR - Rayonnement acoustique des structures ; vibro acoustique, interaction fluide-structure - Editions Eyrolles - Collection EDF-DER 1989.
- [4] LEISSA - Vibrations of shells - Rapport NASA SP 288 p.185-191.(Ch.3, 1973).

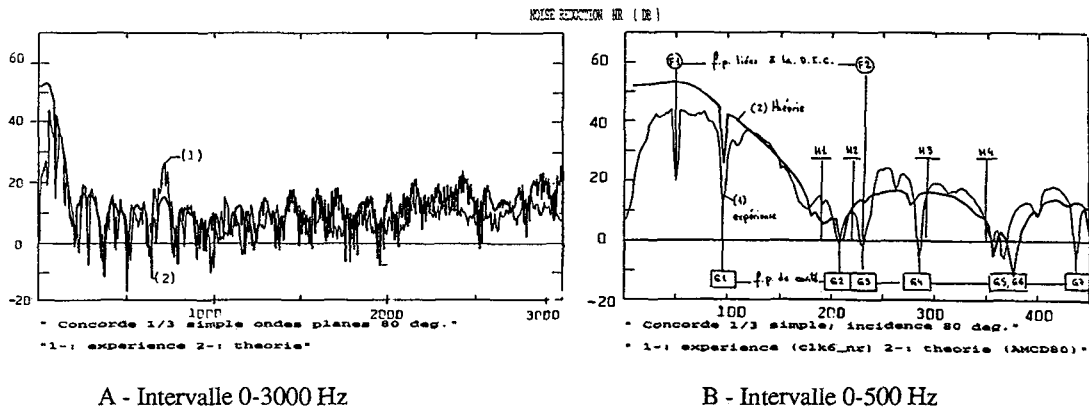


FIGURE 2 - Concorde 1/3, ondes planes incidence $\theta=10^\circ$. Comparaison théorie-expérience.

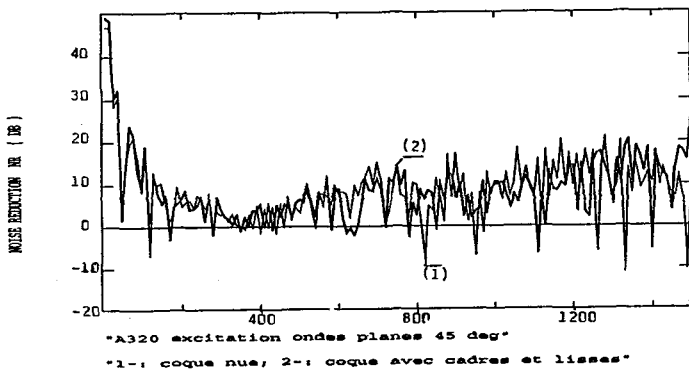


FIGURE 3 - A.320. Excitation ondes planes $\theta=45^\circ$.

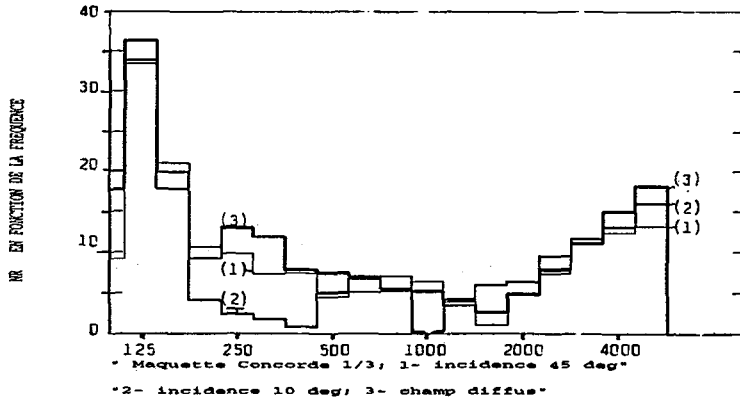


FIGURE 4 - Concorde 1/3 (expérience) (1) $\theta=10^\circ$ (2) $\theta=45^\circ$ (3) Champ diffus