



**HAL**  
open science

# Comportement en Fréquence-Nombre d'Onde de Coques Raidies Immergées (Modèle, Mesure)

Stephane Beretti, Laurent Maxit, Julien Bernard

► **To cite this version:**

Stephane Beretti, Laurent Maxit, Julien Bernard. Comportement en Fréquence-Nombre d'Onde de Coques Raidies Immergées (Modèle, Mesure). 10ème Congrès Français d'Acoustique, Apr 2010, Lyon, France. hal-00546837

**HAL Id: hal-00546837**

**<https://hal.science/hal-00546837>**

Submitted on 14 Dec 2010

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

## Comportement en Fréquence-Nombre d'Onde de Coques Raidies Immergées (Modèle, Mesure)

S. Beretti<sup>1</sup>, L. Maxit<sup>2</sup>, J. Bernard<sup>3</sup>

<sup>1</sup>DGA Techniques navales, avenue de la Tour Royale, BP 40195, 83050 Toulon Cedex, France

<sup>2</sup>Laboratoire Vibrations Acoustique, Insa Lyon, 69621 Villeurbanne Cedex

<sup>3</sup>Thales Underwater Systems, BP 157, 06903 Sophia Antipolis Cedex, France  
stephane.beretti@dga.defense.gouv.fr

On présente des résultats de mesures vibro-acoustiques de coques épaisses raidies immergées de type Sous-Marin (échelle 1/50<sup>ème</sup> et 1/1). Une comparaison est effectuée avec un outil développé à la DGA simulant le comportement de ces coques jusqu'à plusieurs kHz en prenant en compte les raidisseurs et les cloisons axisymétriques d'échantillonnage quelconque. La coque est soumise à diverses configurations d'excitations internes (pot vibrant ou source acoustique aérienne). Les mesures et le modèle donnent des niveaux concordants jusqu'à environ 8 kHz à l'échelle de navire réel: sur la coque (accéléromètres et hydrophones montés en antenne) ou en bruit (près de la coque ou en champ plus lointain). L'analyse est représentée sous forme fréquentielle avec les nombres d'ondes (k-longitudinal voire k-circonférentiel) ou en directivité de bruit selon les cas. Elle permet de retrouver des phénomènes intéressant aussi bien la discrétion acoustique que la performance de sonar passif de coque. On présente aussi des méthodes envisageables pour simuler une excitation de couche limite turbulente (bruit d'écoulement dans l'eau) ou une couverture de coque (hydrophones intégrés, élastomères épais).

### 1 Contexte

Ce papier compare des résultats obtenus entre des mesures et un modèle semi analytique, sur une coque cylindrique raidie immergée et excitée ponctuellement. Cette coque s'apparente à la coque résistante d'un sous-marin à l'immersion. Le but des évaluations est de quantifier le niveau vibratoire de la coque et le bruit rayonné induit dans l'eau, tant en champ proche (perturbation sur un sonar d'écoute situé sur la coque) qu'en champ lointain (discrétion acoustique vis-à-vis des sonars d'autres navires). Ce papier traite des phénomènes vibro-acoustiques rencontrés sur une coque excitée "radialement". Ce type d'excitation peut représenter les excitations dues aux machines à l'intérieur de la coque ou encore celles dues à l'écoulement turbulent sur la coque, voir figure 1.

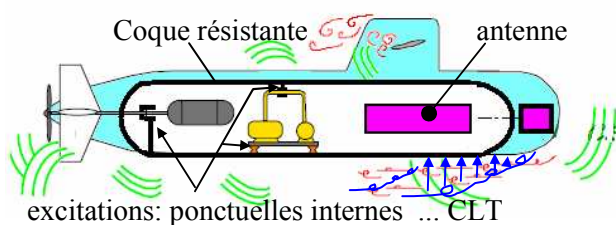


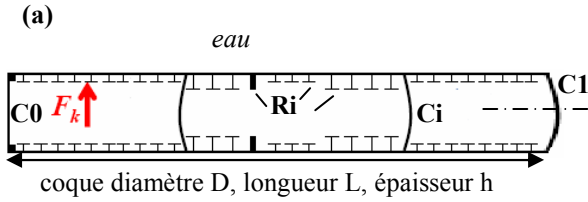
Figure 1 : Vibroacoustique de coque de Sous-Marin

### 2 Modèle utilisé et cas mesurés

#### 2.1 Modèle MACSIM

Compte tenu du domaine de fréquence d'intérêt très étendu (quelques Hertz à quelques kiloHertz), les outils classiques (éléments finis FEM/BEM, statistique énergétique SEA) atteignent très vite leur limite lorsqu'on les applique à des coques de sous-marin. Les méthodes de discrétisation FEM sont généralement limitées aux basses fréquences (quelques fois la fréquence d'anneau de la coque) et les méthodes SEA donnent des résultats trop globaux (pas de phase, moyenne sur une tranche ...).

Pour outrepasser ces obstacles, un code de calcul MACSIM (Modélisation Acoustique des Coques de Sous-marin IMmergées) a été développé récemment à la DGA. Il est basé sur la Méthode par Admittances Circonférentielles [1] qui permet de sous-structurer le problème vibro-acoustique. Les admittances de la coque cylindrique couplée au fluide sont estimées à partir d'une formulation analytique et d'une résolution dans les nombres d'onde alors que les admittances des structures internes (raidisseurs, cloisons) sont calculées à partir de modèles FEM axisymétriques. Par cette approche et contrairement à ce que l'on trouve classiquement dans la littérature, on peut facilement prendre en compte des espaces inter-raidisseurs variables ainsi que des profils quelconques de la section des raidisseurs. Des cloisons avec des variations d'épaisseur ou des raidisseurs de différentes tailles peuvent être facilement intégrés dans le modèle, voir figure 2-a.



Ri: raidisseurs annulaires (variables)  
 Ci: cloisons élastiques internes  
 Conditions aux limites:  
 C0: encastrement (déplacements, rotations nulles)  
 ou C1: extrémités élastiques

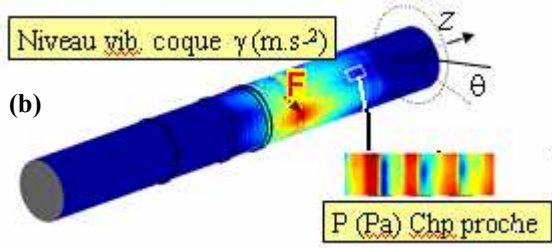


Figure 2 : (a) Système modélisé par MACSIM V1  
 (b) Exemple de résultats à fréquence donnée.

Le modèle MACSIM calcule pour une force  $F$  (ou un moment  $M$ ) appliquée sur un raidisseur donné à une fréquence  $f$ , le niveau vibratoire de la coque selon les nombres d'ondes  $(k_z, k_\theta)$ . Par exemple, le déplacement radial  $u(k_z, k_\theta)$  que l'on exprimera par la suite selon l'ordre circonférentiel  $n$ :  $u_n(k_z) = u(k_z, k_\theta)$  avec:  $n = k_\theta D/2$

Ce déplacement radial de la coque exprimé dans les nombres d'onde permet d'en déduire la pression acoustique dans l'eau à la distance  $d$  de la coque. Cette formulation fait appel aux fonctions de Hankel. Une approximation du milieu fluide par un volume plan semi-infini peut être posée pour estimer la pression en champ proche de la coque [2]. La pression est alors donnée par :

$$P_n(k_z) = \frac{\rho_{eau} \omega^2}{\tilde{k}} \exp(-\tilde{k}d) u_n(k_z) \quad (1)$$

$$\omega = 2\pi f; \tilde{k} = \sqrt{k_z^2 + \left(\frac{2n}{D}\right)^2} - k_{eau}^2$$

$$k_{eau} = \omega/1500 \text{ rad/m}; \rho_{eau} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Le nombre  $\tilde{k}$  peut être complexe (suivant les valeurs de  $n$  et de  $k_z$ ). Si il est réel, cela traduit la présence d'onde évanescence dans la direction radiale à la coque.

Une transformée de Fourier spatiale discrète selon  $k_z$  donne la pression selon  $z$  pour chaque ordre circonférentiel  $n$ ,  $P_n(z)$ . On peut ensuite obtenir la répartition spatiale suivant  $z$  et  $\theta$  (figure 2-b) via la sommation de l'équation (2) :

$$P(z, \theta) = \frac{2}{D} \left( P_o(z) + 2 \sum_{n=1}^N P_n(z) \cdot \cos(n\theta) \right) \quad (2)$$

Les valeurs pour  $\theta=0$  correspondent à la ligne horizontale passant par le point d'excitation. La valeur de l'indice  $N$  est définie à partir d'un critère faisant intervenir

les longueurs d'onde naturel de la coque et de ses structures internes (raidisseurs, cloisons). Il peut atteindre 400 pour les calculs haute-fréquence sur des grandes coques.

Par ailleurs, à partir du théorème de la phase stationnaire, le bruit en champ lointain en coordonnées sphériques  $(\theta, \phi)$  peut être calculé à partir des déplacements radiaux  $u_n(k_z)$ .

En conclusion, pour un effort et une fréquence donnés, MACSIM permet de connaître les déplacements de la coque et la pression rayonnée en champ proche et en champ lointain. Ces quantités peuvent être exprimées dans l'espace physique ou dans l'espace des nombres d'onde.

## 2.2 Cas mesurés

Pour étudier les corrélations entre les résultats du modèle et des mesures expérimentales, nous allons considérer trois coques différentes. Les valeurs données dans le Tableau 1 correspondent à celles entrées dans le modèle. Dans les cas 1 et 2, elles correspondent effectivement à la coque mesurée, qui a un diamètre constant  $D$ , en dehors des extrémités. Les dimensions pour le cas 3 ont été choisies pour englober celles de la coque réelle qui a un diamètre variable. Pour s'affranchir de l'échelle différente entre les coques, la gamme de fréquences est donnée ici sous une forme normalisée, selon la fréquence d'anneau:

$$f_a = C_L / \pi \cdot D \quad \text{avec pour l'acier } C_L = 5400 \text{ m/s.}$$

Coques raidies mesurées	Raidisseurs (échantillonnage)	Gamme fréquences étudiée
<b>Cas 1:</b> réf. [3] Coque vide L = 86 cm D = 14 cm	80 section en barre (1 type, périodique)	0,7 $f_a$ à 3,3 $f_a$
<b>Cas 2:</b> SM tronqué L env. 20 m D env. 12 m	env. 20 section en T (2 types)	jusqu'à environ 60 $f_a$
<b>Cas 3:</b> SM entier L env. 110 m D env 10 m	env. 150 section en T (3 types) + cloison interne	jusqu'à environ 15 $f_a$

Tableau 1 : Paramètres des coques mesurées et modélisées

## 3 Cas 1 (cartographies $\omega, k_z, k_\theta$ )

Les mesures [3] ont été effectuées par une équipe du NRL (Naval Research Laboratory) sur une petite coque cylindrique raidie immergée et vide (sans cloison interne, ni équipements lourds, hormis le pot vibrant excitant radialement le milieu de la coque). Les vibrations de la coque ont été mesurées à partir d'une technique d'holographie en champ proche et d'une antenne d'hydrophones. Les mesures ont été ensuite post-traitées pour donner les cartographies des vitesses radiales dans les nombres d'onde ( $k_z$  axial,  $n$  circonférentiel).

Nous avons comparé les courbes de dispersion de  $v_n(= \omega u_n)$  selon les nombres d'onde, entre le modèle MACSIM et les mesures. Étant donnée la gamme de fréquences plutôt

basse (début à 0,7 fa), nous incluons dans le modèle des cloisons élastiques aux extrémités de la coque. Ces cloisons approchent celles qui ferment réellement la maquette. (Il faut noter que MACSIM considère une excitation "force ponctuelle" au pied du raidisseur alors que le pot vibrant était en réalité posé 5 mm à côté, entre deux raidisseurs. L'espacement entre raidisseurs est régulier sur le modèle alors qu'il y a sans doute des incertitudes sur cet espacement de l'ordre de 3% sur la maquette par rapport au modèle). Les valeurs des fréquences et des  $k_z$  sont données à l'échelle de la maquette. Par similitude, les résultats sont transposables à une échelle de Sous-Marin (par exemple, en multipliant les dimensions par 70, on obtient un diamètre de 10 m et la gamme des fréquences mesurées correspond alors à 100 Hz- 600 Hz).

La cartographie du niveau de  $v_n$ , selon  $k_z$  et la fréquence, (figure non représentée) permet de retrouver les phénomènes liés aux ondes de propagation dans la coque (flexion couplée à des interférences Bloch-Floquet dues à la périodicité des raidisseurs). Pour  $n$  allant de 0 à 11, le modèle donne des résultats proches de la mesure, et permet de retrouver les mêmes évolutions des raies selon  $n$ . Le modèle n'est pas assez discrétisé pour mettre en valeur des ondes mesurées à des vitesses de propagation supersoniques (cisaillement vers 3000 m/s).

Une autre forme de représentation du niveau de  $v_n$ , selon  $k_z$  et  $n$ , à fréquence donnée, est présentée dans la figure 3. Le modèle et la mesure coïncident de façon satisfaisante. On retrouve ainsi les ordres  $n$  où les niveaux vibratoires sont forts et dont on peut déduire des directions privilégiées de propagation sur la coque. Au centre des figures (vitesses supersoniques) les motifs en forme « d'œil » constatés sur les mesures du NRL sont aussi correctement représentés.

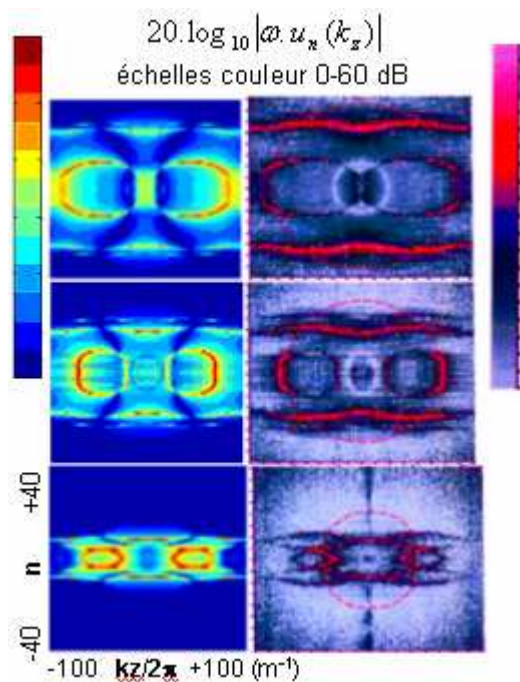


Figure 3 : Vitesse vibratoire selon les nombres d'onde  $k_z$  et  $k_0$  (modèle à gauche, mesure [3] à droite; resp. de bas en haut à 11, 26 et 35 kHz)

## 4 Cas 2 (réponses sur la coque)

Ce cas est intéressant car il s'agit d'une grande coque (à la longueur près), où une petite antenne sonar *Thales* a été montée, voir figure 4. Les mesures couvrant une très large gamme de fréquences des besoins contrairement au cas 1. Les principales différences avec le modèle sont que la coque réelle est à 80 % immergée et qu'elle contient sur certaines zones des singularités (poutres reliant axialement quelques raidisseurs). Par contre la présence de lests très importants fixés au niveau des extrémités de la coque n'a pas été gênante. Une modélisation simplifiée des extrémités avec des conditions aux limites d'encastrement donne des résultats tout à fait satisfaisants.

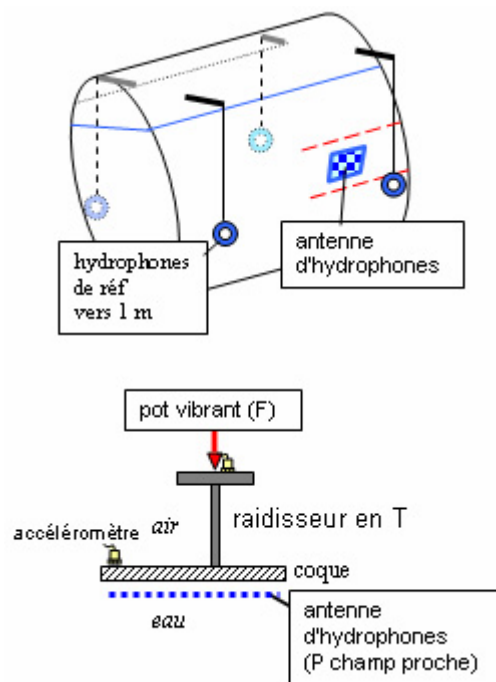


Figure 4 : Configuration d'essais du cas 2 (exemple avec  $F$  radiale derrière l'antenne)

En ce qui concerne les niveaux vibratoires calculés, on retrouve correctement en large bande les niveaux sur une dizaine de points mesurés, lorsqu'ils se situent sur une ligne horizontale proche du point d'excitation ( $\theta=0$ ): par exemple, moins de 5 dB d'écart en moyenne en dessous 8 kHz quand l'accéléromètre est près du pot vibrant; moins de 10 dB en dessous 5 kHz dans les cas les plus étendus (pot vibrant situé à 15 m de l'accéléromètre, sachant qu'il y a un changement de type de raidisseur entre ces deux points).

Par contre, pour  $|\theta| > 20^\circ$ , au dessus de 1,5 kHz environ, on observe un écart conséquent (+10 à +30 dB) entre le modèle et la mesure le long d'un raidisseur excité, à cause de la présence de singularités axiales vers  $|\theta|=15^\circ$  (poutres soudées transversalement sur plusieurs raidisseurs, ces poutres supportant deux ponts). Dans cette même zone, des écarts similaires sont relevés dans le cas d'une excitation non radiale, appliquée selon l'axe  $z$  sur le côté du raidisseur.

Ces comparaisons montrent que le code donne des résultats fiables quand il n'y a pas de transmission directe d'énergie vibratoire entre les structures internes ou que la transmission de proche en proche n'est pas perturbée par des singularités (hors raidisseurs et cloisons axisymétriques qui sont eux bien modélisables). C'est par exemple le cas quand

les excitations sont radiales à la coque, même si les raidisseurs sont physiquement couplés par des éléments de liaison qui ne sont pas représentés dans le modèle.

La mesure de bruit sur notre antenne a permis de confirmer que le modèle simple, Eq.(2), peut s'appliquer jusqu'à plusieurs kHz. Ainsi à partir des pressions mesurées sur une ligne horizontale d'hydrophones selon  $z$ , dont on fait ensuite une FFT, on obtient quelques valeurs de  $P(k_z)$  que l'on compare au modèle. La figure 5 montre que le modèle donne un résultat proche des mesures, ici pour deux fréquences de quelques kHz. On observe des pics à des valeurs particulières de  $k_z$  qui pourraient correspondre à des vitesses de propagation de ondes de flexion en subsonique ou de cisaillement en supersonique.

Vers la plus haute des fréquences  $f_2$ , le modèle indique que la valeur théorique de  $k_z$  de la flexion pure en eau, approche le nombre d'onde de l'eau  $k_{eau}$  (l'onde de flexion deviendrait donc supersonique pour  $f > f_2$ ). A cette fréquence particulière, appelée aussi "critique" [2], ainsi qu'à  $f_1$ , on a remarqué en cohérence des "pics" de pression acoustique rayonnée (sur le modèle en champ lointain ou mesurés sur l'hydrophone de référence situé en face de l'antenne).

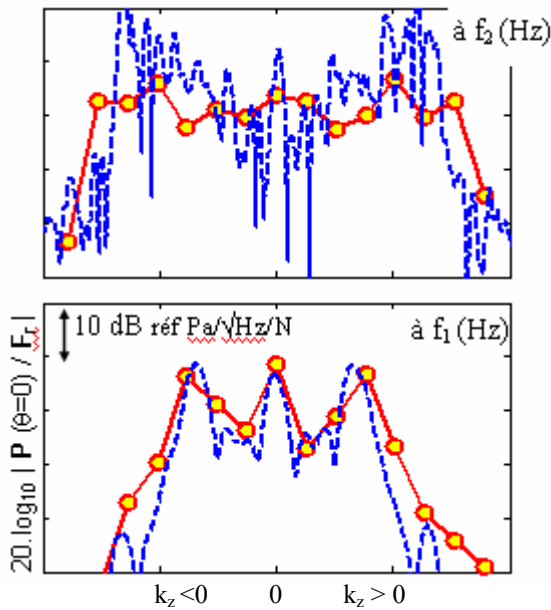


Figure 5 : Pression en champ proche selon  $k_z$  (F derrière l'antenne;  $\theta=0$ ; modèle sans filtrage = trait pointillé; mesure = cercles)

Concernant des différences de niveau de P entre le modèle et la mesure, aux plus haute fréquences (non représentées ici) ou pour des  $k_z$  grands (pics sur les bords de la figure 5, en haut), il est possible qu'elles soient dues à la non prise en compte du filtrage spatial de l'hydrophone, en réalité "non ponctuel", et aux interactions des ondes avec l'enrobage en élastomère de l'antenne. Ce point est étudié en fin de papier.

## 5 Cas 2 et 3 (bruit en champ lointain)

On considère ici le bruit rayonné par la coque dans un plan proche de la source d'excitation ( $\theta=0$ ): respectivement

le niveau maximum relevé et le niveau moyen sur un secteur angulaire donné (selon  $\varphi$ ), en face puis à l'opposé de la source (figure 7-a).

Dans le cas 2 précédent, les mesures sur les hydrophones de référence situés à 1 m de la coque, donnent une estimation en champ lointain; néanmoins limitée en basse fréquence, à cause de la surface proche, et aux plus hautes fréquences, à cause de la distance trop faible.

La configuration d'essais du cas 3 (figure 6) est plus rigoureuse (le navire cheminant en immersion, à faible vitesse, à quelques centaines de mètres de la réception). De plus, via le positionnement source-récepteur, on dispose d'une directivité du bruit assez complète selon  $\varphi$ . Par rapport au cas 2, on ne dispose que de quelques fréquences mesurées; autour de ces valeurs, on moyenne donc selon la fréquence le niveau modélisé afin de réaliser la comparaison.

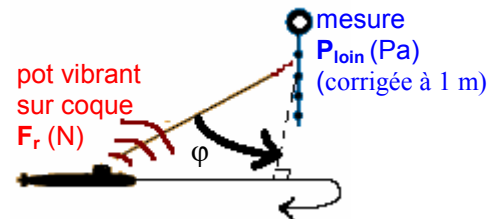


Figure 6 : Mesure de la directivité du bruit rayonné en champ lointain (configuration des essais du cas 3)

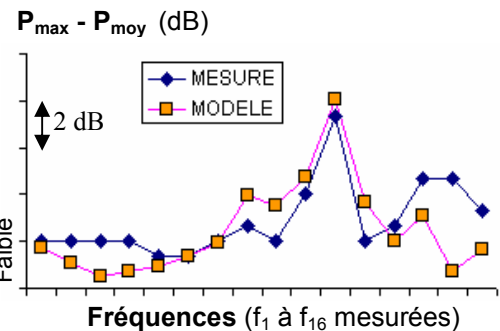
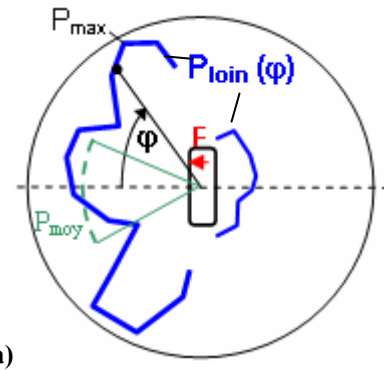


Figure 7 : (a) Directivité schématisée du bruit (b) Écart entre le maximum et la moyenne sur le travers face à la source. Mesure et modèle du cas 3

Pour le bruit rayonné face à la source, les niveaux modélisés sont proches des mesures à +/- 5 dB près jusqu'à 2 kHz environ. Pour le cas 2, de 2 à 7 kHz, l'écart mesure-modèle en bande moyennée (type 1/3 d'octave), reste

inférieure à 10 dB. Pour le cas 3, la figure 7-b, montre que le modèle détecte bien, vers une certaine fréquence, des lobes "secondaires" plus marqués (bruit rayonné en oblique d'un niveau plus élevé que sur le secteur travers); qui sont visibles sur les directivités mesurées.

En général, le modèle donne de meilleurs résultats en considérant un amortissement structural de la coque, décroissant selon la fréquence. Pour les raidisseurs on a essayé 2 % et 10 % d'amortissement environ.

Par contre, les faibles niveaux de bruit relevés de l'autre côté de la source (schématisé à droite sur la figure 7-a) sont peu concordants avec le modèle. Le modèle surévalue les mesures de +10 à +20 dB en basse fréquence. Ces écarts pourraient provenir de la présence de "grandes" singularités non modélisées, "coupant" ou "reliant" les raidisseurs entre eux.

## 6 Améliorations du modèle

### 6.1 Bruit d'écoulement dû à la CLT

Le bruit hydrodynamique excite la majeure partie de la coque cylindrique et peut générer à partir d'une certaine vitesse du navire des niveaux vibro-acoustiques supérieurs à ceux dus aux sources internes. Nous présentons ici une méthode utilisant l'outil MACSIM, pour simuler ce type d'excitation sur une coque raidie.

Concernant le choix du spectre d'excitation de la turbulence, en nombre d'onde-fréquence, on se base sur les modèles semi empiriques adaptés à notre contexte (fluide lourd, plus précis dans les faibles nombres d'onde, écoulement à "faible" vitesse par rapport à celles des ondes élastiques dans la structure, corps cylindrique de grand diamètre ...).

Le spectre peut s'écrire sous la forme:

$$\Phi_p(k_1, k_2, \omega) = \phi_p(\omega) \cdot \frac{1}{k_c^2} \cdot \mathfrak{S}(k_1, k_2) \quad (3)$$

$\mathfrak{S}$ : selon l'écoulement  $\mathfrak{S}_1$ : orthogonal à l'écoulement  
 $k_c \approx \omega / 0,6.U$  avec  $U$ : vitesse du corps

$\phi_p(\omega)$ : densité spectrale de pression en Pa<sup>2</sup>/rad.Hz

dépend aussi de  $U$  et de  $z$  (via les paramètres de la CLT notés habituellement  $\delta$ ,  $\delta^*$ ,  $u^*$  ...)

Le rapport [4] préconise un modèle de Corcos *modifié*, Eq. (4), déduit de travaux d'un centre technique naval américain.

$$\mathfrak{S} = \left\{ \frac{2\alpha_1^3}{\pi[\alpha_1^2 + (1 - k_1/k_c)^2]^2} \right\} \left\{ \frac{\alpha_2}{\pi[\alpha_2^2 + (k_2/k_c)^2]} \right\} \quad (4)$$

$\alpha_j$ : coefficients usuels (resp. pour 1 et 2: 0,1 et 0,7)

Ce dernier corrige les défauts du modèle de Corcos *original* (1963) et s'approche, dans notre zone d'intérêt ("faibles k"), du modèle le plus rigoureux, Chase *combiné* (1987 et 1993) [4]. Les modèles de Chase étant plus complexes à mettre en oeuvre que le Corcos *modifié* pour une méthode de calcul basée sur une discrétisation.

On utilise un spectre fréquentiel  $\phi_p(\omega)$  normalisé afin d'avoir les niveaux selon la fréquence et les caractéristiques

de la CLT. Ces dernières sont bien approchées par des modèles plan (dépendent de la distance selon  $z$  du début de la turbulence en amont) ou peuvent être issues de calcul sur une carène en 3D (pour tenir compte d'étrave asymétrique ou de structures situées sur le dessus de la coque).

Afin d'obtenir une réponse de la coque soumise à l'écoulement, on peut envisager des sommations décorréées selon  $z$  de réponses élémentaires utilisant la réponse de la coque en  $(k, \omega)$  calculée par le code MACSIM avec une excitation élémentaire externe dépendante de  $\Phi_p(k, \omega)$ .

La réponse pouvant aussi bien être le niveau vibratoire sur la coque, le bruit en champ proche sur une antenne ou le bruit en champ lointain. On peut éventuellement intégrer des fonctions de transfert, afin de tenir compte, par exemple en champ proche, d'hydrophone non ponctuel.

La mise au point de cette méthode reste à faire; elle pourrait être validée avec des mesures "hydrodynamiques" (excluant les tunnels trop petits ou trop bruyants). Par exemple, avec une maquette ( $D \sim 1$ m) immergée et tractée en lac. Un autre moyen d'essais est basé sur la remontée du fond de lac "à la verticale" d'un corps profilé sous-marin de flottabilité positive ( $D > 0,8$  m,  $U \sim 10-40$  m/s) [4].

### 6.2 Interface des hydrophones d'antenne

On se place dans le cas d'une source interne. L'antenne est en général petite (par rapport à la coque entière), non collée à l'acier (pour la maintenance) et ses élastomères ont une impédance et une densité proches de celles de l'eau. On peut donc supposer que la méthode suivante s'applique correctement (où, par exemple, on ne prend pas en compte le déplacement en cisaillement à l'interface de la coque ...).

La méthode consiste à transformer dans les nombres d'onde (à fréquence donnée), le résultat obtenu sur la coque nue  $u_n(k_z)$  afin d'obtenir la réponse en sortie d'un capteur d'antenne.

Pour cela, on détermine la fonction de transfert  $\{T(k) = \sigma(k) / u=1(k)\}$  entre un déplacement unitaire normal et le champ de contraintes au niveau de l'hydrophone, voir figure 8. Ce dernier est généralement situé dans un élastomère d'encapsulation considéré comme un solide viscoélastique, dont les pertes  $\eta_s$  de la célérité des ondes de cisaillement  $C_s$  sont très supérieures à celles des ondes de compression  $C_p$ . Avec les coefficients piézoélectriques, on déduit de la contrainte la tension en sortie du capteur.

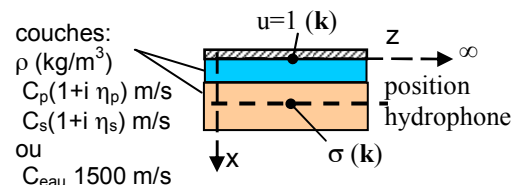


Figure 8 : Modèle de transfert via des couches élastiques ou des lames d'eau

On obtient une fonction de la forme:  $T((k_z^2 + k_\sigma^2)^{1/2})$

Un exemple de résolution d'une fonction de transfert en onde plane est donnée en référence [5], avec une seule couche et un autre type d'excitation.

Il est aussi possible d'obtenir des fonctions de transferts résolues en coordonnées cylindriques de type  $T_n(k_z)$  (utilisant les fonctions de Hankel d'ordre  $n$  circonférentiel); elles pourraient s'avérer être plus adaptées aux basses fréquences ou pour des grandes antennes.

Un filtrage supplémentaire dit de sensibilité surfacique de l'hydrophone permet de corriger le niveau de la réponse:  $T((k_z^2 + k_\theta^2)^{1/2}) \cdot u_n(k_z)$ .

Par exemple en la multipliant par la fonction Eq.(5), ici pour un capteur carré de côté  $2a$ :

$$\frac{\sin(k_z \cdot a)}{k_z \cdot a} \cdot \frac{\sin(k_\theta \cdot a)}{k_\theta \cdot a} \quad (5)$$

## 7 Conclusion

La réponse vibro-acoustique de coque raidie élastique en eau est complexe. L'utilisation d'un modèle hybride (analytique pour la coque, FEM pour les raidisseurs) peut s'avérer intéressante pour répondre aux besoins en acoustique sous-marine (rapidité de mise en œuvre, large gamme de fréquences, phase prise en compte).

Dans le cas d'excitation ponctuelle interne (Force), l'outil MACSIM a généralement été confronté avec succès à divers types de mesures (niveaux vibratoires, bruit champ proche et lointain). Ceci sur une large gamme de fréquences (jusqu'à plusieurs dizaines de fois la fréquence d'anneau) et de nombres d'onde (zone d'intérêt en supersonique correctement discrétisée).

Dans le cas d'excitation hydrodynamique de type Couche Limite Turbulente, ou d'interface viscoélastique ajouté sur la coque, on peut utiliser en première approche, les possibilités fournies par l'outil actuel comme entrées d'autres modèles.

Des améliorations sur la modélisation de la coque, liées à des singularités non axisymétriques non prises en compte, pourraient être envisagées à moyen terme.

## Références

- [1] Maxit L. "Circumferential admittance approach for vibro-acoustic prediction of a submerged cylindrical shell with rib aperiodicity and transversal bulkheads", *Proceedings of Acoustics'08*, Paris, (2008).
- [2] Lesueur C., Guyader J.L ... "Rayonnement acoustique des structures", *Eyrolles* (1988).
- [3] Photiadis D.M., Williams E.G., Houston B.H. "Wave-number space response of a near periodically ribbed shell", *J. Acoust. Soc. Am.* 101 (2), 877-886 (1997).
- [4] Hwang Y.F., Bonness W.K., Habmnrlic S.A. "On modeling structural excitations by low speed Turbulent Boundary Layer flows", *The Pennsylvania State University, Applied Research Laboratory*, Technical report 03-008 (2003).
- [5] Ko S.H, Schloemer H.H. "Calculations of turbulent boundary layer pressure fluctuations transmitted into a viscoelastic layer", *J. Acoust. Soc. Am.* 85 (4), 1469-1477 (1989).