

→ G. Lovat, P. Danière et
T. Loyau, service Métrologie -
Acoustique - Vibrations, centre de
recherche de l'INRS, Nancy

Le diagnostic vibro-acoustique

Une étape fondamentale de la réduction à la source du bruit des machines

VIBRO-ACOUSTIC DIAGNOSIS. A FUNDAMENTAL STAGE IN MACHINE NOISE REDUCTION AT SOURCE

Machine noise reduction at source is effective at all points in the work place (near and far fields). This collective measure gives permanent results, makes for more comfort at work and involves no constraints in terms of machine operation and maintenance. Its efficacy is linked directly to the accuracy and relevance of the vibro-acoustic diagnosis.

This paper includes:

- a reminder of the mechanisms of machine noise radiation;
- available diagnosis methods depending on the aspect treated (generating mechanisms, transmission paths, radiant surfaces);
- the advantages and disadvantages of each method in the industrial context;
- the usefulness of methods combining relatively simple measurements and modelling of vibration and noise propagation mechanisms;
- examples of application to three industrial situations: concrete vibrating, locomotive, motor-driven pump.

● diagnosis ● noise ● vibration
● machine

La réduction du bruit à la source d'une machine est efficace en tous les points du local (en champ proche comme en champ lointain). Elle est permanente, collective, confortable et sans contrainte sur l'utilisation ou la maintenance des machines. Son efficacité est directement liée à la précision et à la pertinence du diagnostic vibro-acoustique.

Au sommaire :

- rappel des mécanismes de la génération du bruit rayonné par une machine;
- méthodes de diagnostic disponibles selon que l'on agit sur les mécanismes générateurs, les voies de transfert ou les surfaces rayonnantes;
- avantages et inconvénients de chaque méthode dans le contexte industriel;
- intérêt des méthodes mixtes associant des mesures relativement simples et des modélisations des mécanismes de propagation des vibrations et du bruit;
- exemples d'application à trois situations industrielles : vibrage de béton, locomotive, groupe motopompe.

● diagnostic ● bruit ● vibration ● machine

On distingue trois types d'actions pour réduire l'exposition sonore des travailleurs. La première solution consiste à réduire le bruit à la source, par des modifications de la machine proprement dite. La seconde est la réduction du bruit au cours de sa propagation aérienne, qui peut être réalisée par un capotage de la machine, par la mise en place d'écrans acoustiques, ou encore par un traitement acoustique des parois de l'atelier où elle est utilisée. La troisième solution consiste à agir à la réception par des moyens collectifs tels que des cabines insonorisées ou individuels comme des casques antibruit ou des bouchons d'oreilles.

Chacune de ces solutions offre des avantages et des inconvénients spécifiques. Aussi, loin de les opposer, il convient le plus souvent de jouer sur leur complémentarité pour obtenir le meilleur résultat possible.

Les actions sur la propagation et sur la réception présentent chacune leurs propres limites. A titre d'exemple, le traitement acoustique des locaux ne réduit pas l'émission acoustique de la machine et ne modifie donc rien dans le champ proche

de celle-ci, là où le champ direct (sans réflexions sur les parois de l'atelier) est prépondérant.

Les protecteurs individuels, quant à eux, sont le plus souvent efficaces, mais peuvent se révéler inconfortables, constituer une entrave à la communication et nuire à l'audition des signaux d'alarme par exemple.

Le dimensionnement des actions sur la propagation du bruit (traitement acoustique du local ou encoffrement), ou le choix d'une protection individuelle ne nécessitent par contre que des informations globales, et relativement faciles à acquérir, comme la connaissance du niveau de pression ou de puissance acoustique à réduire, et de son contenu fréquentiel.

La réduction à la source du bruit des machines impose d'agir au cœur de la machine, sur les mécanismes internes de génération, de transfert et de rayonnement du bruit et des vibrations. La complexité de ces mécanismes, liée à l'existence de sources internes nombreuses, de trajets multiples et parallèles comportant des conversions d'énergie acoustique et vibratoire, en suppose la bonne connaissance,

et donc un diagnostic extrêmement précis. En effet, le type de solution à mettre en œuvre ayant généralement une action très sélective, son efficacité dépend très largement de la qualité et de la précision de ce diagnostic.

Les différentes méthodes pour établir un diagnostic vibro-acoustique sont regroupées en trois classes

La classe 1 rassemble les méthodes impliquant des modifications du fonctionnement de la machine, associées à des comparaisons de mesures acoustiques simples.

La classe 2 rassemble les méthodes basées sur des techniques de traitement de signal, fréquentielles, temporelles ou spatiales et appliquées aux signaux obtenus lors du fonctionnement normal de l'installation.

La classe 3 rassemble les méthodes mixtes, utilisant simultanément des mesures simples (pressions acoustiques, vitesses vibratoires) obtenues en fonctionnement normal et des calculs de vibrations de structure ou de rayonnement acoustique, permettant de passer par calcul des causes aux effets (des forces aux vibrations ou des vibrations au bruit).

Objectif de l'article

- Rappeler brièvement les mécanismes mis en jeu dans la génération du bruit rayonné par une machine.
- Présenter les méthodes de diagnostic disponibles qui permettent de hiérarchiser les actions de réduction à la source du bruit des machines à entreprendre au niveau :
 - de la génération,
 - de la propagation au sein de la machine,
 - du rayonnement.
- Décrire les avantages et les inconvénients de chacune de ces méthodes dans le contexte industriel.
- Montrer l'intérêt des méthodes mixtes associant des mesures relativement simples et des modélisations des mécanismes de propagation des vibrations et du bruit, sur lesquelles travaille l'INRS, soit dans le cadre de ses études internes, soit par voie de sous-traitance, dans le cadre de l'appel d'offres « Concevoir plus silencieux »,
- Illustrer l'application de ces méthodes, par trois études de cas industriels :
 - diagnostic des mécanismes générateurs (ex. installation de vibrage de béton),
 - diagnostic portant sur l'identification des voies de transfert (ex. locomotive),
 - diagnostic portant sur la hiérarchisation des surfaces rayonnantes (ex. groupe moto-pompe).

1. Les mécanismes de génération du bruit : rappel

La figure 1 illustre schématiquement les mécanismes de génération, transfert et rayonnement du bruit d'une machine.

Les mécanismes générateurs

Ces mécanismes engendrent des efforts mécaniques F_{mot} ou des puissances acoustiques W_{mot} .

Les efforts mécaniques peuvent être dus à tous les défauts d'équilibrage et d'alignement des parties tournantes, aux chocs inhérents aux phénomènes d'engrènement des réducteurs ou des multiplicateurs, aux forces électromagnétiques liées au fonctionnement des moteurs électriques ou des transformateurs, aux jeux qui conduisent à l'existence de chocs ou encore aux fluctuations des efforts de coupe, etc.

Les pressions acoustiques proviennent en général des écoulements turbulents dus aux circuits pneumatiques ou hydrauliques (dans les vannes, les coudes, à l'échappement d'actionneurs...) ou du déplacement de pièces à grande vitesse (pales de ventilateur, lame de scie circulaire...).

Les mécanismes de transfert

Ils diffèrent suivant la nature de la source :

- **solidiens**, lorsqu'ils sont dus aux efforts F_{mot} qui provoquent des déformations de structures et des vitesses vibratoires V_{str} ;
- **aériens**, lorsqu'ils sont dus aux puissances acoustiques W_{mot} qui rayonnent directement dans le milieu extérieur, en passant par exemple par des ouvertures;
- **mixtes**, en présence de conversions d'énergie vibratoire en énergie acoustique (ou inversement). Une source aérienne placée dans une cavité fermée, y crée une pression acoustique P_{int} génératrice de vibrations de la paroi : ceci constitue une conversion d'énergie acoustique en énergie vibratoire. Ces vibrations des parois se convertissent à l'extérieur de la cavité en énergie acoustique. Le mécanisme de conversion d'énergie, donnant lieu à un transfert mixte est appelé la transparence.

Les mécanismes de rayonnement

Ils peuvent également revêtir deux aspects, suivant qu'il s'agit d'une transmission aérienne des pressions à l'intérieur de la cavité (P_{int}) par les ouvertures (P_{ouv}), ou qu'il s'agit de transformation des ondes mécaniques V_{str} des parois de la structure en ondes acoustiques P_{vib} , rayonnées à l'extérieur.

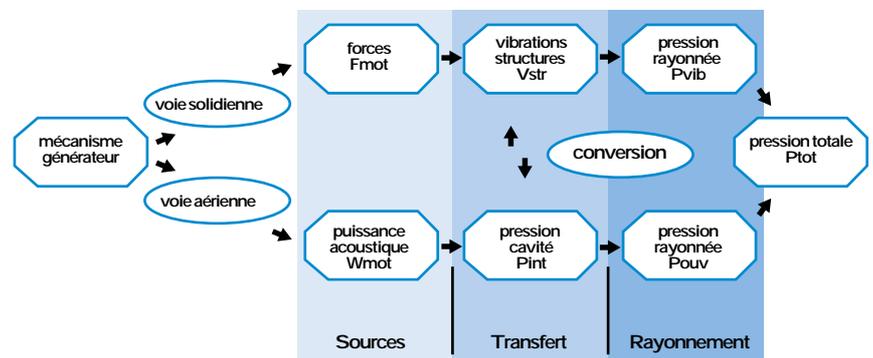


Fig. 1. Synoptique des mécanismes de génération, de transfert et de rayonnement du bruit

L'exemple d'une tronçonneuse à bois (fig. 2)

Cette tronçonneuse à bois est constituée :

- d'un ensemble moteur - lame de scie - support mécano-soudé actionné par un vérin,
- d'un bâti mécano-soudé formant une cavité dans laquelle est disposé l'ensemble moteur-lame-vérin. Cette cavité comporte une ouverture pour permettre la montée de la lame de scie actionnée par le vérin.

L'ensemble lame - moteur - scie est considéré comme la source vibro-acoustique des pressions acoustiques et des efforts vibratoires. En toute rigueur, c'est une «source secondaire». En effet, ces efforts et ces pressions sont des conséquences de mécanismes générateurs,

les sources primaires situées à l'intérieur de cet ensemble, qui, par des mécanismes de transfert et de conversion d'énergie, conduisent aux efforts F_{mot} et aux puissances acoustiques W_{mot} . Dans le cas de la tronçonneuse, les principales sources primaires sont dues à quatre types de mécanismes générateurs :

- les défauts d'équilibrage des parties tournantes qui se situent essentiellement à la fréquence de rotation et à ses harmoniques, et qui se transmettent, via les paliers du moteur aux points de fixation du support sur le bâti (forces F_{mot});
- les variations des efforts électromagnétiques entre le stator et le rotor du moteur électrique en fonction de leur position angulaire relative. La fréquence fondamentale est égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre d'encoches du moteur, ces encoches étant responsables des hétérogénéités du champ magnétique. Ces efforts provoquent des déformations du stator du moteur qui contribuent, d'une part à la puissance acoustique rayonnée W_{mot} , d'autre part aux efforts F_{mot} .
- les efforts de coupe, dont une partie fait vibrer la lame de scie qui rayonne dans la cavité (W_{mot}), l'autre partie étant transmise au bâti (F_{mot}) via l'arbre du moteur, ses paliers et son support;
- les fluctuations de pression dues à des détachements tourbillonnaires et aux écoulements turbulents autour de la lame, qui contribuent directement à la puissance acoustique rayonnée (W_{mot}).

Dans le cas de la tronçonneuse, les voies de transfert entre les sources secondaires et l'extérieur sont solidiennes, aériennes et mixtes :

- le transfert solidien correspond aux efforts F_{mot} , qui créent des vibrations des parois du carter de la scie V_{str} , lesquelles rayonnent à l'extérieur pour contribuer aux pressions P_{vib} ,
- le transfert aérien est dû à la puissance acoustique W_{mot} qui crée des pressions

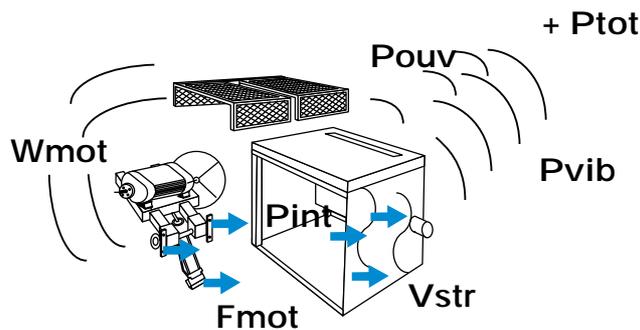


Fig. 2. Tronçonneuse à bois : analyse des mécanismes de génération, de transfert et de rayonnement du bruit

dans le carter P_{int} , lesquelles passent par l'ouverture de passage de lame et rayonnent à l'extérieur P_{ouv} ,

- le transfert mixte est dû au couplage des pressions acoustiques dans la cavité P_{int} et des vibrations des parois V_{str} , ce qui correspond à des conversions d'énergie acoustique en énergie mécanique et contribue également aux pressions P_{vib} .

Cet exemple met bien en évidence la diversité des sources primaires, les multiples voies de transfert, notamment solidiennes, à l'intérieur de l'ensemble moteur-lame-support, qui devient une source secondaire et transmet, là encore par différentes voies solidiennes, aériennes ou mixtes le bruit à l'environnement.

Dans la suite du texte, le terme source pourra désigner indifféremment une source primaire (par exemple si on travaille sur un composant), ou une source secondaire (c'est-à-dire un composant si on travaille sur une machine).

2. Rôle du diagnostic vibro-acoustique

Le diagnostic vibro-acoustique de machine vise à réunir les éléments permettant d'engager une action de réduction du bruit à la source en minimisant les risques d'échecs.

La réduction à la source du bruit présente deux particularités.

- Toute modification agit de façon spécifique soit sur une source primaire donnée, soit sur une des voies de transfert source primaire/source secondaire, soit encore sur un transfert source secondaire/environnement. Cette action ne peut avoir un effet significatif sur le bruit résultant que si la contribution de la chaîne traitée (source/voie de transfert/surface rayonnante) est effectivement prépondérante dans le bruit global.

- Les modifications interviennent souvent au cœur même de la machine et sont souvent difficiles à intégrer après coup, compte tenu des problèmes de place, de compatibilité des interfaces mécaniques, des interactions avec le procédé, etc. Il est donc souvent difficile de tester les modifications avant leur mise en œuvre, d'où l'intérêt d'une démarche prédictive qui permette de guider les essais et d'en limiter le nombre.

Le diagnostic vibro-acoustique s'effectuera en deux temps :

1 - Identifier chaque mécanisme générateur de bruit et de vibrations, ainsi que ses voies de transfert et de rayonnement, puis déterminer sa contribution au bruit global. Puis dresser la liste des actions possibles et remplissant les critères suivants :

- actions sur les mécanismes de génération, de transfert, ou de rayonnement prépondérants,
- intégration compatible avec les autres contraintes : encombrement, compatibilité des interfaces...,
- compatibilité avec le procédé.

2 - Dimensionner chaque solution et évaluer ses performances prévisibles, afin de faire un choix basé sur l'efficacité attendue en terme de réduction du bruit global, mettre en relation avec les difficultés et les coûts de mise en œuvre des modifications.

Le diagnostic vibro-acoustique doit donc à la fois fournir une analyse des mécanismes mis en jeu et permettre, si possible, une estimation préalable des gains de chaque type de modification en gardant à l'esprit que :

- si une contribution sonore est prépondérante, aucun résultat tangible ne peut être obtenu sans action sur les mécanismes liés à cette contribution,
- si le bruit résulte d'une superposition de contributions de même importance, il faut toutes les traiter pour obtenir un gain final significatif.

Reprenons l'exemple de la tronçonneuse à bois

Les vibrations mécaniques d'origines diverses (défaut d'équilibrage, efforts de coupe, efforts électromagnétiques), peuvent se propager par voie solidienne, c'est-à-dire en passant par le support moteur et les parois du bâti de la scie. Les modifications à envisager pour réduire cette contribution sont essentiellement :

- le filtrage des vibrations par des plots à placer sous les pieds du moteur,
- l'utilisation de matériaux visco-élastiques pour réduire les vibrations des parois.

Ces vibrations peuvent également se propager par rayonnement de la lame de scie dans la cavité, et par transfert à l'extérieur soit par l'ouverture destinée au passage de la lame, soit par mise en vibrations des parois de la cavité. Les modifications susceptibles d'agir sur cette contribution sont :

- le traitement acoustique de la cavité par des matériaux absorbants pour réduire l'éventuelle amplification du bruit qu'elle peut apporter et diminuer ainsi le bruit dans la cavité,
- l'augmentation de la masse surfacique des parois pour réduire leur transparence et diminuer le rayonnement externe du bruit interne,
- la réduction de toutes les fuites acoustiques, en disposant des joints aux ouvertures et en réduisant autant que possible la surface du passage de la lame.

Faute d'une analyse préalable suffisante des phénomènes, des actions qui viseraient, par exemple, à réduire uniquement la transmission solidienne (plots de suspension moteur et utilisation de matériaux viscoélastiques) seraient sans aucun effet, si la contribution essentielle au bruit rayonné était due au rayonnement de la lame dans la cavité, d'où l'intérêt d'un diagnostic précis.

3. Méthodes de diagnostic

Reprenons les trois classes de méthodes de diagnostic définies en introduction. On distingue :

■ ■ Classe 1 : les méthodes basées sur des mesures brutes, par exemple de pression acoustique en un ou plusieurs points, mais dans des configurations où l'on apporte des modifications, soit sur la machine, soit sur ses conditions de fonctionnement, de façon à changer la génération, le transfert ou le rayonnement du bruit. L'identification des mécanismes est alors basée sur la comparaison des mesures dans les conditions initiales ou après modifications.

■ ■ Classe 2 : les méthodes basées sur des mesures effectuées dans les conditions normales de fonctionnement, mais associées à des traitements de signaux plus ou moins complexes et adaptés à la nature des phénomènes tels que les analyses en fréquence, les analyses temporelles, les analyses synchrones, les analyses des cohérences...

■ ■ Classe 3 : les méthodes basées sur des mesures simples (pression acoustique, vibrations), associées à des calculs impliquant une modélisation plus ou moins simplifiée des mécanismes de génération, de transfert ou de rayonnement et permettant de relier, par calcul, les causes aux effets (forces et vibrations, vibrations et bruit...).

Dans de nombreux cas, lorsque les contraintes expérimentales le permettent, il reste préférable de valider les hypothèses élaborées quant aux mécanismes mis en jeu, en modifiant ensuite la machine et en comparant les résultats obtenus à ceux de la configuration initiale.

Ces différentes classes de méthodes de diagnostic peuvent s'appliquer à l'identification :

- des sources,
- des voies de transfert,
- des surfaces rayonnantes.

3.1. Application à l'identification des sources

3.1.1. Méthodes disponibles

En reprenant la classification précédente, l'identification des sources peut en principe s'effectuer selon trois approches.

■ ■ En interrompant ou modifiant de façon indépendante le fonctionnement de chaque source, ou la transmission des vibrations ou du bruit qu'elle génère. Il s'agit alors par exemple d'arrêter des auxiliaires supposés être des sources importantes, de les découpler à l'aide de plots élastiques, de les capoter.

En ce qui concerne les conditions de fonctionnement, il faudra par exemple jouer sur la vitesse ou la charge des machines, sur le type d'outils, la cadence de fabrication ou les dimensions des pièces usinées pour les machines outils. L'évolution des mesures de bruit ou de vibration en un ou plusieurs points, en fonction des conditions de fonctionnement, pourra permettre de préciser la nature des mécanismes mis en jeu.

■ ■ A partir d'une analyse fréquentielle ou temporelle des signaux de bruit ou de vibration, deux démarches sont possibles :

- la première consiste à utiliser la description de la machine et de ses conditions de fonctionnement. En effet, il est possible à partir de ces éléments de calculer les fréquences d'un certain nombre de mécanismes générateurs : calcul des fréquences de rotation d'arbre, de raies électromagnétiques de moteur, d'engrènement de multiplicateurs ou de réducteurs, de passages d'aubes ou d'encoches... Les comparaisons entre ces fréquences calculées, et celles mesurées grâce à des analyses fréquentielles de signaux de bruit ou d'accélération, permettent dans certains cas d'identifier les phénomènes générateurs;
- la seconde consiste à relier des mesures acoustiques ou vibratoires au voisinage de sources potentielles à des mesures de pressions acoustiques en champ lointain. Ce lien peut être établi soit à partir des analyses fréquentielles, soit à partir de comparaisons temporelles, ou encore en utilisant des traitements de signaux qui permettent d'objectiver les ressemblances entre signaux : corrélations dans le domaine temporel ou cohérences dans le domaine fréquentiel.

■ ■ En calculant les amplitudes des efforts ou des pressions acoustiques à partir d'une modélisation des mécanismes générateurs et en les comparant aux valeurs mesurées.

3.1.2. Limites d'utilisation des méthodes de diagnostic pour l'identification des sources

■ Dans la pratique, il est souvent difficile d'arrêter tel ou tel composant d'une machine ou d'interposer, sur une machine existante, des éléments destinés à modifier les voies de transfert aérien (capots par exemple) ou solidien (plots de suspension ou matériaux viscoélastiques par exemple).

■ L'analyse fréquentielle ou temporelle des signaux est en général un moyen beaucoup plus performant, mais il ne suffit pas toujours à identifier les causes précises du bruit dans la mesure où plusieurs phénomènes ont souvent lieu à la même fréquence et/ou au même instant.

■ De même, les analyses de cohérence n'ont de sens que lorsque les sources sont aléatoires et ne fonctionnent pas lorsque le bruit est harmonique (donc déterministe).

L'exemple qui suit utilise conjointement plusieurs méthodes : des modifications des conditions de fonctionnement de l'installation, des comparaisons entre des analyses fréquentielles de bruit et de vibration et une identification des mouvements (ou des déformations) des différentes parties de l'installation.

3.1.3. Exemple 1 - Identification des mécanismes de génération de bruit d'une installation de moulage de béton

Les dispositifs vibrants utilisés pour les opérations de moulage sont extrêmement bruyants [2]. L'exemple présenté est celui du bruit généré par le fonctionnement d'une unité de fabrication de poutres béton, et en particulier par le dispositif vibrant de remplissage des moules et de compactage du béton (*schéma de principe, fig. 3*).

Ce dispositif comporte deux tables vibrantes massives (chevalets), de section en T, réalisées en tôles mécano-soudées épaisses (50 mm). Ces chevalets sont suspendus élastiquement au châssis et équipés chacun de deux vibreurs (moteurs asynchrones à balourds) produisant une force sinusoïdale verticale. Le moule est bridé sur chaque chevalet par deux pinces, actionnées par des vérins hydrauliques.

Le fonctionnement de cette installation génère des niveaux de bruit de l'ordre de 100 dB(A), conduisant à des niveaux d'exposition largement supérieurs à ceux sus-

ceptibles de provoquer des surdités professionnelles.

L'analyse fréquentielle de la pression acoustique au voisinage du poste de travail (*fig. 4*) révèle une famille de raies régulièrement espacées et d'amplitude pratiquement constante, caractéristique de chocs répétés. La fréquence de ces chocs correspond, comme on pouvait s'y attendre, à la fréquence de rotation des vibreurs.

Après observation, il apparaît que le bruit est dû au choc des moules sur les chevalets; les parois du moule entrent en vibration et rayonnent dans l'atelier. Cependant ce diagnostic, pour précis qu'il paraisse, est tout à fait insuffisant pour conduire une opération de réduction du bruit à la source. Une solution par encoffrement a été, dès le départ, écartée compte tenu :

- d'une part des opérations manuelles effectuées par le conducteur de l'installation avant et pendant le déroulement de l'opération,

- d'autre part des problèmes posés par l'alimentation en béton et le remplissage des moules.

L'analyse du dispositif montre que des chocs entre moules et chevalets peuvent être dus à des causes très différentes à savoir :

- possibilité d'ouverture des pinces qui se déforment sous l'action des efforts d'inertie,
- force de serrage des pinces insuffisante,
- déformations en flexion des tiges de vérins de serrage des pinces,
- déformations des chevalets,
- déformations des moules.

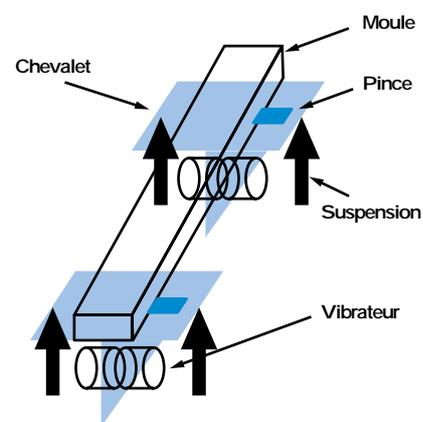


Fig.3. Représentation schématique du dispositif vibrant

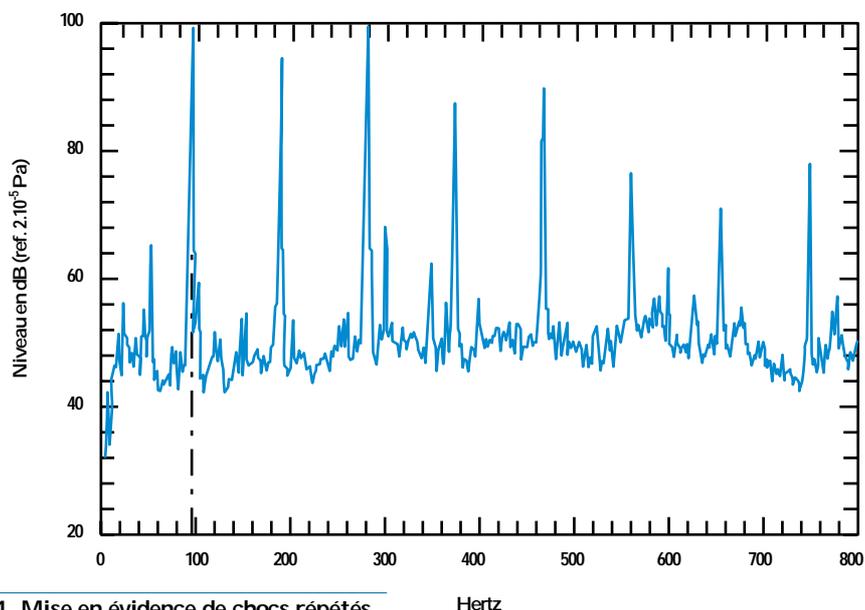


Fig.4. Mise en évidence de chocs répétés sur un moule bruyant à l'aide de l'analyse fréquentielle de la pression acoustique

Pour être efficace, la modification envisagée doit porter de façon très précise sur le mécanisme responsable des chocs. Afin de cerner ce mécanisme, et sachant qu'il existe plusieurs types de moules de différentes longueurs, des mesures de bruit destinées à s'assurer de la reproductibilité du bruit émis par chaque type de moule ont été effectuées. Ces mesures (fig. 5) ont permis de tirer deux conclusions importantes pour la suite de l'étude :

- les mesures de bruit sur un même moule (même dimension, même numéro) sont répétitives,

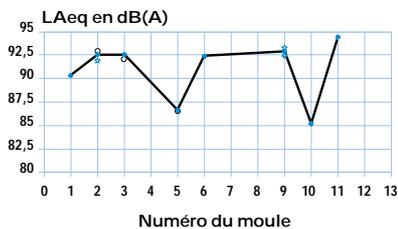


Fig. 5. Représentation de la répétitivité des mesures pour des moules de mêmes dimensions et mise en évidence de l'influence du moule sur le bruit rayonné par l'installation

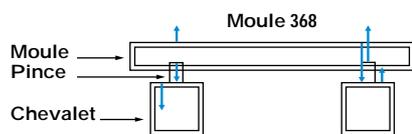


Fig. 6. Représentation schématique des déplacements des différentes parties de l'installation en cours de vibration

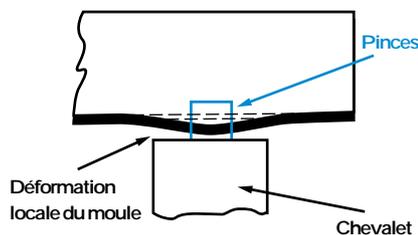


Fig. 7. Schématisation d'un système à une entrée et une sortie

- Les moules d'un même type sont plus ou moins bruyant, l'écart extrême pouvant atteindre 10 dB(A).

Ce résultat tendant à mettre en cause le moule et à écarter un défaut de l'installation, des mesures vibratoires destinées à connaître les mouvements relatifs des chevalets, des pinces et des moules ont été effectuées. Ces mesures sur un moule bruyant, traduites en termes de déplacement (fig. 6) montrent que :

- les chevalets vibrent en opposition de phase,
- les pinces suivent les mouvements du chevalet,
- le moule vibre en opposition de phase avec les chevalets, ce qui produit les chocs identifiés précédemment.

Ce type de mouvement ne peut s'expliquer que par des déformations locales du moule au voisinage du point d'ancrage, telles que présentées figure 7.

Les fissurations observées sur certains moules confirment cette conclusion. Les réparations et les renforcements effectués dans cette zone, sur certains moules, sont de nature à réduire les chocs sur les chevalets, et expliquent la dispersion constatée sur le bruit généré par des moules de mêmes dimensions.

3.1.4. Conclusions

Comme le montre cet exemple, la réduction à la source nécessite un diagnostic précis, qui doit permettre de cerner les mécanismes générateurs mis en jeu, sachant que les actions de correction (ici renforcement des moules dans la zone de fixation sur les chevalets), seraient sans aucun effet en cas d'erreur (par exemple, si on avait renforcé les pinces ou les chevalets ou augmenté la pression des vérins de serrage).

De plus, ce type de modification est susceptible de jouer sur le procédé, ce qui doit être pris en compte dès le départ, et souligne la difficulté à mettre en œuvre des modifications après coup. Dans le cas présent, il a fallu mettre un adjuvant supplémentaire pour assurer un bon remplissage des moules au moment du vibrage.

3.2. Application à l'identification des voies de transfert

3.2.1. Méthodes disponibles

Le cas le plus simple est celui d'un système à une seule entrée et une seule sortie. Si ce système est linéaire, c'est-à-dire si le signal de sortie est proportionnel au signal d'entrée, il peut être entièrement caractérisé par sa fonction de transfert

$$H(f) = Y(f)/X(f) \quad (1)$$

rapport entre la sortie $Y(f)$ et l'entrée $X(f)$ dans le domaine des fréquences (fig. 8).

Le principe de mesure d'une telle fonction de transfert, est théoriquement simple, puisqu'il repose sur sa définition. Il s'agit de mettre à l'entrée du système une source aérienne ou solide connue par sa puissance acoustique ou ses efforts mécaniques, à mesurer la sortie et à calculer le rapport donné par la relation (1).

Dans la pratique, on est le plus souvent en présence d'un système maillé, tel que celui présenté à titre d'exemple dans le cas de la tronçonneuse à bois et où les voies de transferts sont multiples (fig. 2). Ce système peut être représenté schématiquement par un réseau comportant les fonctions de transfert mises en jeu et les grandeurs à l'entrée et à la sortie de chaque transfert (fig. 9). Dans un tel cas, le rapport d'un signal de sortie et d'un signal d'entrée ne suffit pas à caractériser une voie de transfert.

Dans l'exemple présenté, la méthode consistant à utiliser une source aérienne pure, c'est-à-dire sans transmission d'effort, et à faire le rapport entre la pression dans la cavité Pint et la pression à l'extérieur P_{tot} (fig. 10) ne conduirait pas à la détermination du transfert H_{ra} , mais à la grandeur H'_{ra} définie par la relation suivante :

$$H'_{ra} = H_{ra} + H_c \cdot H_{rs} \quad (2)$$

Cette erreur est liée à la transmission du bruit par deux voies : le passage de la lame de scie (H_{ra}) et la mise en vibrations des parois de la cavité (H_c) qui se convertissent en rayonnement acoustique dans le milieu extérieur (H_{rs}).

Le résultat pourrait s'avérer néanmoins exact, si des mesures complémentaires permettaient de s'assurer que la seconde voie de transfert était négligeable, soit à cause de parois très rigides ($H_c = 0$), soit parce que le rayonnement acoustique des parois est faible ($H_{rs} = 0$), conséquence d'une faible surface de rayonnement, ou d'une fréquence des vibrations très inférieure à la fréquence de coïncidence des parois.



Fig. 8. Modélisation d'un système à une entrée et une sortie

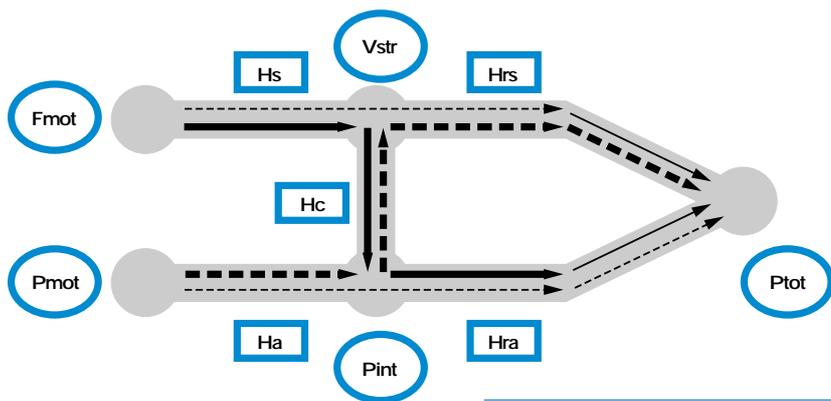


Fig. 9. Schématisation des voies de transfert - Hs : transfert solide; Ha : transfert aérien; Hrs : rayonnement solide; Hra : rayonnement aérien; Hc : couplage

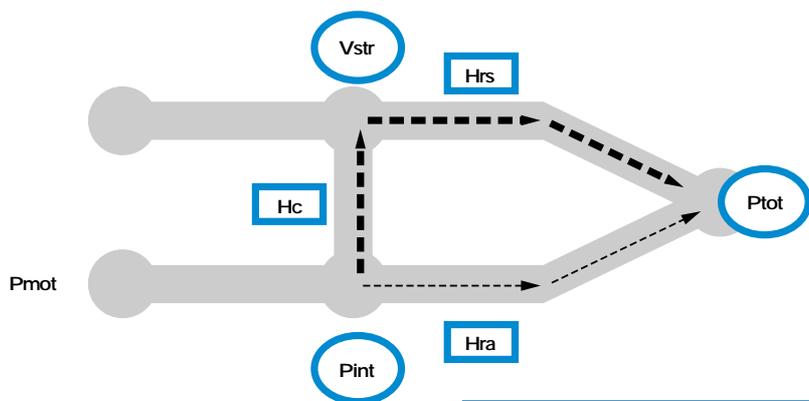


Fig. 10. Mesure d'une fonction de transfert aérienne

La présence de voies de transfert multiples nécessite donc des méthodes plus élaborées, sauf si des hypothèses simplificatrices, sous réserve qu'elles soient vérifiées, permettent d'avoir recours à des méthodes simples.

L'identification des voies de transfert peut se faire suivant trois classes de méthodes

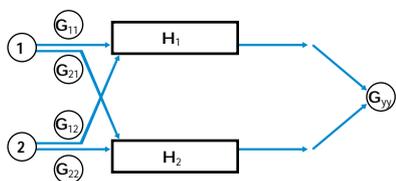
■ **En modifiant le système** : soit en interrompant une des voies de transfert, soit en n'en conservant qu'une et en comparant les pressions acoustiques obtenues avec celles mesurées dans la configuration initiale. Cette opération, qui nécessite une analyse préalable des mécanismes, doit être menée sur toutes les voies de transfert supposées prépondérantes, et implique des modifications mécaniques de la machine compatibles avec son fonctionnement.

■ **En utilisant des mesures en fonctionnement et des méthodes de traitement de signal développées pour l'étude des systèmes à N entrées (les sources) et une seule sortie (la pression acoustique rayonnée)**. Dans le cas général, ces méthodes prennent en compte la possibilité que les sources ne soient pas indépendantes [3] : il y a donc une relation entre elles, ce qui peut être schématisé, dans le cas d'un système à deux entrées, par la figure 11.

Dans les transferts entre chacune des entrées et la sortie, on retrouve deux types de termes :

- ceux qui correspondent aux transferts propres de chacune des sources,
- ceux qui font intervenir une interdépendance des sources.

L'objectif des différentes méthodes est alors de se ramener au cas de sources indépendantes. L'une des techniques consiste par exemple à remplacer le système initial (fig. 11), par un système équivalent (fig. 12). Pour passer de l'un à l'autre, on conserve la première source, mais on remplace la seconde par une source d'autospectre différent appelé autospectre conditionnel. On obtient celui-ci en soustrayant de l'autospectre initial, la partie qui a un lien avec la source 1. Naturellement, les fonctions de transfert du système initial (H_1 et H_2) sont modifiées, et sont remplacées par des fonctions (L_1 et L_2) calculées en fonction des données du système initial. La relation qui lie les entrées et la sortie du nouveau système (fig. 12) correspond bien à un système dont les entrées sont indépendantes.

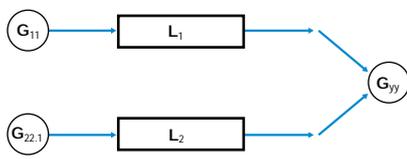


$$G_{yy} = |H_1|^2 \cdot G_{11} + |H_2|^2 \cdot G_{22} + H_2^* \cdot H_1 \cdot G_{21} + H_1^* \cdot H_2 \cdot G_{12}$$

G_{yy} : interspectres (ou autospectres) entre les signaux.

H_i : fonctions de transfert du système.

Fig. 11. Schématisation d'un système à 2 entrées corrélées et à une sortie



$$G_{yy} = |L_1|^2 \cdot G_{11} + |L_2|^2 \cdot G_{22,1}$$

Fig. 12. Schématisation équivalente avec 2 entrées décorrélées

■ ■ En supposant les sources décorré-
lées ou faiblement corrélées [4], on se
retrouve directement dans une situation
telle que celle présentée figure 12.

Dans le cas où l'une des voies de trans-
fert correspond au transfert aérien, et
l'autre au transfert solidien (voir fig. 13),
on est conduit à la relation

$$P = \sqrt{\sum_{i=1}^N (H_{ia} \cdot p_i)^2 + \sum_{i=1}^N (H_{iv} \cdot \gamma_i)^2} \quad (3)$$

p_i est la pression en un point voisin de la
source aérienne i ,

γ_i est l'accélération en un point voisin de
la source solidienne i ,

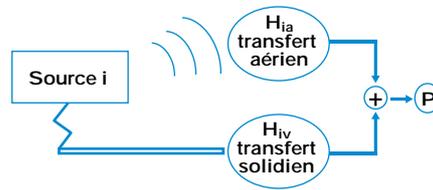
et P la pression acoustique résultante.

Ainsi, la pression acoustique P en un
point peut s'exprimer comme la somme
des participations transmises par voie
aérienne et par voie solidienne. Chaque
terme est obtenu à partir :

- des grandeurs de référence (p_i et γ_i),
représentatives des termes sources (de
pression acoustique et d'accélération),
obtenues par des mesures en fonctionnement
à proximité de la source considérée,
- des fonctions de transfert (H_{ia} et H_{iv}) qui
peuvent être déterminées expérimentale-
ment ou par calcul.

La mise en œuvre de la méthode néces-
site alors :

- de mesurer en fonctionnement des
grandeurs de référence au voisinage des
différentes sources,
- de déterminer expérimentalement, pour
chaque source i , les fonctions de transfert
 H_{ia} ($= P/p_i$) et H_{iv} ($= P/\gamma_i$) entre les gran-
deurs de référence choisies et le point de
mesure de la pression acoustique P ,
- de hiérarchiser les contributions aérien-
nes $H_{ia} \cdot p_i$ et solidiennes $H_{iv} \cdot \gamma_i$ des diffé-
rentes sources et d'identifier la contribu-
tion de chaque terme à la pression résul-
tante P . L'évaluation des gains envisa-
geables sur chacune des voies de transfert
permet d'évaluer le gain que l'on peut
espérer sur le niveau global.



**Fig. 13. Schématisation des voies de
transfert aériennes et solidiennes entre la
source i et la pression acoustique rayon-
née**

3.2.2. Limites d'utilisation des méthodes de diagnostic pour la déter- mination des voies de transfert

■ ■ La première classe de méthodes, qui
consiste à interrompre de façon sélective
les différentes voies de transfert, est à la
fois :

- très lourde, car elle nécessite pour
chaque voie de transfert étudiée et pour
chaque source, des modifications structu-
rales éventuellement importantes qui doi-
vent autoriser le fonctionnement complet
de l'installation,
- imprécise, car les modifications structu-
rales jouent sur les fonctions de transfert,
par exemple en modifiant des rigidités et
sont susceptibles de perturber les résultats.
A titre d'illustration, l'étude des voies de
transfert entre le moteur et l'habitacle d'un
véhicule, nécessite de désolidariser le
moteur du châssis, tout en permettant son
fonctionnement et sans modifier la raideur
de celui-ci. En outre, de tels essais ne sont
envisageables qu'en faisant fonctionner le
moteur à vide, ce qui n'est pas forcément
représentatif des conditions normales de
fonctionnement en charge.

■ ■ La deuxième classe de méthodes
permet en principe, à partir d'un seul
essai en fonctionnement normal, de
remonter à chacune des fonctions de
transfert, et à la contribution de chacune
des sources au signal de sortie. Dans la
pratique, ce genre de démarche n'est
applicable que si les signaux sont aléa-
toires (ce qui n'est pas toujours le cas), et
si le nombre de sources est limité. En effet,
les calculs multiples qui sont effectués
reviennent assez rapidement à manipuler

des grandeurs qui sont à la limite du bruit
de fond, ce qui fausse les résultats.

■ ■ La troisième classe de méthodes uti-
lisant une détermination expérimentale
des fonctions de transfert sous excitation
artificielle nécessite :

- un seul essai en fonctionnement réel,
pour enregistrer les signaux de référence,
et la pression acoustique résultante,
- des essais sur l'installation, à l'arrêt et ex-
citée artificiellement, pour déterminer les
fonctions de transfert de chaque source.

La précision dépend du choix des
signaux de référence et de la façon dont
on sait recréer artificiellement des exci-
tations similaires à celles rencontrées en
fonctionnement normal. Ces excitations
artificielles peuvent être plus ou moins
faciles à recréer, suivant qu'il s'agit d'une
excitation acoustique à l'aide d'un haut-
parleur, d'une source de bruit de référen-
ce suffisamment puissante, ou d'une exci-
tation mécanique à l'aide d'un marteau de
choc ou d'un excitateur électrodynamique
ou électro-hydraulique.

3.2.3. Exemple 2 - Cabine de condui- te de locomotive diesel

Les conducteurs de locomotives diesel
subissent une exposition sonore excessi-
ve. Assurant les manœuvres de trains de
marchandises, on ne peut les protéger
individuellement, ni par des casques ou
des bouchons d'oreille, ni par une cabine
insonorisée, car les opérations à effectuer
nécessitent des contacts visuels (en géné-
ral par la fenêtre latérale de la cabine) et
auditifs avec les collègues qui assurent les
opérations sur la voie.

Compte tenu :

- de la complexité des circonstances de
l'exposition sonore des conducteurs
(manœuvres, roulage à vide ou en char-
ge...),
- du nombre relativement important de
sources potentielles (moteur, échappe-
ment compresseur, système de refroidisse-
ment, boggies, avertisseur),
- de l'impossibilité a priori d'agir sur les
sources d'un matériel existant, ancien et
de durée de vie très longue,
la hiérarchisation des participations des
différentes sources au bruit dans la cabine
est un élément de décision important pour
définir les voies de transfert à modifier.

La première étape des essais correspond
à des essais en roulage au cours desquels
sont effectuées simultanément des
mesures de pressions acoustiques dans la
cabine, et des mesures de pressions

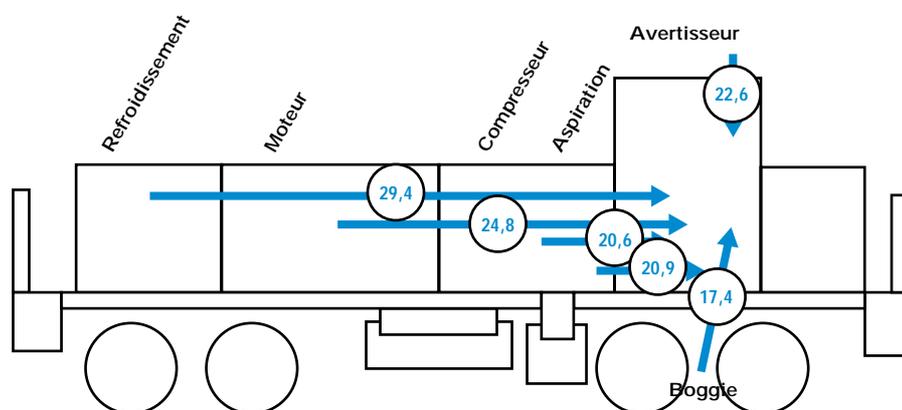


Fig. 14. Transferts acoustiques (atténua-tions en dB(A)) mesurés entre les diffé-rentes sources de bruit et la cabine de conduite

acoustiques de référence au voisinage des différentes sources de bruit. L'analyse préalable a conduit à faire des mesures acoustiques (voir fig. 14) :

- dans le compartiment moteur,
- dans le compartiment de refroidissement,
- dans le compartiment du compresseur et de l'aspiration,
- au voisinage des roues du boggie, sous le plancher de la cabine de conduite,
- au voisinage des avertisseurs sonores situés sur le toit de la cabine de conduite,
- au voisinage de l'échappement.

La seconde étape correspond à la détermination expérimentale des fonctions de transfert aérienne $H_{ia} = P/p_i$ entre chacun des points où ont été mesurés les signaux acoustiques de référence et le point de

mesure dans la cabine de conduite. Ces mesures sont faites à l'arrêt, en plaçant successivement une source artificielle de bruit au voisinage des sources naturelles identifiées. Compte tenu des problèmes expérimentaux posés par l'excitation mécanique de la locomotive au voisinage des points de fixation du moteur ou du compresseur, on fait l'hypothèse que les transferts solidiens sont négligeables dans la gamme des fréquences étudiées, cette hypothèse étant vérifiée a posteriori par comparaison du cumul de toutes les participations aériennes :

$$\sqrt{\sum_i (H_{ia} \cdot p_i)^2}$$

et de la pression mesurée dans la cabine P.

Les résultats des mesures de transfert acoustique sont présentés schématiquement (fig. 14), sous forme globale (en dB(A)). En ce qui concerne les transferts liés au fonctionnement du groupe motopropulseur et de ses auxiliaires, ils sont essentiellement fonction de la distance et du nombre de parois, les atténuations allant de 20,6 dB(A) pour le compresseur, à 29,4 dB(A) pour le refroidissement situé à l'extrémité avant de la machine. L'atténuation la plus faible est celle du plancher de la cabine qui est de 17,4 dB(A). La figure 15 présente simultanément les niveaux de pression acoustique de référence p_i mesurés, et la contribution de chaque source calculée au poste de conduite. Ces contributions sont obtenues dans chaque cas en soustrayant par bandes de fréquence les atténuations mesurées aux valeurs de p_i . Deux contributions s'avèrent prépondérantes au poste de conduite : celle de l'aspiration du compresseur (88,0 dB(A)) et celle des boggies (87,2 dB(A)). Le cumul de ces deux contributions conduit à un niveau de pression de 90,5 dB(A) à comparer à 91,8 dB(A) obtenu en cumulant les contributions de toutes les sources identifiées.

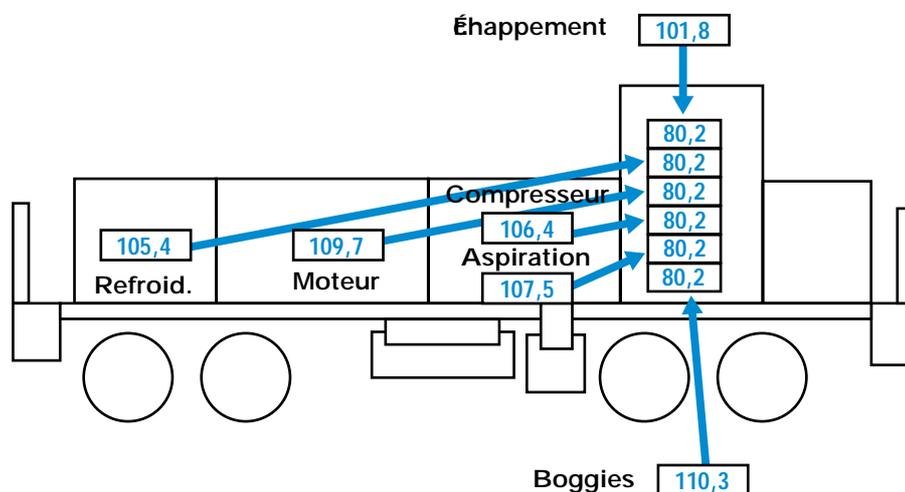


Fig. 15. Estimation des contributions de chaque source au bruit global dans la cabine à partir des transferts aériens mesurés et des pressions acoustiques de référence de chaque source

La *figure 16* compare graphiquement, et dans chaque bande d'octave, la pression acoustique dans la cabine P obtenue directement par la mesure, à celle calculées par cumul des participations de toutes les sources aériennes. Elle permet de vérifier que, dans ce cas, l'influence des corrélations partielles entre les signaux de référence ainsi que les transferts solidiens sont du second ordre, car la seule prise en compte des transferts aériens décorrélés permet de reconstituer correctement la pression dans la cabine.

Ces résultats ont pu être vérifiés lors d'un essai complémentaire comportant uniquement des mesures de pression acoustique dans la cabine en roulement moteur arrêté, puis en fonctionnement. Les résultats obtenus (*fig. 17*) confirment la forte participation du bruit de roulement, équivalente à celle de l'ensemble propulseur.

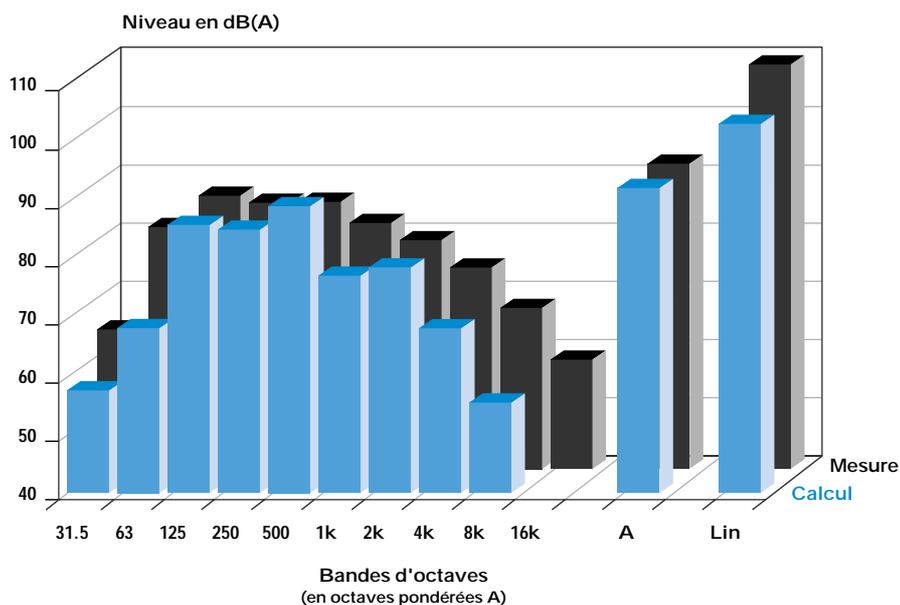


Fig. 16. Comparaison des spectres du bruit dans la cabine de conduite, obtenus par mesure et par reconstitution par calcul à partir des signaux de référence et des fonctions de transfert mesurés

3.2.4. Conclusions

Ces résultats montrent que les efforts doivent porter essentiellement sur le renforcement de l'isolation aérienne du plancher et de la paroi verticale avant de la cabine. L'isolation de ces deux parois peut être notablement améliorée par adjonction de matériaux lourds. Un gain de 10 dB(A) sur l'isolation de ces deux parois permettrait de ramener le niveau de bruit global dans la cabine à 87 dB(A) environ. Une amélioration plus importante ne pourrait alors être obtenue qu'en s'attaquant aux autres voies de transfert qui deviendraient prépondérantes (*fig. 15*) après les premières actions d'amélioration.

3.3. Application des méthodes de diagnostic à l'identification des surfaces rayonnantes

3.3.1. Méthodes de diagnostic disponibles

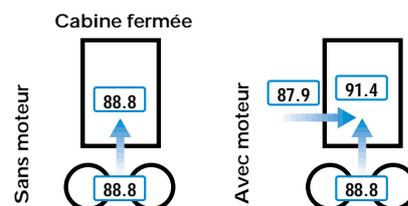
Mises à part les sources aérodynamiques de bruit qui sont susceptibles de rayonner directement dans l'air, les autres sources rayonnent dans l'espace grâce à une conversion des vibrations de surfaces en ondes acoustiques. Le rapport entre l'énergie vibratoire d'une surface et l'énergie acoustique rayonnée, qui caractérise le «rendement» acoustique d'une surface s'appelle le facteur de rayonnement et dépend de nombreux paramètres. L'identification des surfaces qui rayonnent, c'est-à-dire du dernier maillon de la chaîne, est particulièrement importante, car elle permet de guider des actions de correction qui auront pour objectif, soit de limiter les niveaux vibratoires de la surface (par découplage mécanique, par augmentation de masse, par traitement à l'aide de matériaux viscoélastiques...), soit de réduire le facteur de rayonnement qui dépend de caractéristiques géométriques et mécaniques de la surface.

Les trois principales classes de méthodes [5] pour identifier les surfaces rayonnantes reposent sur l'un des principes suivants.

- ■ Utilisation de dispositifs de masquage des surfaces à l'aide de matériaux absorbants ou d'écrans, et comparaison de mesures de puissances acoustiques effectuées dans les différentes configurations.

- ■ Utilisation de mesures intensimétriques en champ proche de la structure qui permettent de mesurer les puissances acoustiques partielles de chaque face de la machine.

Fig. 17. Vérification expérimentale des contributions respectives du bruit de roulement et du bruit du moteur au bruit dans la cabine de conduite



■ Utilisation de mesures vibratoires et d'un calcul qui permet de remonter aux pressions ou aux puissances acoustiques rayonnées [6 à 8]. Ce calcul modélise la conversion des vibrations mécaniques en ondes acoustiques et leur propagation aérienne. La surface vibrante totale peut alors être partitionnée en surfaces de sous-structures, ce qui permet de calculer, en utilisant les mesures vibratoires correspondantes, les pressions (ou les puissances) acoustiques partielles rayonnées par chaque sous-structure. La juxtaposition de ces niveaux acoustiques partiels et du niveau total permet alors de remonter à la participation de chaque sous-structure au bruit rayonné.

D'une façon générale (fig. 18), le calcul de la pression rayonnée par une surface vibrante S dans un milieu infini peut s'écrire sous la forme d'une intégrale qui comporte deux termes :

- le premier, fonction d'une inconnue, la pression pariétale, dont la détermination demande, dans le cas général, des calculs lourds et complexes,
- le deuxième, qui se calcule simplement, dès lors que l'on a mesuré les vitesses vibratoires sur la structure.

En champ lointain, et moyennant des hypothèses simplificatrices qui sont fonction de la longueur d'onde, la pression acoustique rayonnée se ramène après discrétisation à :

- dans le cas des basses fréquences :

$$P(M) = \sum_{i=1}^N V(M_i) \cdot G(M, M_i) \cdot \Delta S(M_i) \quad (4)$$

- dans le cas des hautes fréquences :

$$P(M) = j \cdot \rho \cdot \omega \cdot \sum_{i=1}^N (1 + \cos \theta_i) \cdot V(M_i) \cdot G(M, M_i) \cdot \Delta S(M_i) \quad (5)$$

i correspondant à l'indice du point de mesure des vitesses vibratoires et N à leur nombre (notations fig. 18).

Pour le calcul du rayonnement en champ lointain, ces formulations permettent (fig. 19) le remplacement de la surface vibrante réelle :

- en basses fréquences, par des monopôles (omnidirectionnels) répartis sur la surface et dont les intensités sont proportionnelles à la vitesse vibratoire,
- en hautes fréquences, par des pôles d'ordre 2, de directivité $(1 + \cos(\theta_i))$, constitués de la superposition d'un monopôle et d'un dipôle.

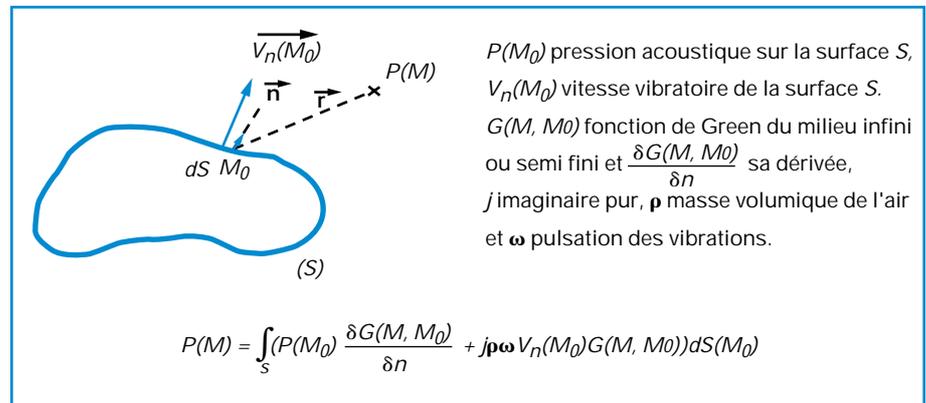
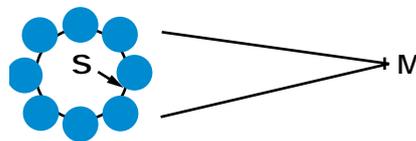
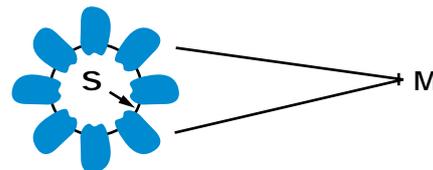


Fig. 18. Calcul du rayonnement acoustique d'une structure à partir des vitesses vibratoires



a) Basses fréquences : utilisation de tous les monopôles pour le calcul de la pression rayonnée en M



b) Hautes fréquences : utilisation des pôles d'ordre 2 pour le calcul de la pression rayonnée en M

Fig. 19. Représentation schématique des simplifications utilisées pour le calcul de la pression rayonnée en champ lointain - S : surface vibrante - M : point de calcul de la pression acoustique

$P(M_0)$ pression acoustique sur la surface S ,
 $V_n(M_0)$ vitesse vibratoire de la surface S ,
 $G(M, M_0)$ fonction de Green du milieu infini ou semi fini et $\frac{\delta G(M, M_0)}{\delta n}$ sa dérivée,
 j imaginaire pur, ρ masse volumique de l'air et ω pulsation des vibrations.

3.3.2. Limites d'utilisation des méthodes de diagnostic pour l'identification des surfaces rayonnantes

Les méthodes de masquage sont lourdes à mettre en œuvre, car elles demandent la réalisation de masques et de nombreux essais. La réalisation de masques (notamment dans le domaine des basses fréquences où les matériaux absorbants ont de médiocres performances) peut être particulièrement délicate et modifier le rayonnement des autres surfaces, ce qui perturbe les mesures.

Les mesures des puissances acoustiques partielles, à partir des mesures intensimétriques de champ proche, constituent certes un moyen de diagnostic, mais qui reste qualitatif, car elles sont perturbées en champ proche par les ondes évanescences, qui ne rayonnent pas en champ lointain. Elles sont également limitées, d'une part dans les milieux ambiants bruyants par le bruit de fond, d'autre part, dans le domaine des basses fréquences, par l'écartement des deux microphones de la sonde intensimétrique.

En ce qui concerne la détermination du rayonnement à partir des mesures de vitesses vibratoires, elle est limitée par le nombre de mesures à effectuer selon un maillage géométrique d'autant plus fin que les longueurs d'ondes vibratoires dans la structure sont courtes.

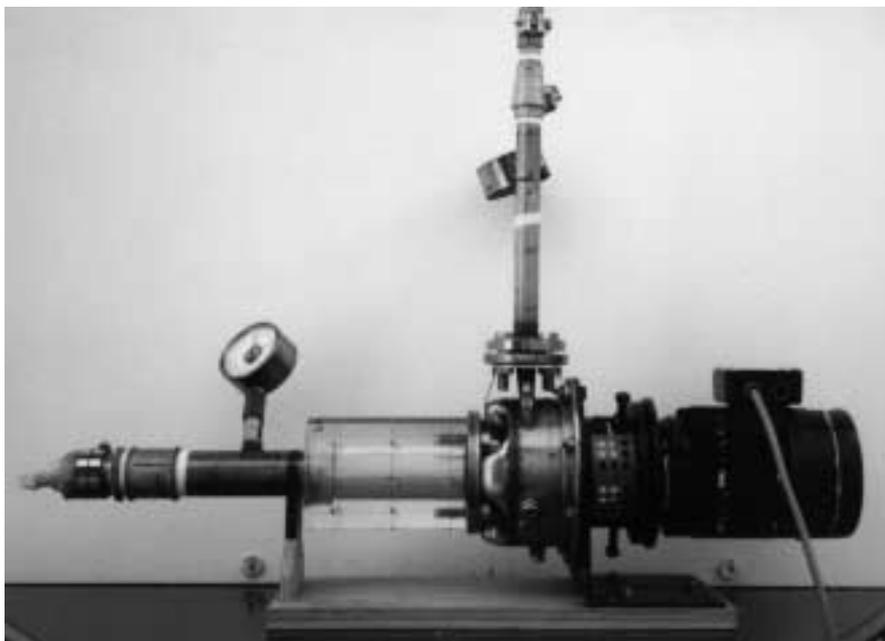


Fig. 20. Vue d'ensemble du groupe motopompe

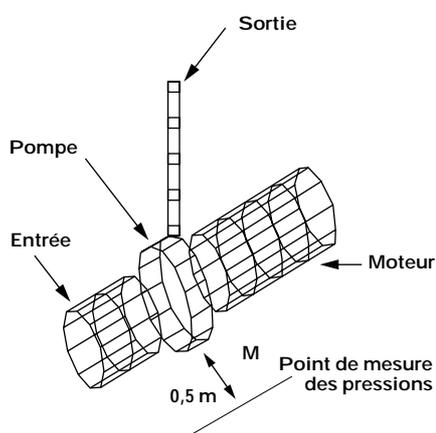


Fig. 21. Maillage du groupe motopompe utilisé pour les mesures d'accélération

3.3.3. Exemple 3 - Identification des surfaces rayonnantes d'un groupe motopompe

Le groupe motopompe (fig. 20) possède les principales caractéristiques suivantes :

- moteur électrique de type asynchrone, de puissance 2,2 kW, comportant 2 pôles et 12 encoches, et tournant au voisinage de 3000 tours par minute (50 Hz),
- ventilateur comportant 7 pales irrégulièrement réparties,
- pompe comportant 6 pales.

L'ensemble constitue un bloc compact, siège de nombreux mécanismes excitateurs dus :

- aux déséquilibres et aux défauts d'alignement des parties tournantes (harmoniques 1 et 2 de la fréquence de rotation),
- au passage des encoches du moteur électrique (harmoniques 12 de la fréquence de rotation modulées par la fréquence du courant),

- la sortie de la pompe.

Les niveaux vibratoires sont ensuite introduits dans la relation (5), valable dans ce cas pour des fréquences supérieures à 60 Hz, pour déterminer la pression acoustique en chacun des 36 points d'une sphère de 10 mètres de rayon. Conformément aux recommandations de la norme EN ISO 3744, ces pressions sont ensuite utilisées pour accéder aux puissances acoustiques. Les calculs sont menés une première fois en prenant tous les points de mesure pour déterminer la puissance acoustique totale de la pompe, puis en effectuant une partition des mesures vibratoires pour déterminer séparément les puissances acoustiques partielles de chacune des surfaces :

- de la pompe,
- du moteur électrique,
- de l'entrée de pompe.

Les comparaisons de la puissance acoustique totale avec les puissances acoustiques partielles de chaque sous-structure permettent d'identifier dans chaque bande de fréquence (fig. 22 à 24) les surfaces prépondérantes en termes de rayonnement. Ainsi, dans la gamme des basses fréquences (inférieures à 200 Hz), le bruit rayonné provient essentiellement de la pompe (fig. 22), tandis qu'aux fréquences intermédiaires (entre 500 et 750 Hz), le bruit est essentiellement dû au moteur électrique (fig. 23) et en particulier aux encoches. L'entrée de la pompe rayonne dans le domaine des fréquences supérieures à 700 Hz (fig. 24) sous forme d'un bruit large bande, qui a probablement pour origine la turbulence de l'écoulement. Ces résultats ont été obtenus sans prise en compte de la pondération A, qui affecte sensiblement les basses fréquences, et modifie peu les niveaux situés au voisinage de 1 000 Hz. Une diminution sensible du bruit du groupe motopompe nécessiterait donc d'intervenir au niveau du moteur électrique, pour réduire les vibrations dues au passage des encoches, ce qui ne peut être envisagé qu'à la conception, par exemple en inclinant ces encoches par rapport à l'axe de rotation du moteur.

3.3.4. Conclusion

L'identification et la hiérarchisation des surfaces qui rayonnent est un élément extrêmement important pour orienter des actions de réduction du bruit des machines. Elles sont complémentaires des autres méthodes, surtout lorsque cette

- au passage des pales du ventilateur de refroidissement du moteur électrique (harmoniques 7 (et voisines)),
- au passage des aubes de la pompe (harmonique 6).

Compte tenu de la structure compacte du groupe motopompe et des nombreux mécanismes engendrant des vibrations à 6 fois la fréquence de rotation et à ses multiples, l'identification des sources vibratoires et des surfaces rayonnantes par analyse fréquentielle des signaux de pression acoustique ou par intensimétrie est délicate.

La méthode de calcul présentée au paragraphe précédent a donc été utilisée, et des mesures de vibrations ont été effectuées en fonctionnement normal, la pompe étant insérée dans une boucle hydraulique fermée, assurant la charge. Les points de mesure sont répartis sur un maillage incluant (fig. 21) :

- le corps du moteur électrique,
- le corps de la pompe,
- l'entrée de la pompe en Plexiglas destinée à visualiser une éventuelle cavitation,

identification n'est pas possible à partir des analyses fréquentielles comme dans l'exemple étudié où de nombreux mécanismes (passages des aubes de la pompe, passages des pales du ventilateur, passage des encoches du moteur) ont lieu à la même fréquence (harmonique 6 de la fréquence de rotation).

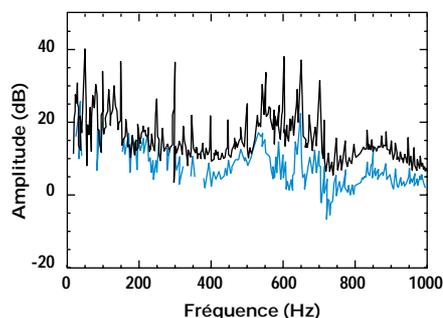


Fig. 22. Contribution de la pompe au bruit rayonné par le groupe motopompe

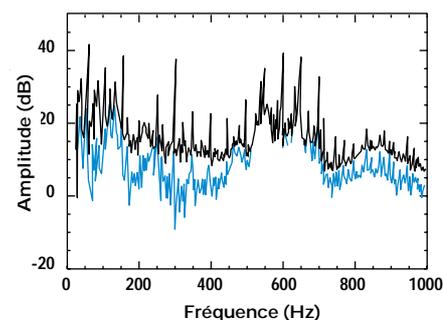


Fig. 23. Contribution du moteur électrique au bruit rayonné par le groupe motopompe

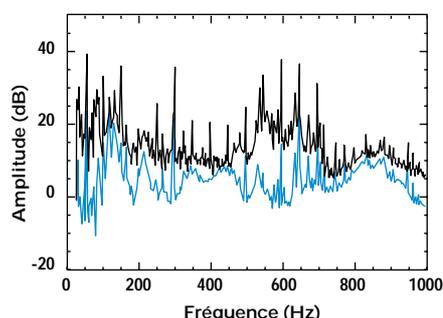


Fig. 24. Contribution de l'entrée de la pompe au bruit rayonné par le groupe motopompe

4. Conclusions générales

La réduction à la source du bruit des machines nécessite une analyse très fine des mécanismes de génération, de transfert des vibrations et du bruit au cœur de la machine et de leur rayonnement dans l'espace extérieur. Contrairement aux autres actions de réduction de l'exposition sonore des travailleurs lors de la propagation du son (actions par encoffrement, écrans ou traitement acoustique des parois) ou lors de la réception (cabine insonorisée ou protecteurs individuels), l'efficacité de l'action de réduction du bruit à la source est directement liée à la précision et à la pertinence du diagnostic vibro-acoustique.

En contrepartie, les actions de réduction à la source sont efficaces en tous les points du local (en champ proche comme en champ lointain), permanentes, collectives, confortables et sans contraintes sur l'utilisation ou la maintenance des machines.

Compte tenu de la complexité des mécanismes mis en jeux, l'élaboration du diagnostic suppose la mise en œuvre de techniques de mesures et de traitement du signal, ainsi que des modélisations simples des mécanismes de création, de propagation et de rayonnement du bruit. Ceux-ci, associés à des mesures, permettent, après recalage, de disposer d'outils qui viennent en complément des méthodes classiques utilisant des modifications structurales ou des analyses temporelles ou fréquentielles de signaux.

Les outils de ce type dont disposent à l'heure actuelle les industriels sont encore trop complexes, trop onéreux, et de mise en œuvre trop lourde. C'est la raison pour laquelle l'INRS poursuit des travaux destinés à mettre au point des techniques de calcul relatives au couplage des sources avec les structures [9 à 11], à la prévision des vibrations [12] et du rayonnement, aussi bien dans le domaine des basses [6, 7, 13, 14] que des hautes fréquences [15]. Ces méthodes permettront, soit pour un avant projet d'orienter les premiers choix sur des critères quantitatifs de bruit, soit pour un prototype de venir en complément de mesures afin d'analyser les mécanismes de génération, de transfert et de rayonnement du bruit pour guider les actions de correction et chiffrer les gains envisageables en matière de bruit.

BIBLIOGRAPHIE

1. LYON R.H. - Machinery noise and diagnostics. *Butterworth Publishers, 1987.*
2. ASSELINEAU M., HARBEY H.S., LOVAT G., DANIERE P. - Bruit des dispositifs de tables vibrantes. *Vandœuvre, INRS, coll. Notes scientifiques et techniques, 1993, NS 101.*
3. BENDAT J.S. - Solutions for the multiple input/output problem. *Journal of Sound and Vibration, 44, 3, 1976, pp. 311-325.*
4. WANG M.E., CROCKER M. - Recent application of coherence techniques for noise source identification. *Proceedings Inter-Noise, 1978, pp. 375-381.*
5. LOYAU T., LOVAT G., ARBEY H.S. - Métrologie pour la réduction du bruit des machines : évolution et perspectives. *Cahiers de notes documentaires - Hygiène et Sécurité du Travail, 1993, 150, pp. 39-46.*
6. HAMZAOUÏ N., BOISSON C. - Calcul du rayonnement acoustique par une méthode intégrale simplifiée. *Rapport de convention INSA/INRS n° 595155-5951556, juin 1996.*
7. LOVAT G., LOYAU T., BARBRY J.L. - Calculation of the acoustic radiation of a parallelepipedic structure by using acceleration measurements. *Archives of Acoustics, 21, 3, 1996, pp. 325-333 et pp. 335-344.*
8. LOYAU T., LOVAT G., BARBRY J.L. - Calculation of the acoustic radiation of an industrial structure with simplifications based on physical observations. *In : Inter-Noise, Budapest, 25-27 août 1997, pp. 255-258.*
9. LEFEBVRE L., LAVILLE F., LOYAU T., CACCIOLATI C., GUYADER J.L. - The use of mobility measurement for real excitation applied to acoustic radiation study. *In : Inter-Noise 93, St Petersburg, 31 mai-3 juin 1993, pp. 169-172.*
10. OREFICE G., CACCIOLATI C., GUYADER J.L. - An energetical mobility for structures assembling. *In : Inter-Noise 1996, Liverpool, 30 juillet-2 août 1996, pp. 2881-2884.*
11. MONDOT J.M., MOORHOUSE H. - *In : op. cit. [10], pp. 1439-1442.*
12. GUERICH M., TREMEAU A., HAMDÏ M., HADDAR M. - Analyse modale d'une structure assemblée par une méthode de sous-structuration dynamique : une étape pour la conception vibro-acoustique des machines. *In : Congrès français de mécanique, Poitiers, 1-5 septembre 1997, pp. 255-258.*
13. BOUCHET L., LOYAU T., HAMZAOUÏ N., BOISSON C. - Acoustic radiation of an industrial structure : evaluation of an equivalent spherical source method. *In : 4^e Congrès français d'acoustique, Marseille, 14-18 avril 1997, pp. 237-240.*
14. LANDEL E., BLANC P., DIRNINGER C. - Identification de source par séries de multipôles. *In : op.cit. [13], pp. 1295-1298.*
15. BLANC P. - Directivité du champ acoustique à partir de niveaux d'accélération. *Rapport final d'étude PRINCIPIA/INRS, juin 1996.*

