

OPERATIONAL MODAL ANALYSIS OF A STRUCTURE SUBJECTED TO A TURBULENT FLOW

ANALYSE MODALE EXPÉRIMENTALE D'UNE STRUCTURE SOUMISE À UN ÉCOULEMENT TURBULENT

M. Thomas¹, K. Abassi¹, A. A. Lakis² and J.L. Marcouiller³

¹*Department of Mechanical Engineering, École de technologie supérieure
1100, Notre-Dame West, Montreal (Quebec) CANADA H3C 1K3
Marc.thomas@etsmtl.ca*

²Department of Mechanical Engineering, École polytechnique de Montréal, Montreal, Quebec, H3C 3A7

³ Institut de recherche d'Hydro Québec, Varennes, Quebec

ABSTRACT

The mechanical systems are subjected to various excitations during their operation. According to the type of excitation, the vibratory response differs too. Generally the excitations such as the repetitive shocks and random excitations excite the resonance frequencies of the system. In the special case of the hydraulic turbines, the blades operating under water are subjected to turbulent flows and mechanical constraints generating vibrations may be amplified when the resonance occurs. This fact may harm the state of the turbine blades subjected to the rupture due to the appearance of cracks and the slackening of the welding. This is reflected on the safety operation of the turbine, and affects notably its energetic efficiency. One can easily understand the importance of the knowledge of the structural resonance frequencies of the machine in order to specify a safety range of operating conditions. It is well known that the resonance frequencies of underwater structures are not the same when these structures vibrate in air because of the effects of the added mass and added damping. The first effect is the result of the presence of water itself or fluid in general, the second is caused by the fluid flows. However, if the identification of the parameters of the structures in air is well controlled nowadays, the identification of the parameters of a turbine blades in operating conditions is not obvious. So it becomes complicated as the perceived vibratory signals are disturbed and there is no information about the excitation. Hence, this present paper aims to perform an operating modal analysis for underwater structure subjected to turbulent flows. The developed techniques is based on the temporal identification method, which offers the advantage of determining of the structural modal parameters from only the temporal response measurement with no need the knowledge of the excitation nature. We focus on A.R (Auto Regressive) and A.R.M.A (Auto Regressive Moving Average) temporal identification methods, which are applied in the air, in stagnated water and in flow conditions.

1. INTRODUCTION

La simulation dynamique par éléments finis de structures vibrant dans l'eau n'est pas aussi simple que dans le cas où la structure vibre in vacuo et est très difficile à réaliser, d'une part pour prédire les fréquences naturelles car il faut tenir compte d'une partie de la masse englobant la structure [1 à 3] et d'autre part pour prédire l'amortissement [4 à 6], car il faut dans ce cas tenir compte de la vitesse du fluide. Lorsqu'une structure est entourée d'un fluide, des forces de réactions sont engendrées, on parle alors d'interaction fluide structure [7,8]. Lorsque le fluide est au repos, on observe un phénomène dit de masse ajoutée, et lorsque le fluide est en écoulement, on observe en plus un phénomène d'amortissement ajouté. Ceci a pour effet le changement des paramètres modaux de la structure. L'analyse modale expérimentale (A.M.E) est une autre manière qui permet de vérifier les fréquences naturelles et les amortissements d'une structure soumise à un écoulement.

2. METHODOLOGIE

La technique d'analyse modale expérimentale est mise en œuvre sur un modèle d'ailette. L'ailette, dite structure oiseau, est constituée de deux plaques en aluminium ($E = 720 \text{ MPa}$, $\rho = 2720 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0.3$) de dimensions $61 \text{ cm} \times 15 \text{ cm} \times 3.2 \text{ mm}$, soudées à un massif en aluminium d'une largeur de $5 \text{ cm} \times 17 \text{ cm} \times 10 \text{ cm}$ (figure 1).

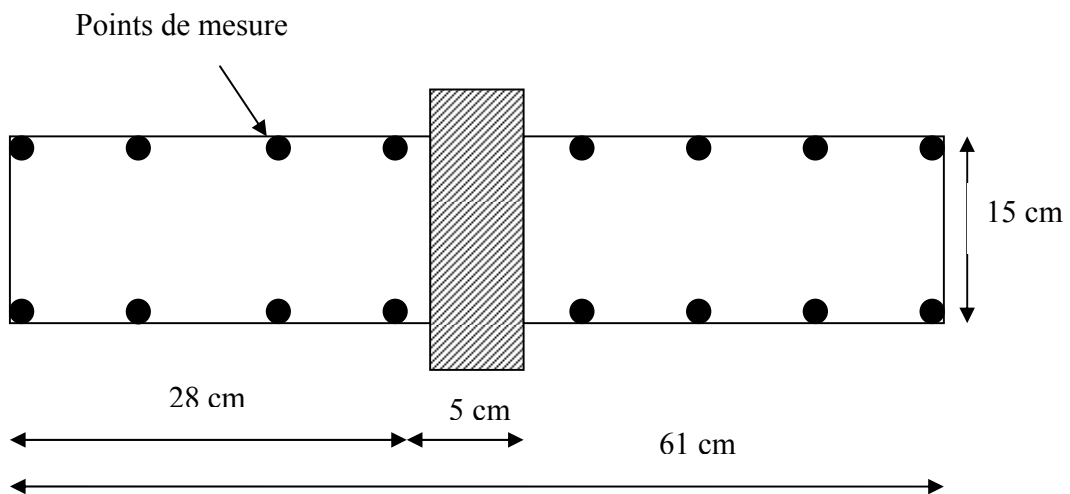


Figure 1 : Structure oiseau

Les paramètres modaux de cette dernière ont été identifiés dans l'air, dans l'eau stagnée et dans l'eau turbulente. La comparaison des résultats entre les trois cas d'étude permet de mettre en évidence les deux phénomènes de masse ajoutée et d'amortissement ajouté. Deux techniques d'analyse modale expérimentale sont présentées. La première est la méthode d'identification dans le domaine spectral à l'aide du marteau d'impact [9]. Cette méthode se base sur la mesure des fonctions de transferts connaissant la force d'excitation. Cependant en présence d'un écoulement turbulent, il est très difficile d'avoir une information non bruitée sur l'excitation. L'analyse modale expérimentale peut aussi être basée sur une deuxième technique qui est celle de l'identification des paramètres modaux dans le domaine temporel, qui ne nécessite pas une

connaissance de la force d'excitation [10, 11]. Ne disposant que du signal de la sortie mesurée, l'identification est basée sur les méthodes paramétriques A.R (Auto Régressif) et A.R.M.A (Auto Régressif Moving Average) [12 à 14].

3. APPLICATION DE LA MÉTHODE D'IDENTIFICATION SPECTRALE

Les essais ont été effectués en premier dans l'air dans des conditions libre-libre. L'excitation est assurée au centre du massif à l'aide d'un marteau d'impact PCB prolongé d'une tige en aluminium pour pouvoir effectuer l'excitation à plusieurs hauteurs d'immersion en toute sécurité. Seize (16) capteurs d'accélération ont été installés sur la structure pour permettre une acquisition simultanée en temps réel. Cette méthode a été appliquée dans l'air et dans l'eau stagnée. Les fréquences de résonances, les amortissements ainsi que les modes de vibration ont été déterminés dans les deux cas. Nous rapportons les résultats obtenus dans ce qui suit.

3.1 Analyse modale dans l'air par FFT

La mesure des fréquences de résonances de la structure dans l'air a été effectuée expérimentalement et vérifiée numériquement par élément finis. Les fréquences de résonance sont montrées dans le Tableau I.

Tableau I fréquences dans l'air

Méthode \ Mode	1	2	3	4	5	6
Éléments finis (Hz)	38	116	133	216	357	437
Expérimental (HZ)	38	105	137	218	317	393
Erreur (%)	0	10.5	2.9	0.9	12.6	11.2

L'erreur du modèle numérique est de l'ordre de 10% et il faut remarquer que le 4^e mode n'a pu être identifié expérimentalement.

3.2 Analyse modale dans l'eau stagnante par FFT

Les mêmes mesures ont été effectuées, cette fois-ci l'ailette immergée dans l'eau (figure). Deux hauteurs d'immersions ont été essayées ($H_1=15$ cm et $H_2=37,5$ cm).

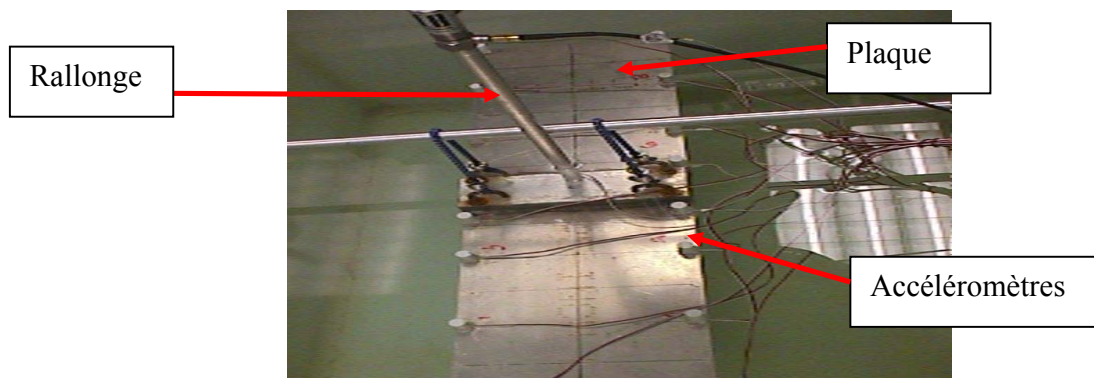


Figure 2 Structure immergée dans l'eau stagnante

3.3 Effet de masse ajoutée

Pour mettre en évidence l'effet de l'eau sur les fréquences de résonance, la comparaison a été effectuée en analysant la variation des fréquences naturelles pour le même mode (Tableau II).

Tableau II Comparaison des fréquences de résonance dans l'air et dans l'eau

Mode Fréquence	1	2	3	4	5	6
eau (Hz)	16 à 17	42	79	96	151	206
air (Hz)	38	105	137	218	317	393
Rapport eau/air (%)	42 à 45	40	58	44	48	52

Les 2 hauteurs d'immersion ont montrées que les fréquences naturelles variaient peu entre les 2 situations et par conséquent, que cette variable n'avait pas d'effet, dans la gamme analysée. On remarque que les fréquences de résonances sont réduites dans l'eau par rapport à l'air d'un rapport variant entre 40 % et 58 %. Cette variation est due à l'effet de masse ajoutée par l'eau.

3.4 Comparaison des modes EAU-AIR stagnante

Les 5 premiers modes obtenus dans l'air et dans l'eau sont montrés dans la **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**

4. APPLICATION DE LA MÉTHODE D'IDENTIFICATION TEMPORELLE:

4.1 Analyse modale dans l'air

On excite la structure par impact au centre du massif. La réponse temporelle est enregistrée avec un nombre d'échantillon de 16384 et un temps d'observation de 12,8 secondes.

En utilisant la méthode ARMA et en comparant avec la méthode FFT, on obtient les résultats montrés dans le tableau III.

Tableau III Paramètres modaux dans l'air entre la méthode ARMA et le FFT

	ω (Hz)		ξ (%)	
	MÉTHODE		MÉTHODE	
	Spectrale	ARMA	Spectrale	ARMA
Mode1	38	38	0,51	0,42
Mode2	105	105	0,6	0,6
Mode3	137	137	0,91	0,99
Mode4	219	218	0,5	0,56
Mode5	318	318	0,33	0,28
Mode6	394	394	0,59	0,59

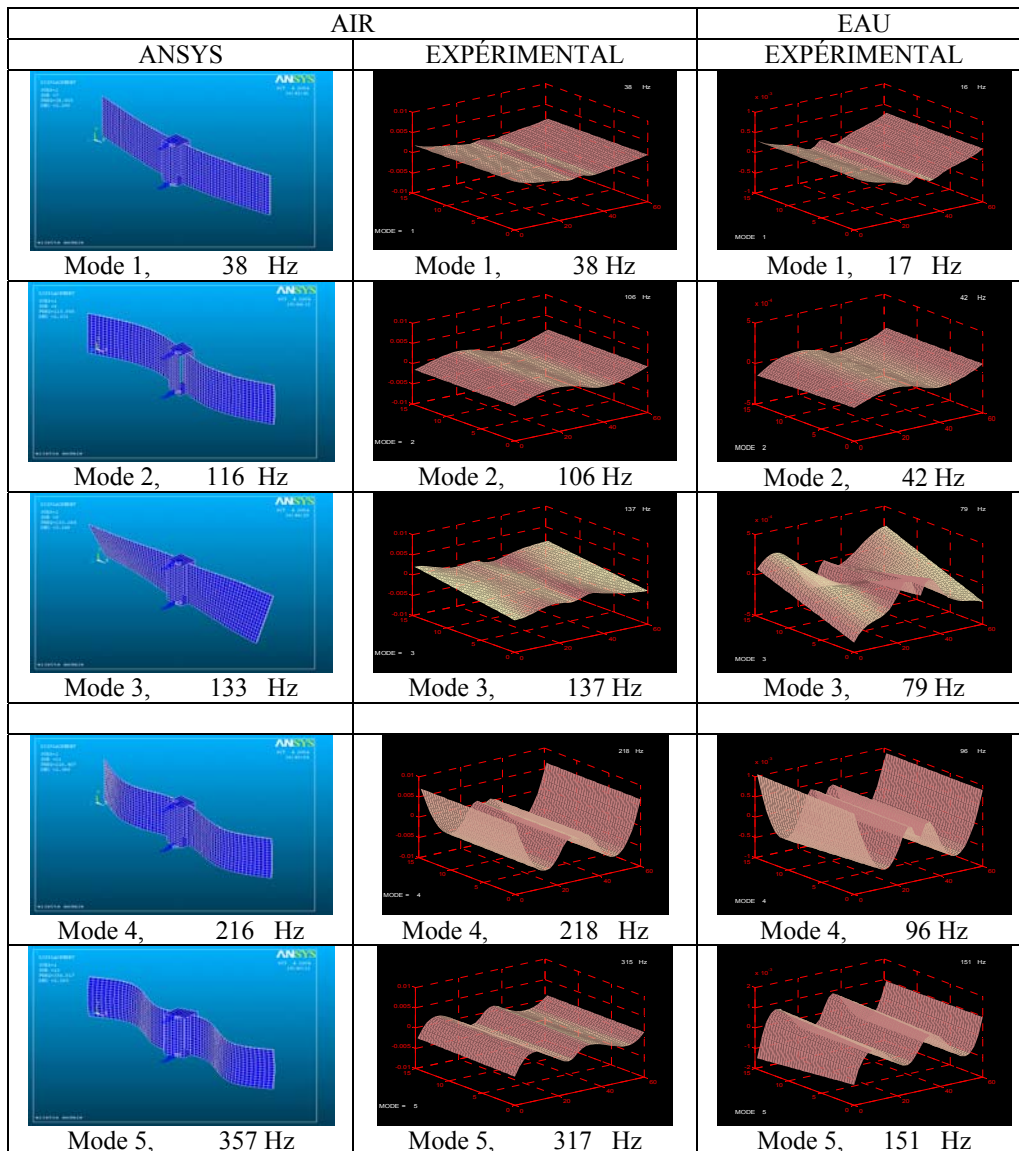


Figure 3 Modes dans l'eau et dans l'air

On constate que dans des conditions non bruitées, comme des mesures dans l'air, on obtient par les 2 méthodes des résultats tout à fait semblables. La figure compare la densité de puissance spectrale PSD mesurée expérimentalement avec le FFT, avec le PSD estimé par la méthode ARMA de la structure oiseau dans l'air.

Les amplitudes ont été décalées volontairement pour faciliter la comparaison visuelle. Ceci montre une bonne corrélation entre les deux méthodes spectrale et ARMA dans l'identification des fréquences de résonances (fréquence du pic) et dans l'amortissement (largeur du pic).

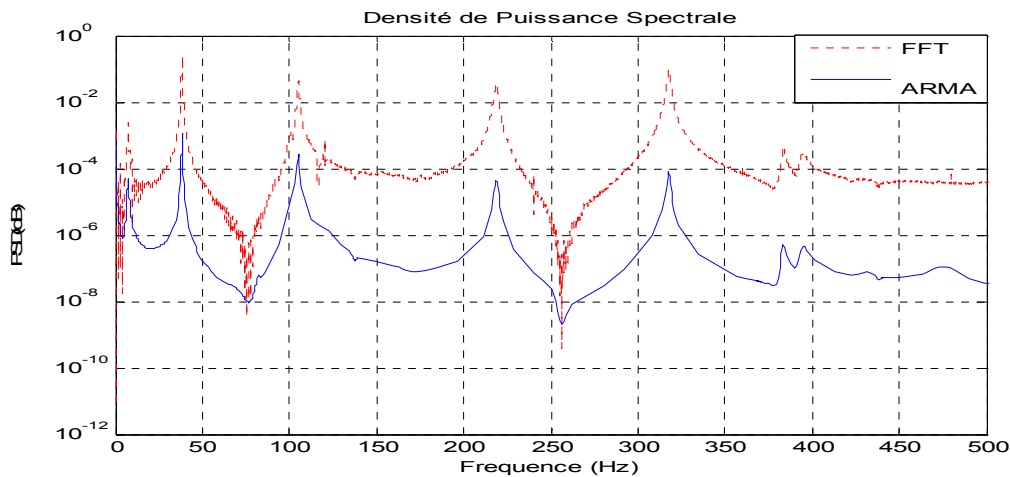


Figure 4 Comparaison du PSD mesuré par FFT versus le PSD estimé par la méthode ARMA (structure oiseau dans l'air).

On montre dans la figure une comparaison entre différentes méthodes d'identification testées sur un signal non bruité (FFT, ARMA, Yule Walker (YW), Méthode des covariances (MC) et méthode des covariances modifiées (MCM).

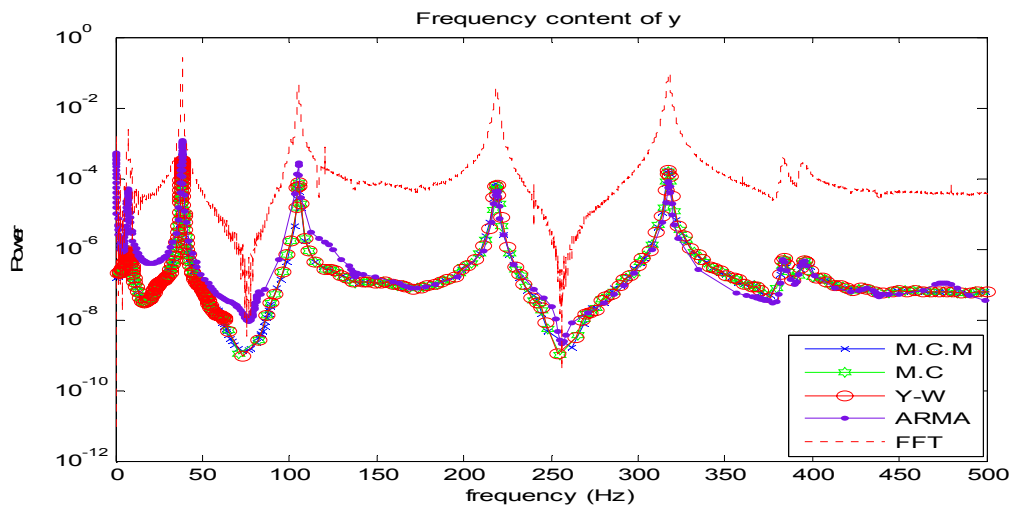


Figure 5 Comparaison du PSD avec le FFT et ceux obtenus avec les méthodes AR et ARMA (modes de la structure oiseau dans l'air).

On montre qu'il n'y a pas vraiment de différence significative entre les différentes approches dans l'estimation de la fréquence de résonances, lorsque le signal vibratoire contient peu de bruit

4.2 Analyse modale dans l'eau stagnante

La même méthode a été appliquée en immergeant la structure dans de l'eau stagnante. La figure compare le PSD calculé par FFT avec le PSD estimé avec la méthode ARMA de la structure

dans l'eau stagnante. On constate encore une bonne corrélation entre les deux méthodes, puisque le signal est peu bruité.

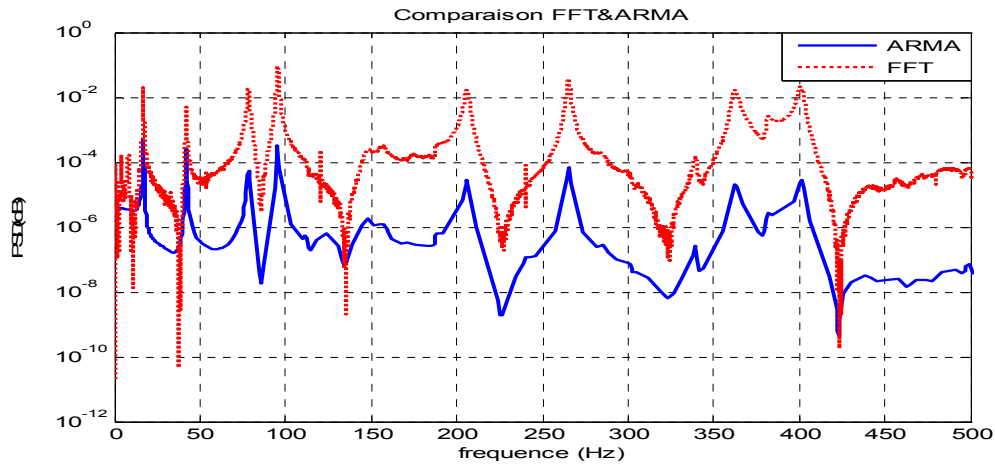


Figure 6 Comparaison du PSD calculé par FFT versus le PSD estimé avec la méthode ARMA (structure immergée dans l'eau stagnante).

4.3 Analyse modale expérimentale d'une structure excitée par un écoulement turbulent

On excite la structure avec un écoulement turbulent d'une vitesse d'écoulement de 2 m/s (figure 7).

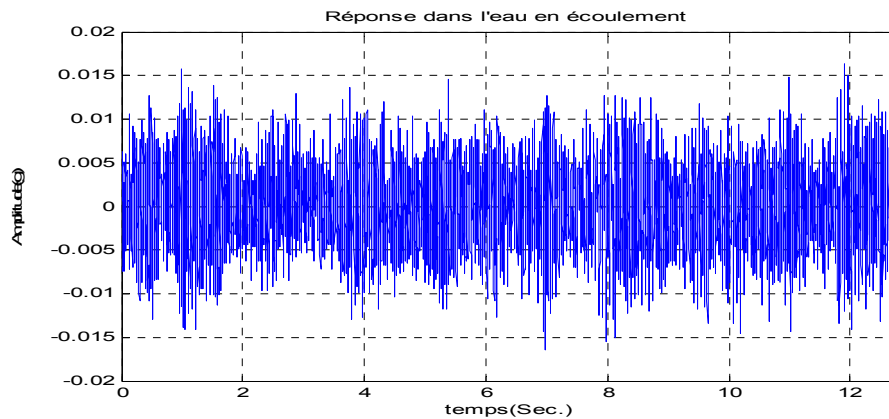


Figure 7 Réponse de la structure excitée par un écoulement turbulent

4.3.1 Mise en évidence de l'amortissement ajouté

Le tableau IV montre les résultats des mesures des paramètres modaux obtenues dans l'air avec celles obtenues dans l'eau avec et sans écoulement.

Tableau III comparaison des paramètres modaux : eau avec écoulement/air

	ω (Hz)			ξ (%)				
	Air	Eau stagnante	Eau avec écoulement	Effet de masse ajoutée	Air	Eau stagnante	Eau avec écoulement	Effet d'amortissement ajouté
Mode 1	38	17	17	0,44	0,42	0,87	2,41	5,73
Mode 2	105	42	42	0,40	0,60	0,41	0,36	0,61
Mode 3	137	78	78	0,57	0,99	0,79	0,78	0,79
Mode 4	218	95	95	0,44	0,56	0,43	0,58	1,04
Mode 5	318	148	151	0,48	0,28	1,82	1,53	5,48
Mode 6	394	206	206	0,52	0,59	0,65	0,73	1,23

On constate que les fréquences de résonances en écoulement sont les mêmes que celle sans écoulement. La baisse des résonances due à la masse ajoutée varie de 40 à 57%. Cette variation de fréquence représente un accroissement de 3 à 6 fois la masse de la structure. D'autre part, on constate une augmentation par rapport à l'air, de l'amortissement dans l'eau stagnante d'un rapport de 2 et une plus forte augmentation de l'ordre de 6 pour le premier mode avec écoulement. L'effet de l'écoulement de 2 m/s procure donc une augmentation de l'amortissement d'un ordre de trois par rapport à l'eau stagnante au premier mode. Pour les autres modes, la variation de l'amortissement est moins flagrante, sauf le 5^e mode qui montre une augmentation de l'amortissement même dans l'eau stagnante. On constate également que l'amortissement peut baisser, comme c'est le cas au 2^e mode. C'est la situation la plus critique pour la vibration résultante.

4.3.2 Comparaison entre les différentes méthodes

La figure 8 montre qu'il n'y a pas de différence significative entre les différentes approches temporelles (ARMA, Yule Walker (YW), méthode de covariance (MC) et méthode de covariance modifiée (MMC)) dans l'estimation des fréquences de résonance.

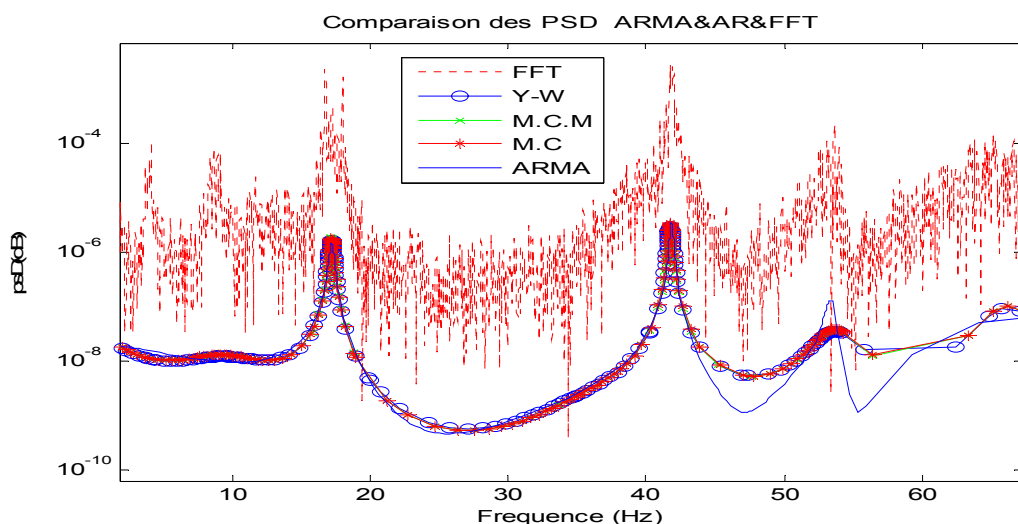


Figure 8 Comparaison du PSD obtenu avec le FFT et ceux obtenus avec les méthodes AR et ARMA (structure dans l'eau en écoulement).

Cependant on observe que la méthode ARMA donne un amortissement plus représentatif que les autres méthodes temporelles. On note que le PSD délivré par la FFT est noyé dans le bruit et montre de fausses fréquences dans la bande de 0 à 17 Hz (avant le premier mode) par rapport aux méthodes AR et ARMA. L'identification des fréquences de résonance et de l'amortissement s'est avéré impossible en employant la méthode FFT, alors qu'elle est très aisée en employant la méthode ARMA. Étant donné que les amplitudes relatives du PSD sont facilement identifiables et représentatives à chaque fréquence et à chaque position, cette méthode permet d'identifier les modes de déformations d'une structure soumise à un bruit aléatoire (écoulement turbulent) sans avoir à connaître les forces d'excitation.

5 CONCLUSION

On a vu dans cet article, une présentation de l'analyse modale expérimentale appliquée à une structure immergée dans l'eau soumise à un écoulement turbulent. On a vu la facilité d'utilisation de la technique du marteau d'impact pour une structure vibrant dans l'air. En effet, la mesure de la force d'excitation est facile dans ce cas. L'application de cette méthode pour une structure vibrant dans l'eau est moins évidente, car la mesure de la force d'excitation dans ce cas n'est pas facile, même dans une eau stagnante. Lorsque la structure est excitée par un écoulement turbulent, l'identification des paramètres modaux et des modes devient impossible et on doit avoir recours à une autre méthode d'identification. Les méthodes ARMA et AR répondent à cette problématique puisqu'elles ne nécessitent pas de connaissance des forces d'excitations. Les méthodes AR et ARMA donnent de très bons estimés des fréquences de résonances. Les résultats ont permis de mettre en évidence l'effet de masse ajoutée par le fluide qui se manifeste par une baisse des résonances de l'ordre de 40 à 58% selon le mode considéré. Cette variation de fréquence représente un accroissement de 3 à 6 fois la masse de la structure. Les résultats montrent que la méthode ARMA est la méthode qui donne, dans notre application, le meilleur estimé, notamment en ce qui concerne l'identification de l'amortissement ajouté, procuré par l'écoulement du fluide. On constate que l'amortissement sous l'effet d'un écoulement de 2 m/s augmente fortement pour le premier mode, d'un ordre de 3 par rapport à l'eau stagnante et de 6 par rapport à l'air, ce qui ne constitue pas un danger sur la structure. Par contre, il diminue au 2^e mode, ce qui peut devenir très néfaste. De plus la méthode ARMA appliquée à une excitation aléatoire a montré que le signal était débruité, ce qui permettait d'identifier clairement, contrairement à la méthode FFT, non seulement les paramètres modaux mais aussi les amplitudes relatives entre chaque fréquence. Cette dernière information permet également d'identifier les modes de déformation.

6. REFERENCES

1. Lussier, A., *vibrations libres d'une structure élastique dans un fluide lourd*, in *Quebec*. 1998, Sherbrooke, Canada: Sherbrooke.94 p.
2. Han R. P.S. and Xu H., 1996, simple and accurate added mass model for hydrodynamic fluid-structure interaction analysis, *Journal of the Franklin Institute*, Vol 333 b, No 6, p 929-945.
3. Rousseau, G. «Prise en compte d'un fluide parfait incompressible au repos comme masse ajoutée sur une structure», EDF-DER, Clamart, France, 1994, 130 pages.
4. K.Sinha, J., S. Sandeep, and A.R. Rao, *Added mass and damping of submerged perforated plates*. *Journal of Sound and Vibration*, Volume 260, Issue 3, p. 549-564.

5. Lakis, A.A. and Paidoussis, M.P. «Prediction of the Response of a Cylindrical Shell to Arbitrary On Boundary-Layer-Induced Random Pressure Fields» *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 25(1), pp. 1-27, 1972
6. Selmane, A. and Lakis, A.A. «Vibration Analysis of Anisotropic Open Cylindrical Shells Subjected to a Flowing Fluid», *Journal of Fluids and Structures*, Academic Press, Vol. 11, No 1, pp. 111-134, 1997.
7. Axisa, F., *Modélisation des systèmes mécaniques / François Axisa: Vibrations sous écoulements*. Vol. 04. 2001, France: Paris : Hermès Science Publications, 2001, 424p.
8. Gibert, R.-J., *Vibrations des structures : interactions avec les fluides sources d'excitation aléatoires / René-Jean Gibert ; préf. de Robert Dautray*. Eyrolles ed. 1998, Paris. [677] p.
9. Ewins, D.J., *Modal testing: theory, practice, and application*. Philadelphia, PA : Research Studies Press ed. I. 2000, USA, 562 p.
10. LMS, *Operational Modal Analysis-Structural modeling under real-life conditions*. 1999, LMS Publication # 4.0/2078/A20/01.99 • covershot Copyright Benelux Press.
11. Herlufsen, H. and N. Møller, *Operational Modal Analysis of a Wind Turbine Wing using Acoustical Excitation*. 2002, BRÜEL&KJÆR Application note, Denmark.
12. Bonnacase, D., Prevosto, M. and Benveniste, A. «Application of Multi-Dimensional ARMA Model to Modal Analysis under Natural Excitation», 8th IMAC, Kissimmee, Florida, 1990.
13. Smail, M., M. Thomas, and A.A. Lakis, *Assessment of optimal ARMA orders for modal analysis*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, September 1999. v 13, no 5, p 803-819.
14. Smail M, Thomas M. and Lakis A.A., December 1999, ARMA model for modal analysis, effect of model orders and sampling frequency, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 13, No. 6, 925-944

7. BIOGRAPHY

- Khaled Abassi is involved in the field of experimental vibration and modal analysis. He is a master student at ÉTS (Montreal).
- Aouni.A. Lakis is professor in mechanical engineering at the École Polytechnique (Montreal). He has a Ph.D. in mechanical engineering from McGill university (Montreal). He is actively involved in the field of diagnosis of machinery, random vibrations in time-frequency domain and numerical methods applied to fluid-shell interaction.
- Luc Marcoullier is involved in stress and vibration analysis by finite element methods. He is a researcher at the research center of Hydro-Québec (IREQ).
- Marc Thomas is professor in mechanical engineering at the École de technologie supérieure (ÉTS, Montreal). He has a Ph.D. in mechanical engineering from Sherbrooke university. His research interests are in vibration analysis and predictive maintenance. He is the leader of a research group in structural dynamics and an active member of the CMVA (Chapter Quebec). He is the author of the book titled: *Fiabilité, maintenance prédictive et vibrations de machines*. He has acquired a large industrial experience as the group leader at the Centre de Recherche Industrielle du Québec (CRIQ).