

## Caractérisation des sources de bruit aérodynamique sur un ventilateur centrifuge à flux axial

C. RAFFAITIN\*, M. ROGER, L. RUFER et M. FABICKI

*Ecole Centrale de Lyon, 36 avenue Guy de Collongue, BP. 163, 69131 Ecully cedex, France*

*\*ABB Solyvent-Ventec, 143 rue de la République, BP. 67, 69882 Meyzieu cedex, France*

**Abstract:** This paper is an experimental investigation of the aerodynamic noise sources in a centrifugal fan with outlet guide vanes and axial outflow. Special piezoplastic sensors are used for the measurement of the pressure fluctuations on the blades. Classical signal processing procedures provide the blade loadings harmonics. When the fan operates at a relatively high flow rate and low efficiency, it is verified that higher loading harmonics are responsible for the noise emitted at the blade passing frequency. Conversely, at the maximum efficiency, only the first loading harmonic is noticeable, and the tone noise is suppressed.

### I INTRODUCTION

Dans le cadre d'une recherche sur l'optimisation aéraulique et acoustique des ventilateurs, la société ABB Solyvent-Ventec et le Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique de l'Ecole Centrale de Lyon ont mis au point un banc d'essai de moyenne puissance (2 kW environ), conçu pour permettre des mesures à caractère instationnaire. Ce banc est constitué d'un caisson réduit en amont duquel vient se fixer un bloc moto-ventilateur fonctionnant en aspiration libre. Le ventilateur lui-même comporte un rotor centrifuge à aubes couchées en arrière et un stator redresseur axial (voir la figure 1). Ce type de machine a des performances aérauliques comparables à celles d'un ventilateur centrifuge classique.

D'un point de vue acoustique, le spectre de bruit émis dépend du point de fonctionnement aéraulique. Il comprend un fond à large bande et un bruit de raies aux harmoniques de la fréquence de passage des pales du rotor  $mB\Omega / 2\pi$  ( $B$  étant le nombre de pales et  $\Omega$  la vitesse angulaire). Dans le cas de notre étude, seule la première raie (fondamental  $m = 1$ ) émerge, mais elle constitue la nuisance principale, surtout lorsque la machine fonctionne hors de son point de rendement maximum (voir la figure 2-c). C'est donc sur la compréhension des mécanismes d'émission responsables de cette raie que se sont portées nos investigations.

### II METHODE DE DETERMINATION DES HARMONIQUES DE CHARGE

Lorsque le régime d'écoulement est nettement subsonique, l'essentiel du bruit d'origine aérodynamique émis par une machine tournante est de nature dipolaire et provient des efforts instationnaires qui s'exercent sur les pales du rotor. Dans ce contexte, le bruit de raies est associé aux efforts ayant la périodicité de la rotation. Si l'on s'intéresse à la raie de fréquence  $mB\Omega / 2\pi$ , l'amplitude de la fluctuation de pression acoustique produite en un point  $\bar{x}$ , abstraction faite de l'effet du conduit, peut être calculée en suivant une méthode initialement proposée par Lowson dans le cas d'efforts à composantes axiale et tangentielle ( $/1$ ). Cette méthode, adaptée pour des efforts à composantes radiale et tangentielle ( $/2$ ), permet d'écrire:

$$(1) \quad p_{mB}(\vec{x}) = \frac{imB^2\Omega}{4\pi c_0 R} e^{imB\Omega R_0/c_0} \sum_{s=-\infty}^{\infty} e^{i(mB-s)(\varphi-\pi/2)} \left[ \frac{s-mB}{mBM} F_s^T J_{mB-s}(mBM \sin \theta) + iF_s^R J'_{mB-s}(mBM \sin \theta) \right]$$

où  $c_0$  désigne la célérité des ondes sonores,  $(R, \theta, \varphi)$  les coordonnées sphériques du point  $\vec{x}$  par rapport au centre du rotor et  $M$  le nombre de Mach associé à la vitesse du point moyen d'une pale.  $F_s^T$  et  $F_s^R$  sont les harmoniques de charge, définis comme les coefficients de la décomposition des efforts, respectivement tangentiels et radiaux, en série de Fourier.

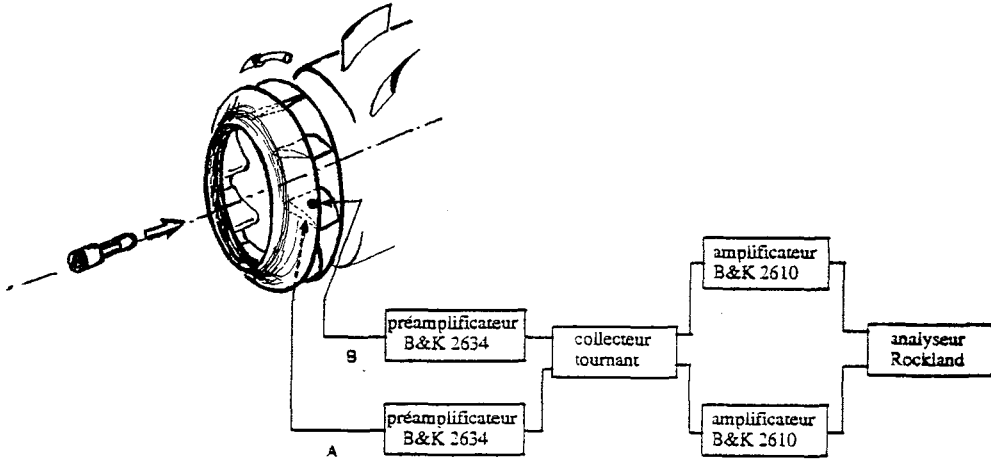


Figure 1 Schéma synoptique du banc d'essai

Bien que la formule (1) ne soit pas exploitée dans cette communication, elle montre comment tout calcul de prédiction du bruit nécessite la connaissance des harmoniques de charge. Pour avoir accès à ces derniers par la mesure, nous avons utilisé deux capteurs de pression A et B, fixés respectivement sur l'intrados et l'extrados d'une pale, et connectés à un collecteur tournant. Les capteurs ont été réalisés spécifiquement pour notre étude à partir d'une pellicule de matériau piézoélastique PVDF (polyfluorure de vinylidène). Leur mise au point repose sur une technique de déformation de la membrane, qui permet une sensibilité accrue par rapport à un montage classique où la membrane serait plane (on a obtenu ainsi 0.2 mV/Pa avec une courbe de réponse sans distorsion entre 10 Hz et 1 kHz). La technologie correspondante est décrite dans la référence /3/.

Les capteurs, d'une surface sensible égale à 1 centimètre carré, ont été fixés à une distance du bord d'attaque égale au quart de la corde (ce point correspond au centre d'application des efforts de portance instationnaire). Théoriquement, la différence des signaux qu'ils délivrent est une mesure de la portance instationnaire locale. Elle permet d'évaluer  $F_s^T$  et  $F_s^R$  par projections, à l'issue d'une analyse de Fourier.

Il convient de préciser que la mesure ne donne que le module des harmoniques de charge et pas leur phase, ce qui pourrait constituer un inconvénient pour une application exacte de la formule (1).

### III ANALYSE DES RESULTATS

Quelques exemples de résultats sont fournis sur les figures 2-a et 2-b.

Lorsque le ventilateur fonctionne à son point de rendement maximum (70%, figure 2-a), les fluctuations mesurées par les capteurs A et B sont identiques. Les pales sont alors peu chargées et

l'essentiel de la surpression fournie par le ventilateur vient des effets centrifuges. Par ailleurs on peut faire deux constatations:

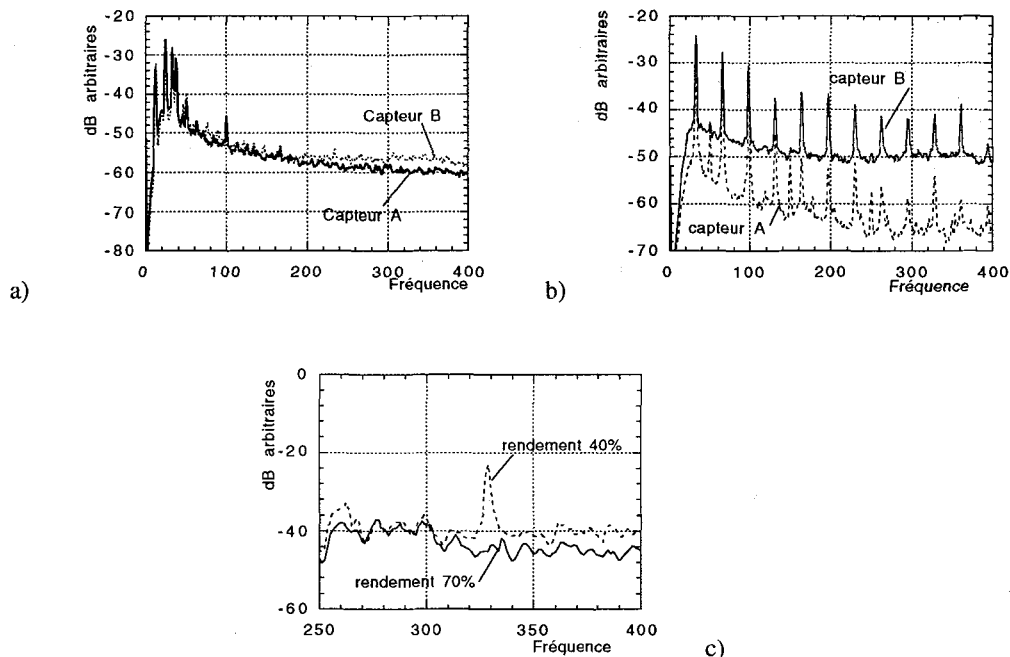


Figure 2 Résultats des mesures de pression sur les pales - 2-a rendement 70%, 2-b rendement 40%, 2-c bruit à l'aspiration

- Seul l'harmonique de charge  $s = 1$  est observé. Il est possible de l'attribuer à une distorsion de l'écoulement d'alimentation (due par exemple à un décentrage du rotor dans la virole) qui se traduirait par des variations de portance quasi-sinusoïdales.

- On observe des pics harmoniques d'une fréquence bien inférieure à celle de la rotation. Ce phénomène, qui ne se produit pas à moindre rendement, ne semble pas en rapport avec les harmoniques de charge. Son étude sera abordée dans une publication ultérieure.

Corrélativement à ces observations, on constate que le niveau de bruit de la raie  $m = 1$  est très faible.

Lorsque le ventilateur fonctionne à un débit supérieur pour lequel le rendement chute (40%, figure 2-b), les résultats sont modifiés:

- Le spectre de pression en paroi est très riche en harmoniques de charge de rangs élevés.
- Le niveau des fluctuations sur le capteur B est plus élevé de 10 à 20 dB que celui sur le capteur A. L'angle d'incidence étant important et les pales fortement chargées dans ce cas, il se produit certainement un décollement au bord d'attaque des pales (ce fait a été contrôlé par des visualisations à l'aide de fils de soie).

Corrélativement, le niveau de bruit sur la raie de rang  $m = 1$  est important.

Ces comportements s'expliquent à partir de la formule (1). En effet, en raison de la décroissance des fonctions de Bessel, seuls contribuent au bruit les harmoniques de charge tels que:

$$B(1 - M|\sin \theta|) \leq s \leq B(1 + M|\sin \theta|)$$

A faible nombre de Mach, l'émission du fondamental est donc fortement tributaire de l'harmonique de charge de rang  $B$  (ici,  $B=10$ ). Au rendement de 40%, les harmoniques de charge de rangs proches de 10 sont effectivement importants, alors qu'ils sont inexistantes au rendement de 70%.

Des mesures de sillages effectuées par ailleurs à l'aide d'un film chaud et non mentionnées dans cette communication ont montré que l'écoulement incident sur le stator était incohérent; le stator ne peut donc pas émettre un bruit à fréquences discrètes. Finalement, on ne peut attribuer le bruit de raies du ventilateur étudié qu'aux harmoniques de charge qui se développent sur le rotor.

Les résultats obtenus permettent par ailleurs de conclure à la validité des mesures par capteurs piézoplastiques. Une étude plus complète des sources de bruit, ainsi qu'une confrontation avec la formule (1), sont actuellement en cours.

#### IV. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- /1/ Lawson M.V. - Theoretical analysis of compressor noise. J. Acoust. Soc. Amer. (1970)  
47 1(2) 371-385
- /2/ Roger M. - Sur la contribution des efforts radiaux au bruit d'origine aérodynamique rayonné par un rotor. Soumis pour publication dans Acta Acustica
- /3/ Rufer L. - On the use of PVDF sensors for the measurement of pressure fluctuations on fan blades. Cong. SFA Aero-Hydroacoustics, Lyon (1993)