SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

Comité technique — Session n° 127 — Paris — 20 et 21 mars 1985

21 MARS : BRUIT DES TURBOMACHINES
organisé en collaboration avec le Groupement
des Acousticiens de Langue Française (GALF)

Étude expérimentale du bruit généré et émis par une pompe centrifuge

*Experimental analysis of the noise generated
and radiated by a centrifugal pump*

J. Tourret — A. Badie-Cassagnet — G. Bernard — J.P. Foucault
Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM)
B.P. 67 — 52, avenue Félix Louat — 60300 Senlis

J. Kermarec
CETIM Ouest — B.P. n° 957 — 44076 Nantes Cedex

Afin d'étudier les mécanismes de génération et de rayonnement du bruit d'une pompe centrifuge de N_s 32 ($\Delta H = 5$ bars, Q 300 m³/h à 1500 tours/min) une boucle d'essais a été construite, qui permet de minimiser l'influence des autres éléments du circuit (bruit de la vanne de contrôle, phénomène d'ondes stationnaires) en particulier grâce à l'utilisation de terminaisons anéchoïques pour liquide (TAL) mises au point à cet effet.

In order to analyze the noise generation and radiation mechanisms in an N_s 32 centrifugal pump ($\Delta H = 5$ bars, $Q = 300$ m³/h at 1500 rpm), a test loop was built which minimizes the influence of the other elements in the system (control valve noise, standing wave phenomenon), in particular by the use of anechoic terminations for liquid (TAL) developed for this purpose.

*Étude expérimentale du bruit généré et émis par une pompe centrifuge**

1. Introduction

Les pompes centrifuges et les circuits associés constituent une source de bruit importante dans les installations industrielles ou domestiques, mais également dans celles installées à l'intérieur des navires.

Les excitations hydrauliques ou mécaniques qui prennent naissance dans le corps de pompe génèrent des phénomènes vibratoires qui se propagent dans le liquide et dans les structures pour conduire finalement au rayonnement acoustique dans l'air.

Cette étude réalisée sur une pompe industrielle de taille moyenne se propose deux objectifs complémentaires :

- mieux connaître le rayonnement acoustique de la volute d'une pompe ainsi que du circuit associé.
- analyser le champ des pressions fluctuantes à l'intérieur de la volute et dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement en vue d'effectuer une première approche des mécanismes élémentaires de génération du bruit.

1.1. Caractéristiques de la pompe étudiée

La pompe choisie pour les essais est une pompe centrifuge de la gamme normalisée NFE 44111 de type 150-315 dont les caractéristiques nominales :

$Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H = 36,5 \text{ m}$
 $P = 37 \text{ kW}$

à 1 450 tours/min en faisaient a priori une machine qui, pour une puissance mécanique installée raisonnable, devait présenter un niveau de bruit et de fluctuations de pression suffisant pour réaliser des mesures dans de bonnes conditions.

* Cette étude est menée dans le cadre d'un contrat M.R.I. (n° 8250922) regroupant le CETIM, la Société METRAVIB ainsi que les Sociétés ALSTHOM-ATLANTIQUE-RATEAU et BERGERON. Elle est suivie par le Groupe de Travail Bruit de la Commission Pompes du CETIM.

Plutôt que d'utiliser une maquette d'essai, il a été décidé d'effectuer les expérimentations sur une pompe réelle afin de pouvoir réaliser simultanément les mesures externes et internes au corps de pompe en s'affranchissant de l'influence des matériaux (épaisseur, amortissement) utilisés habituellement pour la réalisation des maquettes.

Les courbes caractéristiques sont représentées figure 1. L'épaisseur moyenne de la volute se situe autour de 20 mm. La roue de diamètre 360 mm comporte 5 aubes à entrée gauche et sortie droite, l'entrefer est de 25 mm, l'épaisseur des aubes de 5 mm.

Fig. 1 : Courbes caractéristiques de la pompe étudiée à 1 500 turs /mn

1.2. Conception de la boucle d'essais

La boucle d'essais (figure 2) est de type circuit fermé, utilisé pour réaliser les essais hydrauliques des pompes industrielles.

- Ce circuit a été conçu de façon à minimiser les phénomènes d'interaction entre la volute et les autres éléments de la boucle : le coude à grand rayon de courbure, situé au refoulement, limite les effets de singularité sur la propagation des ondes acoustiques.

- Le moteur et la pompe sont montés sur un massif unique très rigide de 3 tonnes découpé du sol ; la pompe est connectée au moteur par un accouplement filtrant.

- Le moteur courant continu à vitesse variable est malheureusement relativement bruyant (> 80 dBA à 1 m) ; son remplacement par un moteur asynchrone plus silencieux mais à vitesse fixe a été effectué lors de certaines mesures.

- La vanne qui pour certains régimes peut être l'élément le plus bruyant du circuit est placée à une distance aussi importante que possible de la pompe (10 m) et débite dans un ballon de 3 m³ qui sert de volume de tranquillisation.

- Des dispositifs spécifiques appelés Terminaisons Anéchoïques pour Liquide (T.A.L.) développés par le CETIM [1, 2], sont installés dans les tuyauteries d'aspiration ($\varnothing 200$) et de refoulement ($\varnothing 150$). Ils permettent, d'une part de découpler au plan vibratoire les tuyauteries connectées à la volute et celles reliées à la vanne, d'autre part de jouer un rôle efficace de silencieux pour réduire la propagation des pulsations de pression entre ces éléments. Leur rôle essentiel consiste à réduire considérablement les phénomènes d'ondes stationnaires dans les parties de tuyauteries situées au-delà des brides d'aspiration et de refoulement. Ainsi, les mesures des niveaux de pulsations de pression deviennent pratiquement indépendantes de la position des capteurs dans chacune des tuyauteries.

- La boucle peut fonctionner en régime pressurisé ou dépressurisé ; le refroidissement du circuit est assuré par sous-tirage.

1.3. Grandeurs mesurées

Afin d'obtenir des informations sur les mécanismes de génération et de rayonnement acoustique, diverses grandeurs sont mesurées dans les différents milieux [3].

- Dans l'air la pression acoustique est mesurée à l'aide de microphones classiques et l'intensité acoustique vectorielle à l'aide d'un intensimètre.

- Sur les structures mécaniques de la volute ou des tuyauteries, l'accélération ou la vitesse vibratoire est mesurée à l'aide d'un accéléromètre.

- Dans le liquide les fluctuations de pression à caractère propagatif ou non propagatif sont mesurées le plus souvent à l'aide de capteurs de pression à membrane affleurante implantés dans les parois de la volute ou des tuyauteries.

- Les mesures effectuées dans l'air ou le voisinage de la volute et des tuyauteries permettent en particulier de déterminer la puissance acoustique rayonnée par ces éléments.

- Les mesures de vibrations réalisées sur le corps de la volute permettent de calculer la puissance acoustique "rayonnante" (qui n'est qu'une approximation de la puissance rayonnée).

- Les mesures des fluctuations de pression permettent d'obtenir la puissance "hydroacoustique" émise dans les tuyauteries.

Remarque - Unités utilisées

Dans l'air la pression acoustique s'exprime en Pascal ou en décibel (réf. $2 \cdot 10^{-5}$ Pa) et l'intensité acoustique en watts/m². On définit également :

- le niveau de pression acoustique : $L_p = 20 \log \frac{p}{p_0}$

avec $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa

- le niveau d'intensité acoustique : $L_I = 10 \log \frac{I}{I_0}$

$I_0 = 10^{-12}$ watt/m²

- le niveau de Puissance acoustique : $L_W = 10 \log \frac{W}{W_0}$

$W_0 = 10^{-12}$ watt

Sur les structures on définit :

- le niveau d'Accélération : $L_a = 20 \log \frac{a}{a_0}$

$a_0 = 10^{-5}$ m/s²

- le niveau de vitesse : $L_v = 20 \log \frac{v}{v_0}$

$v_0 = 10^{-6}$ m/s

Dans l'eau, on définit :

- le niveau de bruit hydraulique : $L_H = 20 \log \frac{H}{H_0}$

$H_0 = 10^{-1}$ Pa

Fig 2 : Schéma de la boucle d'essais

2. Etude du rayonnement acoustique de la volute et des tuyauteries

La pompe utilisée s'est révélée être très silencieuse (niveau inférieur de plus de 20 dBA à celui du moteur), ce qui a rendu impossible toute mesure classique de puissance acoustique à l'aide de microphones.

2.1. Estimation à partir des mesures des vitesses vibratoires

Une première estimation de la puissance acoustique a pu être conduite en déterminant la puissance acoustique "rayonnante" [4] obtenue en mesurant la vitesse vibratoire en un nombre de points suffisant sur chaque structure considérée :

$$W_{RA} = \sum_i p_c S_i v_i^2 \quad (\text{en watts})$$

p_c : impédance de l'air 400 unités S.I.

S : surface totale de la structure considérée (en m^2)

v_i : vitesse vibratoire au point i en m/s

Le niveau de puissance acoustique "rayonnante" exprimé en dB s'en déduit par la relation :

$$L_{WRA} = 26,3 + 10 \log_{10} S + 10 \log_{10} \frac{v^2}{v_0^2}$$

- 16 points de mesure ont été répartis de manière homogène sur le corps de volute (surface $0,9 m^2$) ainsi que 5 points sur la tuyauterie d'aspiration (surface correspondante : $0,8 m^2$) et 5 points sur la tuyauterie de refoulement (surface correspondante : $0,6 m^2$) ce qui permet d'estimer les puissances acoustiques des trois éléments.

- Les mesures ont été réalisées pour trois configurations de fonctionnement de la pompe.

$N = 1\ 500$ tours/mn, $Q = 50 m^3/h$.

$N = 1\ 500$ tours/mn, $Q = 280 m^3/h$.

$N = 1\ 500$ tours/mn, $Q = 400 m^3/h$.

A titre d'illustration, la figure 3 fournit le spectre de puissance acoustique rayonnante du corps de pompe pour les deux premières configurations ; on y remarque la prépondérance de la raie correspondant à la fréquence de passage des aubes (125 Hz) et l'accroissement relatif des niveaux en basses fréquences pour la faible valeur du débit.

Fig 3 Estimation de la puissance du corps de pompe par utilisation des mesures des vitesses vibratoires pour 2 régimes de fonctionnement

Le tableau ci-dessous fournit la synthèse des valeurs obtenues aux trois régimes pour les puissances acoustiques des trois éléments ainsi que les puissances acoustiques rapportées à l'unité de surface. Ces puissances sont données en décibels linéaires, pondérée A et pour le tiers d'octave 125 Hz.

On peut effectuer les remarques suivantes :

1 - Les puissances acoustiques estimées en dBlin sont faibles et même très faibles si on les considère en dBA. Un niveau de puissance acoustique de 65 dBA correspond à une puissance de $3 \cdot 10^{-6}$ Watt acoustique ; une source de petite dimension d'une telle puissance produirait à un mètre de distance un niveau de bruit d'environ 55 dBA.

2 - Le niveau de puissance acoustique rayonné par le corps de pompe calculé au débit nominal (64 dBA) est inférieur à ceux déterminés à faible débit (70 dBA) et à débit élevé (66 dBA).

3 - La puissance acoustique rayonnée par unité de surface (exprimée en dBA) n'est guère différente entre volute et tuyauterie.

ESTIMATION DES PUISSANCES DES DIFFERENTS ELEMENTS PAR MESURE DES VITESSES VIBRATOIRES $LW(v)$

	50 m³/h			280 m³/h			400 m³/h		
	LIN	A	125 Hz	LIN	A	125 Hz	LIN	A	125 Hz
volute S : 0,9 m² 10 log S : -0,5	87 (87)	70 (70)	82 (82)	77 (77)	64 (64)	75 (75)	80 (80)	66 (66)	78 (78)
tuyau Aspiration S : 0,8 m² 10 log S : -0,9	79 (80)	65 (66)	76 (77)	73 (74)	62 (63)	71 (72)	78 (79)	65 (66)	76 (77)
tuyau refoulement S : 0,6 m² 10 log S : -2,2	84 (86)	67 (69)	79 (81)	77 (79)	60 (62)	67 (69)	78 (80)	62 (64)	71 (73)

() puissance par unité de surface.

2.2. Mesures d'intensité acoustique

Une seconde estimation de la puissance acoustique a été effectuée en utilisant des mesures d'intensité acoustique vectorielle [5, 6] réalisées sur un contour fermé autour de la volute et des tuyauteries. Pour améliorer les performances de ces dernières mesures le moteur à vitesse variable a été remplacé par un moteur synchrone plus silencieux d'environ 5 à 10 décibels selon les fréquences. Malgré tout, à l'exception du 1/3 octave 125 Hz le bruit parasite est supérieur de plus de 15 décibels à celui produit par le corps de pompe, ce qui laisse l'exploitation des résultats délicate dans les autres bandes d'analyse.

La figure 4 montre, à titre d'illustration la comparaison des spectres de puissance de la volute estimée par les deux méthodes pour les faibles débits.

Fig 4 : Comparaison des puissances acoustiques estimées à partir de la mesure des vitesses vibratoires et des intensités acoustiques

Dans les moyennes fréquences les spectres sont assez proches (la raie à 1 000 Hz correspond à une source extérieure au contour de mesure (moteur) non complètement éliminée par intégration des vecteurs intensité sur la surface fermée entourant la pompe).

Dans les basses fréquences, l'écart s'accroît entre puissance "rayonnante" déterminée par mesures des vitesses vibratoires et puissance "rayonnée"; l'écart correspondant à la valeur du facteur de rayonnement défini par

$$\sigma = \frac{W_{\text{rayonnée}}}{W_{\text{rayonnante}}}$$

et dont la valeur dépend outre de la fréquence, de la nature de la structure considérée [4].

A 125 Hz l'écart peut être jugé comme significatif et sa valeur ($\log \sigma -5$ dB) est assez habituelle pour une structure du type considéré. Dans les moyennes fréquences σ est généralement voisin de 1, ce que l'on constate effectivement.

Même si nous pouvons craindre que les deux types d'estimation de la puissance acoustique soient entachés d'imprécision (en particulier du fait que les deux estimations ont été réalisées

avec des moteurs différents), ces résultats ont a priori de quoi surprendre : en effet, si le corps de pompe rayonne effectivement une puissance acoustique que l'on peut juger très faible, il faut admettre que le rayonnement s'effectue pour l'essentiel par les canalisations (dont les surfaces globales sont généralement très supérieures à celles du corps de pompe) et par les autres structures auxquelles l'installation hydraulique est connectée. On conçoit alors que la pompe doit être considérée plutôt comme un "générateur" de vibrations ou de pulsations de pression que comme "radiateur" de bruit. Les mesures de ces dernières quantités dans les tuyauteries et l'étude de leur mécanisme de génération à l'intérieur d'une volute deviennent donc une action de premier intérêt.

3. Etude du bruit hydraulique à l'intérieur de la volute et dans les tuyauteries

3.1. Bruit et pseudo bruit

Par bruit hydraulique on entend l'ensemble des fluctuations de pression à caractère propagatif ("bruit") et non propagatif ("pseudo bruit") telles que mesurées par des capteurs à membrane affleurante implantés en paroi de volute ou de tuyauterie.

Le "bruit" ou "son" correspond à des ondes acoustiques qui se propagent dans les liquides à la vitesse du son et sur de très grandes distances ; l'atténuation de ces ondes est généralement très faible, elle dépend largement de la teneur en gaz, de l'amortissement des structures enveloppes et également des fréquences considérées. La célérité du son est voisine de 1 300 m/s dans les tuyauteries de la boucle d'essais.

Le "pseudo bruit" (ou "pseudo son") est l'expression d'une fluctuation locale d'effort qui traduit par exemple le passage d'un sillage ou l'effet de la turbulence en paroi. Ce phénomène est convecté à la vitesse périphérique des aubages pour les sillages ou à la vitesse de convection de la turbulence dans les tuyauteries ; ces vitesses sont généralement bien plus faibles que la célérité du son (quelques mètres par seconde pour la turbulence en paroi des tuyauteries) ; il convient toutefois de noter que ces phénomènes de "pseudo bruit" localisés sont eux-mêmes générateurs de "bruits" qui se propagent ensuite à vitesse sonique.

Les deux phénomènes sont souvent superposés, mais il n'est pas possible de les séparer à partir de l'information fournie par un seul capteur.

Dans les tuyauteries on détectera essentiellement des bruits qui peuvent se propager dans le sens opposé à l'écoulement (à l'aspiration) ou dans le sens de l'écoulement (du refoulement) ; les phénomènes de turbulence apparaissent parfois près de la bride de refoulement mais leur niveau est généralement très inférieur à celui du phénomène propagatif et le spectre est essentiellement riche en basses fréquences.

A l'intérieur de la volute, bruit et pseudo-bruit sont intimement associés et le signal résultant pourra être la superposition

- de l'effet localisé des sillages
 - d'une turbulence intense en paroi
 - d'ondes acoustiques
- qui créent un champ de pression (ou de force) instationnaire en paroi.

L'objectif des expérimentations qui sont décrites par la suite a été de fixer les ordres de grandeurs de ces différents champs à la fois dans la volute (pour effectuer une première analyse des phénomènes de génération de bruit) et dans les tuyauteries (pour mieux préciser l'énergie hydroacoustique émise par la pompe).

3.2. Implantation des capteurs

Les capteurs de pression dynamique ont été implantés

- dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement selon la figure 5 aux positions K1 et K2 respectivement à 0,40 m et 0,80 m de la bride d'aspiration, K3 et K4 K5 K6 respectivement à 0,30 m, 0,60 m, 2,40 m, 2,70 m de la bride de refoulement.

- dans le corps de la volute selon la figure 6 aux positions K7, K9, K10, K11, K12, K13 situées sensiblement tous les 60 degrés en fond de volute, dans le plan de la roue, et aux positions K8, K14, K15, K16 situées dans des directions sensiblement perpendiculaires.

Fig 6 : Instrumentation de la volute

Fig 5 : Instrumentation en capteurs de pression

3.3. Répartition des champs de pression sur le corps de la volute et dans les tuyauteries

Pour six régimes de fonctionnement correspondant à deux vitesses de rotation (1 500 et 1 600 tours/mn) et à trois débits ($0,5 Q_n$, $1,5 Q_n$) la représentation des niveaux est effectuée figure 7 aux principaux points intérieurs à la volute ainsi qu'en un seul point de la tuyauterie d'aspiration et de refoulement (il est à noter que les niveaux sont pratiquement identiques aux autres points situés dans les tuyauteries respectives grâce à l'effet des T.A.L.).

Les niveaux sont représentés en décibels linéaires par des cercles de diamètre croissant variant entre 80 et 100 dB.

On peut effectuer les constatations suivantes :

- Le champ des pressions est généralement très hétérogène : les niveaux évoluent entre 85 et 105 dB selon les régimes et les emplacements

(105 dB correspond à une fluctuation de pression d'environ 0,2 bar c'est à dire une force fluctuante d'environ 200 g/cm²).

- Le niveau maximum est toujours mesuré en K7.

- A l'intérieur de la volute le champ est généralement très fortement décroissant à mesure que l'on s'éloigne du bec, le signal délivré en K12 était généralement beaucoup plus faible que celui mesuré aux autres points.

- Les niveaux mesurés dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement sont compris entre 85 et 100 dB ; un niveau de 90 dB représente une fluctuation de 0,03 bar, ce qui pour une onde progressive plane correspond à une puissance hydroacoustique d'environ 0,1 Watt émise dans la tuyauterie de refoulement. Cette valeur est à rapprocher de la puissance acoustique "aérienne" rayonnée par le corps de la volute 10^{-5} Watt au même régime.

Fig 7 : Répartition des champs de pression fluctuant dans le corps de volute et dans les tuyauteries

Les niveaux globaux représentés sur les figures précédentes ne renseignent pas directement sur les mécanismes d'excitations ou les phénomènes de résonance. Afin d'étudier plus précisément ces mécanismes et phénomènes, deux approches complémentaires peuvent être effectuées :

- examen des signaux temporels délivrés par les capteurs avec analyse de leurs relations de phase
- analyse en fréquence (en bande étroite ou en 1/3 octave).

C'est ce dernier type d'analyse d'accès relativement facile pour les acousticiens qui a été réalisé au cours des premiers essais et qui est décrit ci-dessous.

Le second type d'analyse également très utile n'a fait l'objet que d'une première approche et ne sera abordé que dans la dernière partie de l'article.

3.4. Analyses en fréquence

Ce type d'analyse permet avant tout de connaître la répartition de l'énergie selon les fréquences ce qui est très utile pour étudier en particulier les phénomènes de propagation dans les canalisations.

A titre d'illustration, la figure 8 représente le spectre 1/3 octave des signaux mesurés en K2 K4 et K7 au régime nominal (vitesse de rotation 1 500 t/mn $Q = 280 \text{ m}^3/\text{h}$). On remarque en particulier que l'essentiel de l'énergie se trouve répartie au-dessous de 1 000 Hz et qu'elle se trouve surtout concentrée à la fréquence de passage des aubes ($25 \times 5 = 125 \text{ Hz}$).

La figure 9 représente l'analyse bande étroite des signaux correspondants pour les capteurs K2 et K4.

Fig 8 : Analyse tiers d'octave des signaux obtenus en 3 zones : K2 (aspiration), K4 (refoulement) et K7 (près du bec de volute)

Fig 9 : Analyse bande étroite des signaux obtenus à l'aspiration et au refoulement

3.5. Sonagrammes

Les spectres obtenus (qu'ils soient en 1/3 octave ou en bande étroite ne fournissent qu'une information limitée au seul régime de fonctionnement considéré ; il peut être utile d'étudier l'évolution de ces spectres avec certains paramètres de fonctionnement de la machine.

Ceci a été réalisé dans les conditions suivantes :

- évolution en débit à 1 500 tours entre 30 m³/h et 450 m³/h par paliers de 15 m³/h
- évolution en vitesse entre 750 et 2 050 tours/mn au débit nominal Q_n
- évolution en vitesse entre 750 et 2 200 tours/mn à 0.5 Q_n
- évolution en vitesse entre 750 et 1 850 tours/mn à 1.5 Q_n.

L'évolution des spectres est décrite sous forme tridimensionnelle à l'aide de la représentation sonagramme [7].

Dans celle-ci, l'abscisse représente la fréquence centrale des tiers d'octave (variant de 25 Hz à 20 kHz ainsi que les niveaux globaux A et linéaires), l'ordonnée la valeur du paramètre d'évolution (débit ou vitesse), les niveaux étant figurés par des couleurs ou des grisés de densité croissante ; les "seuils" entre différents niveaux (compris entre 3 et 5 dB) sont ajustés en fonction de la dynamique recherchée pour obtenir une bonne visualisation.

3.5.1. Evolution des spectres avec la vitesse de rotation

A titre d'illustration, les figures 10 a b c d montrent les sonagrammes obtenus pour les capteurs K2 K3 K6 et K7 au cours d'une évolution en vitesse à débit nominal.

a - aspiration

b - sortie de volute

c - tuyauterie de refoulement (à 3 m)

d - près du bec de volute

Fig 10 : Evolution des spectres des pulsations de pression avec la vitesse de rotation au voisinage du débit nominal

On remarque les phénomènes suivants :

- la fréquence de passage des aubes évolue entre le 1/3 octave 63 Hz (à 750 tours/mn) et le tiers d'octave 200 Hz (à 2 050 tours/mn) et domine largement le spectre en concentrant l'essentiel de l'énergie.
- l'harmonique 2 de cette fréquence présente un niveau assez important au refoulement.
- l'harmonique 2 de la vitesse de rotation se détecte assez nettement.
- l'essentiel de l'énergie se trouve contenu au-dessous de 1 000 Hz.
- un phénomène de résonance dans le 1/3 d'octave 80 Hz surtout marqué au refoulement mais aussi à l'intérieur de la volute (K7), apparaît à la fréquence de passage des aubes pour la vitesse de 900 tours/mn. Cette fréquence correspond probablement à un mode propre de vibration de la tuyauterie rigide, de longueur 3 m comprise entre le refoulement et la TAL et par suite du couplage important entre le fluide et la structure, engendre des niveaux importants de bruit hydraulique. De plus, le coefficient de réflexion en amplitude de la TAL dans cette gamme de fréquence étant voisin de 0,4, une augmentation de l'ordre de 3 à 5 dB sur les niveaux réels peut être aussi attribuée aux phénomènes d'ondes quasi stationnaires s'établissant dans la conduite. La superposition de ces deux effets peut expliquer l'importance des niveaux relevés dans le 1/3 d'octave 80 Hz.
- dans les basses fréquences (<200 Hz) les niveaux mesurés sur K3 sont très supérieurs à ceux mesurés sur K2 ou sur K4 et K6 ; ceci est probablement dû au pseudo-son intense produit en sortie de volute et qui s'atténue rapidement dans la tuyauterie de refoulement

3.5.2. Evolution des spectres en fonction du débit à la vitesse de 1 500 tours/mn

Les figures 11 a b c représentent ces évolutions pour les signaux issus des capteurs K2, K3, K7 et appellent les remarques suivantes :

- la raie à la fréquence de passage des aubes concentre l'essentiel de l'énergie et son niveau présente un minimum pour des valeurs de débit (120 à 200 m³/h selon les capteurs) qui sont très sensiblement différentes du débit "optimum" sur le plan hydraulique (280 m³/h).
- l'énergie "large bande" distribuée autour des raies s'accroît très sensiblement pour les faibles valeurs de débit.

b - sortie volute

a - aspiration

c - près du bec de volute

Fig 11 : Evolution des spectres des pulsations de pression avec le débit à 1 500 tours/mn

3.6. Evolution des niveaux de bruit globaux avec la vitesse de rotation et le débit

L'étude de ces évolutions globales est souvent intéressante pour l'établissement des formules prévisionnelles.

3.6.1. Evolution des niveaux avec le débit

La figure 12 représente les évolutions simultanées des niveaux de bruit globaux correspondant aux capteurs K1, K4, K7, K10 et appelle les remarques suivantes :

Fig 12 : Evolution du bruit hydraulique avec le débit

- on constate un écart de près de 5 dB entre aspiration et refoulement et de 5 à 15 dB entre K7 et K10
- les minima sont observés pour des valeurs nettement différentes du débit "optimum" et varient selon la position des capteurs.
- les variations autour de ces minima sont importantes 7 dB pour K1, 5 dB pour K4, plus de 15 dB pour K7.

Dans ce cas, le niveau mesuré à débit nominal au refoulement est supérieur de près de 5 décibels à celui mesuré à débit moitié 0,5 Q_n .

3.6.2. Evolution des niveaux avec la vitesse de rotation

Fig 13 : Evolution du bruit hydraulique avec la vitesse

La figure 13 représente l'évolution comparée des niveaux relevés sur les capteurs K1 K3 et K7 pour une variation de vitesse comprise entre 750 et 2 050 tours/mn à débit nominal et montre, au-delà de 1 000 tours/mn une évolution sensiblement parallèle des niveaux.

Fig 14 : Evolution du bruit hydraulique près du bec de volute pour 3 valeurs du débit

Fig 15 : Evolution du bruit hydraulique dans la ligne de refoulement

La figure 14 représente les évolutions des niveaux en K7 en fonction de la vitesse de rotation exprimée en échelle logarithmique pour 3 valeurs de débit 0,5 Q_n , Q_n , 1,5 Q_n ; elles appellent les remarques suivantes :

- les évolutions s'organisent autour de 3 droites dont les pentes voisines de 14 dB/octave (i.e. + 14 dB lorsque l'on double la vitesse) indiquent un phénomène qui suit une loi proche de N^5 avec une ordonnée à l'origine plus faible pour Q_n .

- les phénomènes de résonances (marqués essentiellement vers 80 Hz) s'estompent au-delà de 1 000 tours/mn ; ce phénomène peut s'expliquer par le fait que le capteur K7 se situe très près de la zone d'excitation la plus intense dominée plutôt par l'excitation imposée et peu sensible aux phénomènes de résonance.

La figure 15 représente pour le capteur K4 situé dans la tuyauterie de refoulement les mêmes évolutions qui s'organisent autour de droites dont les pentes sont proches de 15 dB/octave ; dans ce cas toutefois les phénomènes de résonance sont nettement plus marqués (en particulier aux faibles vitesses) ce qui indiquerait un comportement plus lié à la "réponse" de la tuyauterie.

3.7. Influence du NPSH

Les évolutions en vitesse et débit ont été conduites avec une pression aspiration de 3 bars qui avait été jugée a priori suffisante pour éviter tout risque d'apparition de cavitation qui se traduirait par une source de bruit complémentaire venant perturber les autres phénomènes acoustiques.

Afin de nous en assurer, quelques essais ont été conduits au voisinage du point de fonctionnement nominal.

Fig 16 : Evolution des niveaux de bruit hydraulique avec le NPSH

La figure 16 montre l'évolution du niveau global des capteurs K2 K3 et K7 lorsque la pression à l'aspiration est réduite de 3 bars à 0,35 bar.

On ne constate pas de variation très significative tant que la pression aspiration reste supérieure à 1,5 bar.

Par contre en deçà de ces valeurs apparaissent des phénomènes assez classiques (diminution des niveaux à l'aspiration, accroissement au refoulement) bien connus de ceux qui étudient la détection de cavitation par procédés acoustiques [réf. 8].

Il serait toutefois intéressant de déterminer quelle est la valeur minimale de la pression à l'aspiration lorsque la vitesse de rotation et le débit varient notablement, certains phénomènes de cavitation pouvant en effet prendre naissance pour des vitesses de rotation plus élevées.

3.8. Examen des signaux temporels

3.8.a. Obtention des signaux

La détection synchrone a été utilisée sur un analyseur de façon à moyenner le même signal temporel lors des acquisitions successives.

Le déclenchement du trigger se fait à partir d'un capteur optique qui réagit au passage d'une pastille réfléchissante fixée sur l'arbre de la pompe.

L'acquisition du signal a lieu sur une durée de 0,05 s. Ainsi à 1500 tr/mn, le signal temporel montre l'évolution de la fluctuation de pression sur plus d'un tour de roue.

3.8.b. Disparité des niveaux

Le lecteur se reportera au paragraphe : Répartition des champs de pression ; et à la figure 7.

Néanmoins, il est intéressant de souligner la valeur généralement faible du niveau dans la région des capteurs 12,15 et 16. En effet, le minimum est en moyenne inférieur de 5 dB au niveau recueilli dans la conduite de refoulement (à 0,6 m de la bride).

3.8.c. Forme et disparité d'allure

L'allure des signaux est en général dissymétrique, et ne présente qu'une faible reproductibilité d'un canal inter-aubes à l'autre. Naturellement cette constatation est à nuancer en fonction des régimes et de l'emplacement des capteurs, et appelle la remarque suivante : l'examen rapide de l'ensemble des enregistrements temporels révèle certaines disparités d'allure.

Celles-ci ressortent aussi bien pour un régime fixé, en fonction de l'azimut du capteur ; que pour un même capteur, en fonction du point de fonctionnement.

Fig 17 : Evolution des signaux temporels à l'intérieur de la volute

- Pour un capteur donné la disparité est très importante suivant les débits. L'écoulement de sortie de roue est très influencé par la vitesse débitante. (Voir figure 18).

- A un régime fixé, le signal est très "pointu" pour les capteurs situés près du bec et s'arrondit progressivement dans la zone diffuse. Cette constatation est faite indépendamment de l'évolution du niveau qui, elle aussi, modifie l'amplitude et par conséquent la forme du signal. (Voir figure 17).

Fig 18 : Evolution des signaux temporels dans la zone de refoulement

Il est à noter que l'allure et le niveau des signaux des capteurs 10 et 11 sont très constants. En effet, les écarts maximums relevés pour ceux-ci sont respectivement 5,8 et 4,2 dB. La figure 19 montre la stabilité et la simplicité de forme de ces signaux et leur faible évolution.

3.8.d. Déphasage entre signaux

L'étude des différents déphasages entre capteurs peut renseigner sur l'existence ou non d'ondes propagatives à la vitesse du son. A l'intérieur des conduites d'aspiration et de refoulement c'est essentiellement le phénomène d'ondes soniques qui est présent. En revanche, à l'intérieur de la volute, l'examen a révélé la présence de deux "régions" et d'une zone de transition.

Dans la partie débutante de la volute (zone du bec jusqu'au capteur 10), le déphasage observé correspond sensiblement aux positions relatives des capteurs face aux aubes de la roue. Ce résultat ne choque pas. En effet, les capteurs étant très proches de la roue, l'aspect dynamique va prévaloir sur l'éventuelle fluctuation à caractère sonique. A l'opposé, la zone proche du refoulement (capteurs 13, 15 et 16) présente un phénomène de propagation d'ondes acoustiques. Dans cette région éloignée de la roue, les capteurs ne subissent plus directement l'influence du jet fluide en sortie d'impulseur. Leur implantation dans l'amarce du refoulement les écarte de la fluctuation due à l'effet dynamique, mais les situe dans la zone où l'écoulement en sortie de volute est déjà bien organisé.

Conclusions

Les mesures d'intensité acoustique vectorielle et des vitesses vibratoires effectuées sur une pompe centrifuge dont les caractéristiques à 1 500 tours/min sont $Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$ $H = 36,5 \text{ m}$, ont montré que la puis-

Fig 19 : Evolution des signaux temporels dans la zone située loin du bec de volute

sance acoustique rayonnée par la volute est très faible et n'est guère supérieure à celle qui est émise par une surface équivalente des tuyauteries d'aspiration et de refoulement.

Des mesures de pulsations de pression (bruit hydraulique) ont été réalisées dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement équipées de terminaisons anéchoïques pour liquides (T.A.L.) afin de limiter les phénomènes d'ondes stationnaires. Des lois régissant l'évolution du niveau de bruit global avec la vitesse de rotation et avec le débit ont été établies et l'étude plus fine des phénomènes a été conduite à l'aide d'analyses en fréquences tridimensionnelles.

Des mesures similaires ont été conduites dans le corps de la volute qui montrent la très grande hétérogénéité du champ de pression instationnaire entre la zone du bec et la zone de sortie. Un premier examen des signaux temporels (allure et déphasage) apporte une information intéressante sur les mécanismes d'excitation locaux associés aux phénomènes hydrauliques.

REFERENCES

- (1) G. BERNARD - A. BADIE-CASSAGNET : *Terminaison anéchoïque pour canalisations de liquides - 11ème Congrès International d'Acoustique Paris - Juillet 1983*
- (2) Brevet Français 83 045 60
- (3) J. TOURRET : *Problèmes associés à l'étude du bruit d'un circuit de pompes centrifuges - La Houille Blanche n° 2.3.1979 P. 143*
- (4) Technical Report ISO 7849 TC43/WG22 1983
- (5) A. BADIE-CASSAGNET et al. : *La mesure directe de l'intensimétrie acoustique - Revue d'Acoustique n° 54 - 1980*
- (6) *Premier Congrès International sur les Progrès Récents dans la Mesure de l'Intensité Acoustique - Senlis - Septembre 1981*
- (7) J. TOURRET - JC. ROMANI : *le sonagramme outil pour l'analyse des phénomènes dynamiques complexes CETIM Information n° 41 - Juin 1975*

Discussion

Président : M. P. CORMAULT

Le Président : Je remercie M. TOURRET de son exposé. Je ne croyais pas si bien dire, ce matin, en soulignant qu'il convenait de faire le lien avec les travaux du groupe de travail n° 1 qui s'occupe des écoulements internes dans les machines. Je vous propose d'entamer la discussion, vous devez avoir beaucoup de questions à poser à M. TOURRET après ce qu'il a montré.

M. DODU : On remarque que si la non périodicité rigoureuse de la roue présente l'avantage de permettre l'identification de chaque aube en signant son passage, elle a par contre l'inconvénient de troubler les indications des sonagrammes. N'y aurait-il pas intérêt à éliminer par une procédure de traitement du signal cet effet parasite sur les sonagrammes ?

M. TOURRET : En filtrant les signaux, il est possible d'éliminer ce phénomène de modulation. C'est un phénomène très courant dans les turbomachines, et qui est lié à un balourd hydraulique. On est en train d'examiner ce point : le marquage d'une des aubes par affutage ne donne pas de différence de signature importante, par contre l'épaississement d'un bord de fuite provoque un balourd sur tout l'ensemble. L'utilisation des techniques de traitement du signal associées à cette étude démarre seulement, mais l'examen des signaux temporels paraît très prometteur pour avoir des informations sur les mécanismes d'excitation hydrauliques.

M. WEGNER : Si l'on veut diminuer le bruit, il est exact que l'on a intérêt à désorganiser ce qui est organisé, mais par là-même on diminue souvent le rendement. Dans une turbine Francis, on a un bruit de sillage très repérable au débit nominal, et ce bruit disparaît à charge partielle lorsque l'écoulement devient tridimensionnel et le rendement désastreux.

Je ferai une suggestion : pour mieux comprendre le décalage entre débit optimum et bruit minimum, il conviendrait de disposer d'une séparation des pertes entre roue, volute et fuites.

M. TOURRET, puis M. CANAVELIS : De telles mesures de pertes séparées ont été faites par le CETIM à Nantes, mais les résultats ne sont pas encore disponibles.

M. MATHIEU : Comme cela s'est fait pour les ventilateurs en diminuant la précision de la signature des aubes, où en est-on dans le domaine des pompes ?

M. TOURRET : C'est une règle générale de l'acoustique que de réduire le bruit en diminuant l'excitation, par étalement des efforts dans le temps. Les constructeurs de pompes ont tous une assez grande expérience sur ce sujet, mais il y a très peu de publications dans ce domaine, cela relève plus de l'expérience pour ne pas dire du secret... Il y a d'autres points qui semblent avoir été travaillés sur certaines pompes, comme l'influence de l'angle d'hélice sur les vitesses de sortie de roue. Et puis il y a des études qui n'ont pas été mises en pratique, comme la création de résonateur de Helmholtz à l'intérieur du bec de volute, dont l'application aux liquides n'est pas évidente; un tel système ne pourrait de toute façon équiper que des machines spécifiques.

M. BARRAND : On a montré les enregistrements pour un tour de roue. Mais il faut signaler qu'à débit partiel, l'accumulation des enregistrements de fluctuations synchrones montre une nette dispersion des mesures. En-dessous du débit critique de recirculation, on a une désorganisation continue de l'écoulement — confirmée par des mesures en vélocimétrie laser à l'INSA —. Une analyse de ces phénomènes instationnaires supplémentaires serait à réaliser.

M. TOURRET : Je précise que la détection synchrone a été faite avec un moyennage. La dispersion autour de cette moyenne a été perdue, elle n'était pas l'objectif initial. Mais je confirme l'existence de cette grande dispersion, et ce qui est intéressant, plus forte aux bas débits.

M. DESMET : La diminution du niveau de bruit en-dessous du débit nominal est-elle aussi bien observée à la fréquence de passage des aubages et en niveau global ?

M. TOURRET : Le niveau de bruit global, dans certains cas, est très proche du niveau à la fréquence de passage des aubes.

M. VERRY : Je voudrais rappeler que le sillage se traduit dans le repère fixe par un pic de vitesse.

YUASA et HINATA (JSME Vol 22 — N 174 — 1979) ont étudié en détail l'évolution des vitesses et pressions en sortie d'une roue centrifuge. Comme dans le cas de la roue étudiée au C.E.T.I.M. ils mettent en évidence deux pics de pression, l'un localisé au voisinage de la face en pression dû à l'écoulement à potentiel, l'autre localisé près de la face en dépression dû aux effets visqueux (couche limite et écoulements secondaires). Ce dernier peut être très faible en débit nominal mais croît lorsque le débit diminue (voir figure ci-dessous).

M. CANAVELIS : Je voudrais insister sur la différence qu'il peut y avoir entre le bruit hydraulique interne (fluctuations de pression) et le bruit aérien externe. Pour toutes les pompes qui ont fait l'objet de mesures acoustiques dans notre Société on a trouvé que le minimum de bruit se situait autour du débit optimum de tracé du rendement. Le résultat du C.E.T.I.M. donc devoir être généralisé avec prudence.

M. LEFEBVRE : Le NPSH de votre pompe est très différent entre le débit nominal et une puissance beaucoup plus grande.

M. TOURRET : Les autres capteurs (hors aspiration) ont des réponses moins sensibles avec le débit que le capteur placé en 7.

Mais on a observé un autre phénomène intéressant sur les déphasages entre capteurs : dans la volute, ces relations de déphasage correspondent au temps de parcours des sillages, avec une vitesse de l'ordre de quelques dizaines de mètres par seconde ; dès la sortie de volute le déphasage correspond à la célérité du son dans le liquide. C'est donc dans la zone du bec de volute, à partir d'excitations localisées, que prend naissance le phénomène de propagation acoustique.

M. DELCAMBRE : L'observation faite sur les capteurs placés dans le plan médian est-elle la même pour les capteurs latéraux, par exemple 15 ?

M. TOURRET : Les signatures semblent très différentes et, au point où l'on en est, le phénomène prépondérant n'a pas encore été mis en évidence.

M. BOIS : En complément à l'intervention de *M. VERRY*, concernant les différentes structures de l'écoulement, je pense que les mesures de pression instationnaires devraient s'accompagner systématiquement et simultanément de mesures de vitesses.

M. TOURRET : Je suis entièrement d'accord mais cela fait appel à une installation beaucoup plus compliquée.

M. Le Président : Avant de conclure, je voudrais rappeler que cette étude a été menée dans le cadre d'un contrat attribué par le Ministère de la Recherche, au CETIM, ainsi qu'à ses autres partenaires pour cette étude : les Sociétés RATEAU, BERGERON et METRAVIB. Pour l'attribution de ce contrat, il convient d'adresser des remerciements au Professeur MATHIEU qui a joué un rôle essentiel dans cette prise de décision.

Je voudrais également remercier tous les auteurs qui ont présenté des conférences ce matin, ainsi que tous les participants qui ont permis l'animation des discussions.