

Modélisations du bruit des écoulements confinés : applications

Michel Guivarch,

EDF,
Division Recherche et Développement,
Département Acoustique et Mécanique Vibratoire,
1, avenue du Général De Gaulle,
92141 Clamart CEDEX,
e-mail : michel.guivarch-edf.fr

Philippe Lafon,

EDF,
Division Recherche et Développement,
Département Acoustique et Mécanique Vibratoire,
1, avenue du Général De Gaulle,
92141 Clamart CEDEX,
e-mail : philippe.lafon-edf.fr

Introduction

Les premiers développements en aéroacoustique étaient motivés par les besoins de l'industrie aéronautique. L'analogie de Lighthill associée à la fonction de Green en champ libre a permis des avancées importantes, notamment dans le domaine du bruit de jet. Pour améliorer la modélisation des interactions entre l'écoulement et l'acoustique, Phillips puis Lilley ont proposé des équations d'onde plus riches [1], [2]. Pour améliorer la modélisation des termes sources turbulents, des calculs d'écoulement de type k- ϵ , puis de type macrosimulation ont été successivement utilisés [3], [4].

Cependant, bien que très intéressantes en champ libre, ces approches restent difficiles à appliquer aux cas confinés : elles demandent le calcul préalable de la fonction de Green associée à la géométrie particulière à chaque étude, ce qui devient rapidement lourd à mettre en œuvre [11].

Une solution à ce problème consiste à résoudre les EEL (équations d'Euler linéarisées) auxquelles on associe des termes sources turbulents. Naturellement, ces termes peuvent être directement calculés à partir des résultats de calculs d'écoulements instationnaires de type macrosimulation ou simulation directe. Cependant, pour des configurations industrielles, les calculs d'écoulement stationnaires de type k- ϵ restent bien souvent les seuls réalisables.

Une alternative consiste alors à modéliser un champ turbulent stochastique à partir des résultats k- ϵ et à en déduire les termes sources associés aux EEL. C'est l'approche retenue dans le modèle SNGR (Stochastic Noise Generation and Radiation) [8], [9].

Une attention particulière doit être apportée aux choix des méthodes numériques. En effet, les schémas numériques classiquement utilisés en mécanique des fluides ne conviennent pas : pour obtenir une précision suffisante, ils conduisent à des tailles de maillage irréalistes ; une solution acceptable est fournie par le schéma DRP proposé par Tam [10] associé à un algorithme de Runge-Kutta d'ordre 4 pour l'intégration temporelle [5], [6].

Pour démontrer l'intérêt de cette approche (résolution des équations d'Euler linéarisées associées aux sources SNGR à l'aide de méthodes numériques adaptées) et son caractère industriel, deux applications sont présentées :

- La première consiste à analyser le dimensionnement acoustique du conduit d'échappement d'une turbine à combustion de grande puissance [7] ;
- La seconde consiste à modéliser le transfert acoustique et le bruit propre d'une vanne papillon pour alimenter la base de données d'un code dédié à l'étude de lignes complètes de tuyauteries.

Une solution : les équations d'Euler linéarisées associées au modèle SNGR

Classiquement, les EEL sont établies en partant des équations de Navier-Stokes, en négligeant la viscosité, en introduisant une décomposition des différentes variables en une partie moyennée en temps et en partie fluctuante et, dans l'hypothèse où les fluctuations sont de faibles amplitudes, en ne gardant que les termes du premier ordre :

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \bar{\rho} \nabla \cdot \bar{v} + \bar{v} \cdot \nabla \bar{\rho} + \bar{v} \cdot \nabla \bar{p} + \bar{\rho} \nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \nabla p + \bar{v} \cdot \nabla v - \frac{\rho}{\rho} \nabla \bar{p} + v \cdot \nabla \bar{v} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \bar{v} \cdot \nabla p + \gamma \bar{p} \nabla \cdot v + \gamma p \nabla \cdot \bar{v} + v \cdot \nabla \bar{p} = 0 \quad (3)$$

Notons que l'équation (3) vient de la linéarisation de l'équation de conservation de l'énergie écrite en pression pour les gaz parfaits (4).

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot [P \bar{v}] + (\gamma - 1) P \nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (4)$$

À ces équations, on peut associer des termes sources permettant de modéliser le bruit généré par un écoulement turbulent. L'équation (2) devient alors :

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \nabla p + \bar{v} \cdot \nabla v - \frac{\rho}{\rho} \nabla \bar{p} + v \cdot \nabla \bar{v} = v_i \cdot \nabla v_i \quad (5)$$

Plusieurs approches sont possibles pour construire les termes sources de l'équation (5) :

- On peut utiliser les résultats instationnaires de calculs de mécanique des fluides de type macrosimulation ou simulation directe. Cependant, ces calculs d'écoulement sont encore difficiles à mener sur des configurations industrielles.
- L'alternative consiste à exploiter les résultats de calculs d'écoulement stationnaires de type k-ε pour synthétiser un champ turbulent instationnaire et à utiliser ce champ turbulent pour construire les termes sources de l'équation (5). C'est cette approche qui est retenue dans le modèle SNGR (Stochastic Noise Generation and Radiation) [8], [9].

Résolution : le schéma DRP proposé par Tam

Les calculs de propagation acoustique nécessitent d'utiliser des schémas numériques adaptés sous peine de devoir prendre en compte des maillages trop importants. En particulier, il faut retenir un schéma présentant de bonnes propriétés de dispersion pour ne pas déformer les ondes et de dissipation pour ne pas les atténuer artificiellement. Nous avons retenu le schéma DRP (Dispersion Relation Preserving) proposé par Tam [10] en espace associé à un schéma de Runge-Kutta d'ordre 4 en temps. Ce solveur est bien adapté aux calculs aéroacoustiques tout en restant simple à mettre en œuvre [5], [6].

Dimensionnement de conduits d'échappement des turbines à combustion

Les TAC (turbines à combustion) sont des moyens de production décentralisés, souvent implantées à proximité des consommateurs et donc dans des zones sensibles aux nuisances acoustiques. Sur ces installations, le bruit le plus difficile à traiter provient des conduits d'échappement

potentiellement très bruyants. Techniquement difficiles à dimensionner et à réaliser, ces conduits ont un impact sur le coût total de la TAC.

Maîtriser les nuisances acoustiques de ces installations répond donc à deux enjeux :

- Lors de la mise en concurrence de différents fournisseurs, comparer les solutions différentes pour en retenir la meilleure.
- Lors de réponses à des appels d'offres internationaux, associer la meilleure turbine au meilleur conduit d'échappement, même s'ils sont proposés par des constructeurs différents, tout en garantissant la maîtrise du bruit rayonné par l'installation, peut être un avantage décisif.

Pour répondre à ces besoins, nous proposons une méthode pour modéliser le comportement acoustique de conduits d'échappement de TAC et de cycles combinés [7]. Son application au conduit d'échappement de la TAC 9F de Gennevilliers se déroule en quatre temps :

Le calcul d'écoulement stationnaire k-ε fournit les données nécessaires.

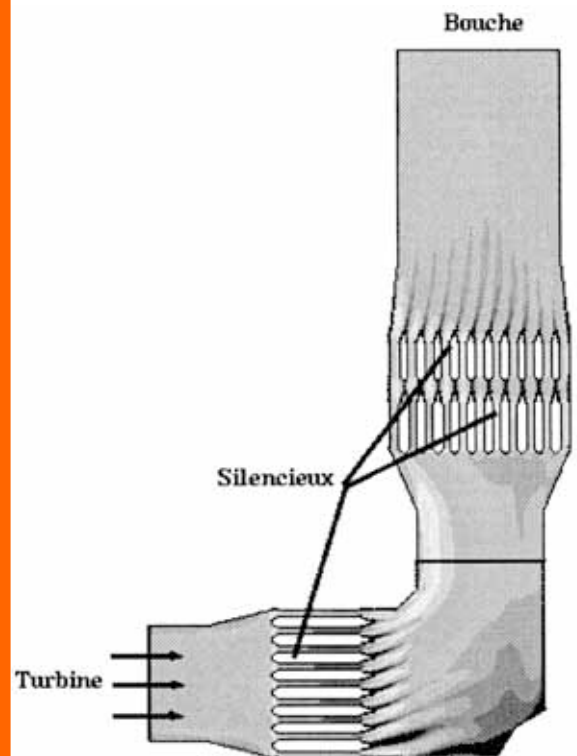


Fig. 1 : Module de la vitesse au point de fonctionnement nominal

Au calcul de propagation du bruit de la turbine jusqu'à la bouche de la cheminée en tenant compte de l'écoulement, des silencieux, et des calorifuges.

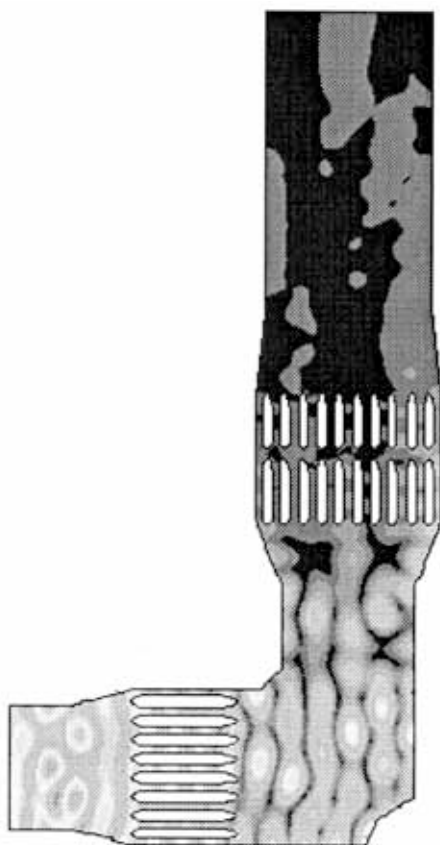


Fig. 2: Propagation du bruit de la turbine
(pression efficace à 200 Hz)

Et au calcul du bruit généré par la turbulence dans le sillage des silencieux.

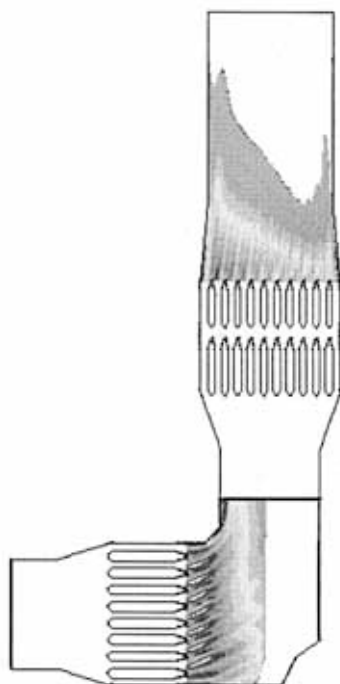


Fig. 3: Carte des sources acoustiques dues à la turbulence
dans le sillage des silencieux

En ajoutant les contributions de la turbine et de la turbulence, on obtient la puissance acoustique à la bouche de la cheminée.

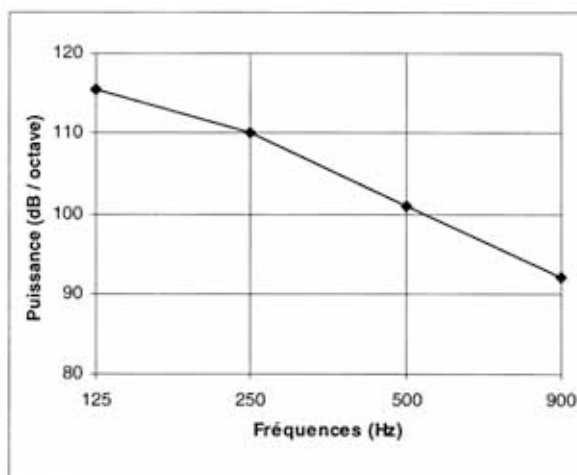


Fig. 4: Puissance acoustique à la bouche de la cheminée

Cette approche ne permet pas seulement de comparer différentes solutions entre elles. Elle peut aussi être utilisée pour valider des optimisations du design. Ainsi, sur la TAC 9F de Gennevilliers, elle a permis de proposer une conception optimisée reposant sur la suppression du silencieux horizontal associé à l'utilisation de calorifuges ayant de meilleures propriétés acoustiques.

Comportement acoustique d'une vanne papillon en eau

Les singularités hydrauliques telles que les vannes papillons modifient le comportement hydroacoustique d'une ligne de tuyauterie de deux manières: d'une part, elles modifient la propagation acoustique dans la ligne de la tuyauterie et d'autre part, elles sont à l'origine de bruit généré par l'écoulement turbulent qui les traverse.

Tant qu'on se limite au domaine des ondes planes dans la tuyauterie, on peut caractériser le comportement de la singularité par une matrice de transfert et un terme source (6).

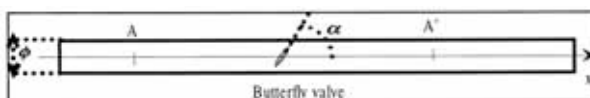


Fig. 5: Présentation de la géométrie d'une vanne papillon

$$\begin{pmatrix} P' \\ Q' \end{pmatrix}_{A'} = \begin{pmatrix} a & b \\ c & d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P \\ Q \end{pmatrix}_A + \begin{pmatrix} \Delta P \\ \Delta Q \end{pmatrix} \quad (6)$$

Ces grandeurs permettent alors une étude globale de l'ensemble de la ligne de la tuyauterie.

Traditionnellement, elles sont déterminées expérimentalement. En effet, établir un modèle empirique prenant en compte l'angle d'ouverture, le diamètre de la tuyauterie et la vitesse de l'écoulement pour les vannes papillons peut ainsi être assez lourd.

L'utilisation de la démarche précédente (résolution des EEL associées au modèle SNGR) permet de calculer, à l'aide d'une étude locale de la singularité, sa matrice de transfert et les termes sources associés. Ces résultats peuvent ensuite être utilisés pour l'étude globale de l'ensemble de la ligne de tuyauterie.

$$\begin{pmatrix} P'_1 \\ Q'_1 \end{pmatrix}_{A'} = \begin{pmatrix} a & b \\ c & d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix}_A \quad (7)$$

$$\begin{pmatrix} P'_2 \\ Q'_2 \end{pmatrix}_{A'} = \begin{pmatrix} a & b \\ c & d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{pmatrix}_A \quad (8)$$

On en déduit alors simplement les coefficients de la matrice de transfert par :

$$a = \frac{P'_1 Q_2 - Q'_1 P_2}{Q_2 P_1 - Q_1 P_2} \quad (9)$$

$$b = \frac{P_1 P'_2 - P_2 P'_1}{Q_2 P_1 - Q_1 P_2} \quad (10)$$

$$c = \frac{Q_2 Q'_1 - Q'_2 Q_1}{Q_2 P_1 - Q_1 P_2} \quad (11)$$

$$d = \frac{Q'_2 P_1 - P_2 Q'_1}{Q_2 P_1 - Q_1 P_2} \quad (12)$$

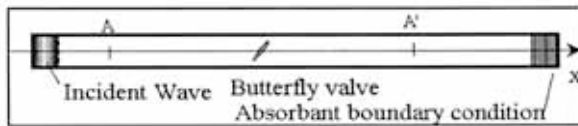


Fig. 6 : Conditions aux limites pour le cas 1

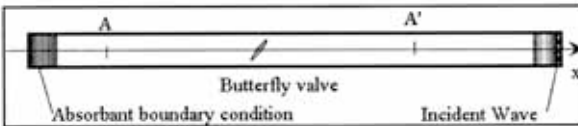
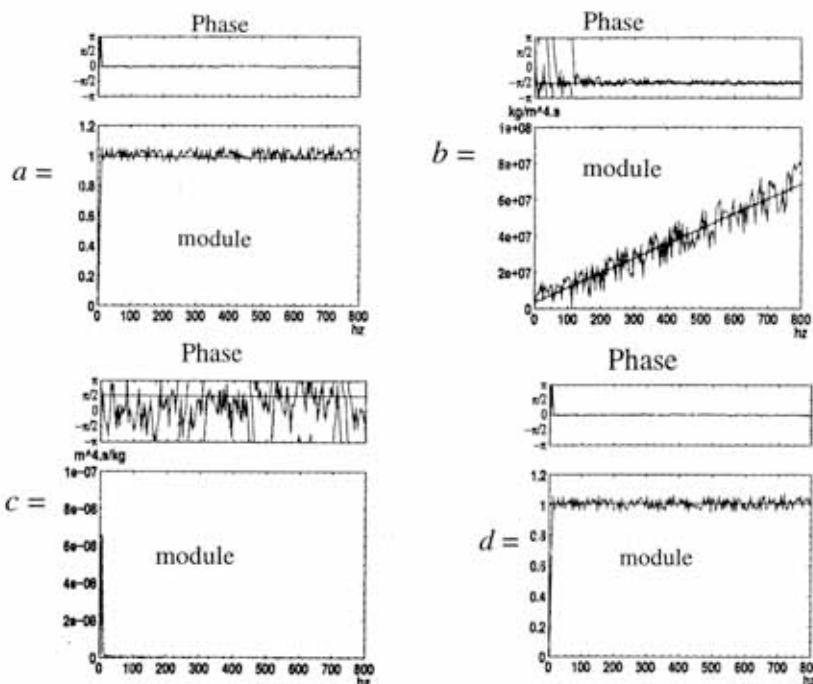


Fig. 6 : Conditions aux limites pour le cas 1

La figure 8 présente la comparaison des coefficients de la matrice de transfert ainsi calculés avec une loi empirique déduite de résultats expérimentaux. Le diamètre de la tuyauterie est $\varnothing = 82$ mm et l'angle d'ouverture de la vanne papillon est $\alpha = 45^\circ$.



1- Expérimentalement, pour pouvoir négliger le terme source, c'est-à-dire le bruit propre de la singularité, on introduit une source auxiliaire de puissance suffisante pour le masquer.

Fig. 8 : Comparaison entre une loi empirique et les résultats numériques pour la matrice de transfert d'une vanne papillon

Caractérisation des fluctuations de pression générées

La détermination des sauts de pression et de débit acoustiques demandent un troisième calcul incluant les sources SNGR. Les conditions aux limites sont présentées sur la figure 9 :

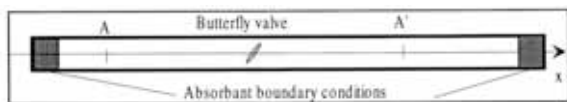


Fig. 9: Conditions aux limites pour le troisième calcul

Pour introduire les sources SNGR, un calcul d'écoulement $k-\epsilon$ préliminaire est nécessaire. La figure 10 présente la vitesse moyenne autour de la vanne papillon. Le diamètre de la tuyauterie vaut $\varnothing = 82$ mm et l'angle d'ouverture de la vanne papillon vaut $\alpha=33^\circ$; la vitesse de l'écoulement moyen vaut 2, 25 m/s.

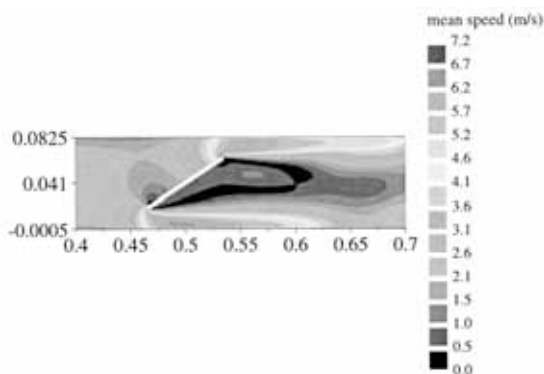


Fig. 10: Vitesse moyenne autour de la vanne papillon

Les pressions et débits acoustiques sont mesurés aux points A et A'. On en déduit alors simplement les sauts de pression et de débit acoustique à l'aide de la relation (13) déduite de la relation (6).

$$\begin{pmatrix} \Delta P \\ \Delta Q \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P' \\ Q' \end{pmatrix}_{A'} - \begin{pmatrix} a & b \\ c & d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P \\ Q \end{pmatrix}_A \quad (13)$$

La figure 11 permet de comparer les spectres numériques et expérimentaux du saut de pression.

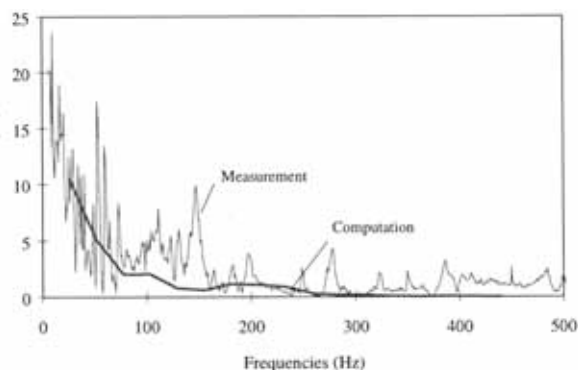


Fig. 11 : Saut de pression DP à travers la vanne papillon

Que se soit pour la matrice de transfert ou les termes sources, l'accord entre les résultats des simulations numériques et les résultats issus des essais est satisfaisant. En complément de quelques essais servant à valider la modélisation retenue, la simulation numérique du comportement acoustique de singularités peut donc permettre de réaliser des études paramétriques plus complètes qu'à l'aide d'une méthode uniquement expérimentale.

Références bibliographiques

- [1] Phillips O.M., On the generation of sound by supersonic turbulent shear layers, J. Fluid, Mech., Vol. 9 (1), PP. 1-28, 1960
- [2] Lilley G.M., The generation and radiation of supersonic jet noise. Vol IV : Theory of turbulence generated jet noise, noise radiation from upstream sources and combustion noise. Part II : Generation of sound in a mixing region, J. Sound Vib., 25(2), PP. 263-265, 1972
- [3] Béchara W., Lafon P., Bailly C. and Candel S., Application of a $k-\epsilon$ model to the prediction of noise for simple and coaxial free jets, J. Acoust. Soc. Am., 97 (5), PP. 1-14, 1995
- [4] Bastin F. et al, Computation of jet mixing noise due to coherent structures: the plane jet case, J. Fluid Mech. 11, PP. 1-40, 1997
- [5] Guivarch M., Méthodes numériques pour la propagation acoustique en écoulement, 4ème Congrès Français d'Acoustique, Marseille, avril 1997
- [6] Guivarch M., Lambert C. and Devos J.P., A computational tool for industrial aeroacoustic applications, 4th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Toulouse, June 1998, AIAA paper 98-2331
- [7] Guivarch M., A method for a numeric prediction of a gas turbine exhaust duct outdoor noise, Yokohama International Gas turbine Congress, October 1995.
- [8] Bailly C., Lafon P. and Candel S., A stochastic approach to compute noise generation and radiation of free turbulent flows, 16 th AIAA Aeroacoustic Conference, Munich, AIAA paper 95-092, 1995
- [9] Longatte E., Lafon P. and Candel S., Computational of noise generation by turbulence in internal flows, 4th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Toulouse, AIAA paper 982332, June 1998
- [10] Tam C.K.W. and al., Dispersing-Relation-Preserving finite difference schemes for computational acoustics, J. Comp. Physics 107, PP. 262-281, 1993.
- [11] Van Herpe F., Crighton D.G. and Lafon P., « Noise generated by turbulent flow in a duct obstructed by a diaphragm », 16 th AIAA Aeroacoustic Conference, Munich, AIAA paper 95-035, 1995

Nomenclature

Caractérisation de la vanne papillon

$$\begin{pmatrix} a & b \\ c & d \end{pmatrix}$$

Matrice de transfert de la vanne papillon

$$\begin{pmatrix} P' \\ Q' \end{pmatrix}_{A'} \text{ et } \begin{pmatrix} P \\ Q \end{pmatrix}_A$$

Pression et débit acoustique aux points A' et A de la tuyauterie

$$\begin{pmatrix} \Delta P \\ \Delta Q \end{pmatrix}$$

Saut de pression et de débit acoustique traduisant les sources acoustiques dues à la turbulence