

I.N.R.S.
30, rue Olivier-Noyer
75680 Paris Cedex 14

ND 1435-112-83

CDU 628.517 : 674.05

RÉDUCTION DU BRUIT DES ASPIRATEURS DE COPEAUX

Ébauche d'une méthodologie pour la réduction du bruit à la source

par J. JACQUES, J. SUEUR,
M. CAFAXE, D. ROBINET,
centre de recherche de l'INRS.

1. Introduction.

Une caisse régionale d'assurance maladie a attiré l'attention de l'INRS sur les travaux d'insonorisation réalisés par une société de sa région sur des aspirateurs de copeaux de sa fabrication. Consciente du fait que le silence constitue un argument de vente, cette société qui, comme la plupart des constructeurs de machines et équipements industriels, ne dispose pas d'un acousticien dans son bureau d'étude, a entrepris de façon intuitive et empirique de réduire le bruit de ses produits.

En collaboration avec cette société, l'INRS a quantifié l'efficacité des mesures d'insonorisation appliquées à trois aspirateurs ou éléments d'aspiration, équipements très répandus dans les menuiseries industrielles.

On a ainsi pu constater notamment qu'une même action d'insonorisation s'avérait efficace sur un matériel et inefficace sur un autre pourtant de structure voisine. Pour expliquer cela, on a été conduit à effectuer une analyse détaillée des sources de bruit et des voies de propagation sur un des aspirateurs pour lequel les actions d'insonorisation du constructeur s'avéraient inefficaces.

Cette analyse a nécessité la mise en œuvre d'une méthode qui, si elle avait été connue du constructeur, lui aurait permis d'agir plus efficacement. L'application en laboratoire de cette méthode a permis en effet de réduire de façon très appréciable le bruit d'un aspirateur sans modifier considérablement sa structure.

La présente note rassemble les différentes phases de cette investigation. Son objet est de démontrer, sur un cas pratique assez simple, le besoin impératif d'une méthodologie générale de réduction du bruit des

machines industrielles. Mise en œuvre par les bureaux d'étude spécialisés en acoustique ou par ceux des constructeurs, une telle méthode, qui n'est ici qu'ébauchée, permettrait d'aborder avec un maximum de chances de succès la réduction à la source du bruit des machines encore trop rarement tentée par les constructeurs.

2. Les dispositifs d'aspiration.

2.1. Présentation.

Ils sont au nombre de trois :

— **Un moto-ventilateur**, qui constitue l'élément actif de toute installation d'aspiration de copeaux. Celui considéré comprend un moteur électrique entraînant un ventilateur centrifuge. Les axes des conduits d'aspiration et de refoulement font un angle de 90°. Ses principales caractéristiques techniques sont données ci-après :

- puissance du moteur..... 5,5 CV
- débit d'air 5 200 m³/h
- dépression 160 mm d'eau
- Ø du conduit d'aspiration 250 mm
- Ø du conduit de refoulement 300 mm

Dans le modèle standard, le ventilateur est monté dans une carcasse métallique sur laquelle sont fixées les conduites d'aspiration et de refoulement.

Le modèle dit insonorisé comporte, en plus, un capotage à double paroi en tôle galvanisée de 1 mm d'épaisseur. L'espace entre les parois est rempli par un matelas de laine minérale. Le capotage est fixé sur la carcasse par l'intermédiaire de plots antivibratiles ;

— **Un ensacheur** qui comprend le moto-ventilateur précédé associé à une structure supportant un ensemble de sacs. Vingt-quatre manches, situées à la partie supérieure, assurent le filtrage et l'évacuation de l'air refoulé. Les copeaux tombent par gravité dans quatre sacs de matière plastique souple situés à la partie inférieure. Dans la version standard, le moto-ventilateur est monté dans un capotage métallique à double paroi par l'intermédiaire de plots antivibratiles. Ce capotage est solidaire du corps de l'ensacheur.

Dans la version dite insonorisée, l'espace entre les parois du capotage est rempli de laine minérale et les manches filtrantes sont encoffrées. Cet encoffrement, composé d'un assemblage de tôles galvanisées d'épaisseur 1 mm, est fixé directement sur le corps de l'ensacheur. Une paroi longitudinale et les parois latérales de l'encoffrement sont munies, en position haute, d'ouïes d'évacuation de l'air filtré;

— **Un module d'aspiration**, qui comprend un moto-ventilateur de 15 kW rendu solidaire d'une structure de filtrage de l'air assurant le recyclage de 80 % de l'air aspiré. Les 20 % restant évacuent les copeaux vers un silo. Il n'y a donc pas de sacs à la partie inférieure qui ne présente, par conséquent, aucune ouverture.

Dans la version standard, le moto-ventilateur est monté dans un capotage de même conception que celui équipant l'ensacheur. La version insonorisée comporte, comme pour l'ensacheur, un bourrage du capotage avec de la laine minérale et un encoffrement des manches filtrantes.

Le bruit de cet aspirateur n'a été mesuré que dans la phase « aspiration » et pas dans la phase « vibrage des manches filtrantes ».

2.2. Puissance acoustique.

La puissance acoustique d'une machine est l'énergie sonore qu'elle émet pendant chaque seconde. C'est une caractéristique intrinsèque indépendante de l'environnement. Elle s'exprime en décibels (notés dB_w pour la distinguer du niveau de pression sonore mesuré en un point) par rapport à une puissance de référence de 10^{-12} W.

La puissance acoustique des trois aspirateurs de copeaux a été mesurée dans la chambre semi-

anéchoïque de l'INRS, selon le code d'essai fixé par la norme NF S 31-026.

Les résultats sont présentés au tableau I.

Ils montrent que, pour tous les dispositifs, l'émission sonore est maximale dans les fréquences basses et notamment dans la bande d'octave centrée sur 250 Hz. Dans le cas de l'ensacheur et du moto-ventilateur, le niveau dans cette bande excède de 7 à 9 dB le niveau dans les bandes adjacentes. Ceci montre qu'une réduction du niveau de bruit global nécessite, avant tout, de diminuer le bruit émis dans la bande de 250 Hz. Cette condition n'est remplie que pour le module d'aspiration dont la puissance acoustique a été réduite de $9 dB_w$ dans cette bande. Conjugée avec des atténuations toujours supérieures à $4 dB_w$ en moyennes et hautes fréquences, cette réduction conduit à une efficacité globale élevée ($6,5 dB_w$) des actions d'insonorisation entreprises par le constructeur.

Pour l'ensacheur et le moto-ventilateur, les atténuations sont faibles à toutes les fréquences (voire négatives aux très basses fréquences pour l'ensacheur). L'efficacité globale n'excède pas 1 à $2 dB_w$.

On notera que, dans toutes les bandes de fréquence, le module d'aspiration standard est plus bruyant que l'ensacheur standard. En niveau global, l'écart est de $5,5 dB_w(A)$. Ceci est directement lié à la différence de puissance mécanique développée par ces matériels. Après insonorisation, la puissance acoustique globale du module d'aspiration est identique à celle de l'ensacheur standard. L'insonorisation a donc compensé l'écart dû à la différence de puissance mécanique.

Ces résultats soulèvent les questions suivantes :

- Pourquoi les actions entreprises sur le moto-ventilateur et l'ensacheur sont-elles inefficaces ?
- Pourquoi la même technique d'insonorisation a-t-elle été efficace sur le module d'aspiration et inefficace sur l'ensacheur ?

La réponse à ces deux questions est fournie au chapitre suivant qui présente une analyse détaillée de l'émission sonore de l'ensacheur, matériel pour lequel les tentatives d'insonorisation menées par le constructeur ont été vaines.

TABLEAU I
Puissance acoustique des trois aspirateurs de copeaux

Fréquence centrale (Hz)	Moto-ventilateur			Ensacheur			Module d'aspiration		
	Standard	Insonorisé	Gain	Standard	Insonorisé	Gain	Standard	Insonorisé	Gain
31,5	88,5	90	- 1,5	92,5	92,5	0	101,5	100,5	1
63	97,5	98	- 0,5	102,5	101,5	1	108	106,5	1,5
125	103,5	102,5	1	104,5	100	4,5	113	106	7
250	111,5	110,5	1	111,5	109	2,5	115	106	9
500	103,5	101	2,5	101,5	98,5	3	107,5	101	6,5
1 000	98,5	97,5	1	99	97,5	1,5	103	98,5	4,5
2 000	92,5	91	1,5	94,5	93	1,5	99,5	94	5,5
4 000	91	86,5	3,5	91	92	- 1	97	89	8
8 000	84,5	83	1,5	84	82	2	91,5	81,5	10
16 000	77,5	76,5	1	79	78,5	0,5	84	77	7
Puissance globale									
$dB_w(\text{lin})$	113	112	1	113,5	111,5	2	118,5	112	6,5
$dB_w(A)$	106	105	1	106	104	2	110,5	104	6,5

3. Insonorisation d'un ensacheur.

3.1. Éléments méthodologiques.

L'insonorisation d'une machine nécessite un inventaire préalable des sources de bruit et, si possible, le classement de ces sources en fonction de leur contribution relative au bruit total de la machine. C'est sur la ou les sources les plus puissantes qu'il faut agir sans quoi toute tentative d'insonorisation s'avèrera inefficace.

D'une façon générale, une machine comporte toujours au moins une source causale, responsable de toutes les autres. Les sources causales sont en général faciles à identifier et résultent directement de la fonction remplie par la machine. Dans le cas de l'ensacheur, il s'agit du ventilateur qui est à la fois source de bruit et de perturbation aérodynamique. Cette dernière est elle-même à l'origine de deux familles de sources de bruit :

- les vibrations de la structure de la machine ;
- les interactions aérodynamiques entre un écoulement d'air et des surfaces.

Une fois la source causale et les sources secondaires identifiées et classées, la méthodologie d'insonorisation comprend les étapes successives suivantes :

- Inventaire des moyens d'action sur **la source causale**. Celle-ci est toujours intimement liée à la technologie de la machine, et la modifier signifie souvent mettre en cause des organes essentiels. Dans le cas présent, il faudra s'orienter vers la recherche d'un ventilateur moins bruyant.
- Inventaire des moyens d'action sur **les liaisons entre la source causale et les sources secondaires**. Ces liaisons sont, ici :
 - le couplage mécanique entre les divers éléments de la machine (carcasse du ventilateur → capotage du ventilateur → corps de l'ensacheur, carcasse du ventilateur → conduit d'aspiration),
 - les perturbations aérodynamiques provoquées par l'écoulement d'air.
- Inventaire des moyens d'action sur **les sources secondaires** :
 - réduction du bruit propagé dans les conduits d'aspiration et de refoulement. L'orifice de refoulement constitue une voie privilégiée de sortie du bruit du ventilateur,
 - réduction du bruit rayonné par l'ossature métallique (amortissement des structures),
 - réduction des interactions écoulement - surface. Ici, cet objectif sera atteint en réduisant la vitesse de l'écoulement d'air et/ou en éloignant les surfaces (tôle guide-copeaux, arête des sacs) de l'écoulement.
- Inventaire des moyens de **réduction du bruit au cours de sa propagation**. Il s'agit ici des capotages et encoffrements empêchant le bruit émis de se propager autour de la machine. Leur intérêt est de ne pas affecter la structure intime de la machine. Leur inconvénient est de ne pas empêcher la génération du bruit et, s'ils sont mis en vibration, de constituer eux-mêmes une source de bruit.

C'est à partir du classement des sources de bruit, de l'inventaire des moyens possibles d'action et d'un compromis entre la faisabilité technico-économique et l'efficacité, qu'un constructeur doit effectuer le choix du ou des moyens de réduction du bruit à mettre en œuvre.

3.2. Inventaire et classement des sources de bruit.

Les sources de bruit, les voies de propagation du bruit et les liaisons entre la source causale et les sources secondaires sont illustrées par la figure 1.

Il est toujours difficile de classer les sources de bruit d'une machine, sauf lorsque chacune d'elles peut être actionnée individuellement, ce qui n'est pas le cas ici. Toutefois, des mesures effectuées autour du moto-ventilateur pris isolément et à proximité immédiate de l'ensacheur ont montré que la source causale (le ventilateur) est la principale source de bruit. Comme le montre la figure 1, le bruit du ventilateur se propage dans les conduits d'aspiration et de refoulement et, à un degré moindre, au travers de la carcasse et du capotage du ventilateur. Le bruit propagé dans le conduit d'aspiration est rayonné au travers des parois de ce dernier. La bouche de refoulement constitue une puissante source secondaire d'ondes sonores qui se propagent dans le corps de l'ensacheur puis au travers de ses parois mais aussi, et préférentiellement, au travers des sacs et des manches filtrantes.

La proximité de la bouche de refoulement et de l'orifice du premier sac fait que ce dernier constitue une voie privilégiée de propagation du bruit du ventilateur hors de la machine.

Les autres sources de bruit sont :

- les vibrations de l'ossature de l'aspirateur excitée par voie aérodynamique ;
- la tôle guide-copeaux et la périphérie de l'orifice du premier sac qui interagissent avec l'écoulement ;
- la turbulence de l'écoulement au refoulement ;
- le moteur électrique actionnant le ventilateur.

Il n'est pas possible de classer avec certitude ces quatre sources secondaires dont les trois premières sont interdépendantes. Toutefois, les bruits de turbulence et d'interaction écoulement-surface sont de faible niveau compte tenu de la vitesse relativement basse de l'air (≈ 20 m/s). Ceci permet de dire que l'ordre d'énumération de ces sources correspond à un classement probable par contribution décroissante.

3.3. Explication des résultats obtenus par le constructeur.

Il résulte de ce qui précède que les actions d'insonorisation devront porter prioritairement sur les éléments suivants :

- ventilateur ;
- conduits de refoulement et d'aspiration ;
- bouche de refoulement et orifice du premier sac ;
- capotage du ventilateur ;
- encoffrement des manches filtrantes.

Le constructeur a agi sur les deux derniers éléments.

Améliorer le capotage du ventilateur impose d'augmenter ses qualités d'isolation phonique en rendant ses parois plus lourdes, en limitant au maximum la surface ouverte pour le passage du conduit d'aspiration et du moteur, en améliorant le montage antivibratile de la carcasse du ventilateur dans le capotage.

L'adjonction de laine minérale entre la double paroi du capotage alourdit peu ce dernier. Tout au plus assure-t-elle une meilleure rigidité à la paroi. Sa contribution à l'isolation phonique est très faible, car si la laine minérale est un excellent absorbant phonique, elle est un mauvais isolant phonique.

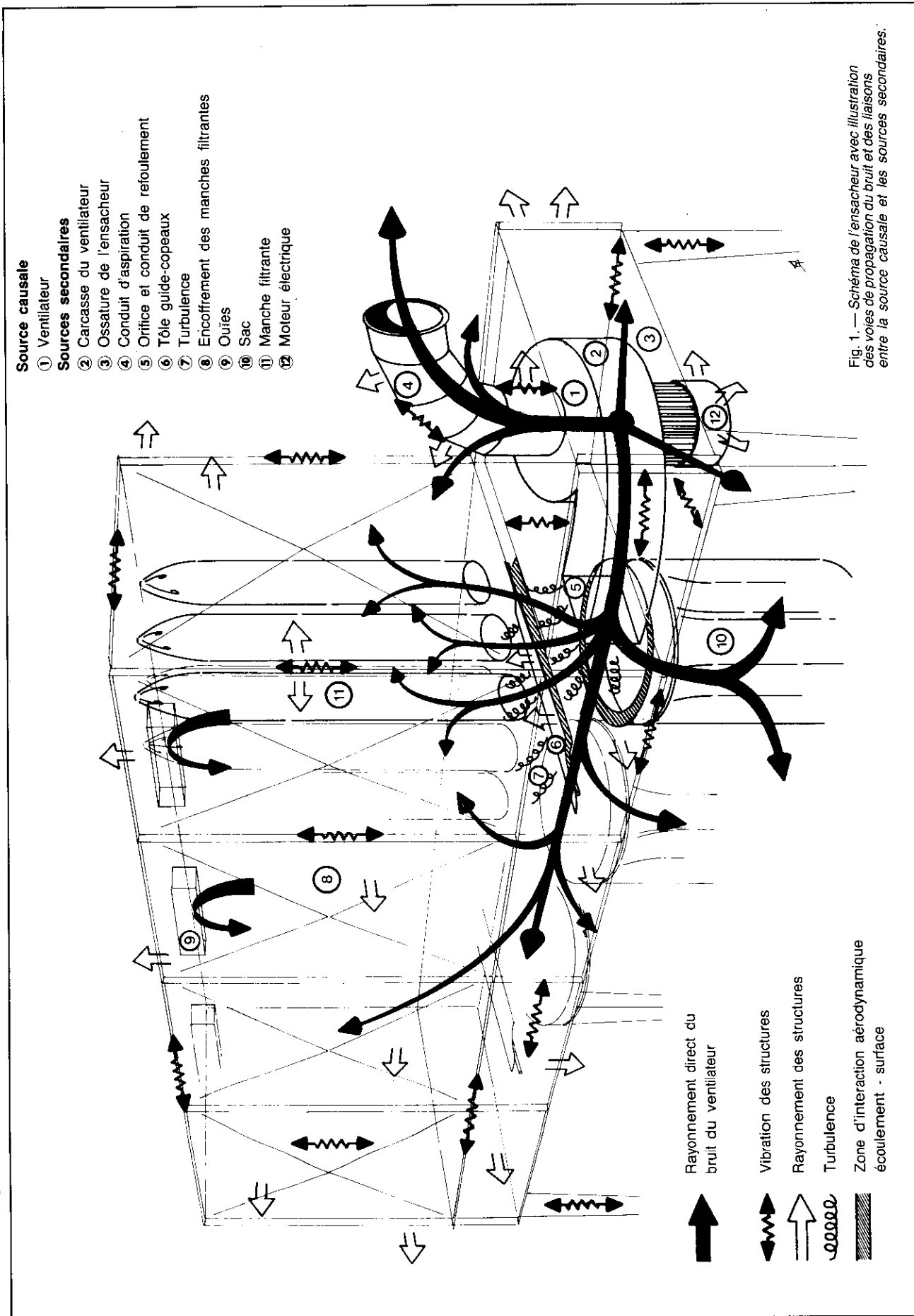


Fig. 1. — Schéma de l'ensacheur avec illustration des voies de propagation du bruit et des liaisons entre la source causale et les sources secondaires.

En tout état de cause, le fort rayonnement de bruit par la bouche de refoulement et par le conduit d'aspiration réduit fortement l'efficacité du capotage. Ceci explique en partie le gain négligeable [1 dB_{w(A)}] apporté par le capotage sur le moto-ventilateur pris isolément.

Les manches filtrantes de l'ensacheur ne constituant pas la voie de propagation privilégiée du bruit rayonné par la bouche de refoulement, leur encoffrement est donc très peu efficace. Ceci explique le gain faible [2 dB_{w(A)}] obtenu par le constructeur dans sa tentative d'insonorisation de l'ensacheur. On peut même avancer que la mise en place de structures métalliques minces, peu rigides, et par conséquent facilement excitables en vibration, est a priori défavorable. En fait, l'émission sonore de l'encoffrement est sans doute compensée par l'isolation phonique qu'il assure vis-à-vis du bruit traversant la face supérieure du corps de l'ensacheur et les manches filtrantes.

Cette analyse explique également l'efficacité élevée [6,5 dB_{w(A)}] de l'encoffrement des manches filtrantes du module d'aspiration. Parce que la face inférieure du corps de l'aspirateur est pleine, les manches filtrantes constituent la voie de propagation privilégiée du bruit émis par la bouche. Leur encoffrement est donc efficace.

3.4. Structure fine du bruit de l'ensacheur.

Des analyses fréquentielles en bande étroite du bruit relevé en différents points autour de l'ensacheur ont été effectuées. Deux spectres typiques sont représentés sur la figure 2. Ils montrent que, fait bien connu pour les ventilateurs, le spectre de bruit est constitué d'un ensemble de raies superposées à une composante continue à large bande. Ces raies sont rencontrées à des fréquences multiples d'une fréquence fondamentale F qui est liée à la vitesse N de rotation des pales :

$$F = \frac{N}{60} = 48 \text{ Hz pour } N = 2880 \text{ tr/min.}$$

La raie de plus forte intensité est en général celle dont la fréquence nF est telle que n est égal au nombre de pales (ici n = 6) comme on peut le vérifier sur le spectre de la figure 2 a. Le spectre de la figure 2 b, qui couvre une large plage de fréquences, montre la décroissance régulière et rapide de l'énergie sonore lorsque la fréquence augmente. Le spectre de bruit de l'ensacheur est tout à fait caractéristique de celui de son ventilateur.

3.5. Étude expérimentale conduite à l'INRS.

Elle a consisté à évaluer l'efficacité de moyens simples applicables sans intervention sur la conception même de l'ensacheur. Le but poursuivi était d'empêcher le bruit rayonné par la bouche de refoulement de se propager hors de la machine. La configuration de départ a été l'ensacheur dit insonorisé auquel ont été appliquées les actions d'insonorisation suivantes :

- Encoffrement des sacs au moyen de plaques de bois aggloméré d'épaisseur 19 mm, afin d'empêcher le bruit passant par l'orifice des sacs (le premier surtout) de se propager. Cette voie de propagation étant préférentielle, une bonne efficacité de cette action peut être escomptée.
- Revêtement intérieur partiel de l'encoffrement des manches filtrantes, ouïes comprises, par un matériau absorbant (mousse synthétique à pores ou-

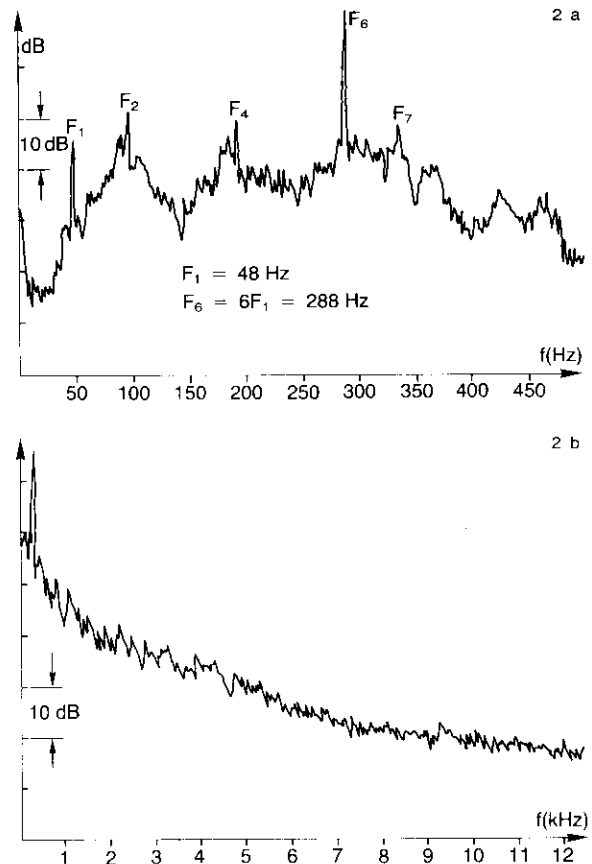


Fig. 2. — Exemples de spectres fins du bruit de l'ensacheur (analyse à bande étroite de largeur constante).

verts) d'épaisseur 50 mm, recouvrant le plafond, le haut des parois verticales sur 30 cm et les faces internes des ouïes. En réduisant ainsi le bruit à l'intérieur de l'encoffrement, on augmente l'efficacité de celui-ci. La présence des ouïes, qui constituent une voie privilégiée de sortie du bruit piégé dans l'encoffrement, constitue un argument supplémentaire en faveur de ce traitement.

Le traitement des ouïes elles-mêmes assure une certaine absorption des ondes sonores qui les traversent. Bien que faible compte tenu de la surface traitée, cet effet ne peut être que bénéfique.

L'amélioration de l'encoffrement des manches ne peut toutefois être efficace qu'associée à l'encoffrement des sacs.

- Capotage du moteur. Cette action associée aux deux précédentes ne peut être bénéfique que si ces dernières sont suffisamment efficaces et si les autres sources secondaires sont peu intenses.
- Revêtement d'environ 50 % de la surface des parois de l'encoffrement des manches par des tôles magnétiques. Celles-ci, par leur coefficient d'amortissement élevé, réduisent le rayonnement sonore des parois. Comme pour le capotage du moteur, cette action ne peut avoir d'intérêt qu'associée à d'autres.

Afin de mettre en évidence l'efficacité de ces diverses actions, les mesures de puissance acoustique ont été effectuées avec un conduit d'aspiration long (4 m). Ceci permet de rejeter la bouche loin de la zone de mesure et correspond à la situation normale d'emploi de ce matériel.

3.6. Analyse des résultats.

Les résultats obtenus, rassemblés dans le tableau II, conduisent aux conclusions suivantes :

- Configuration 2 : l'encoffrement des sacs apporte une réduction de 5 dB_w(A) et 2 dB_w(lin). Ceci confirme les prévisions déduites de l'analyse qui précède.
- Configuration 3 : l'encoffrement complémentaire du moteur est défavorable.
- Configuration 4 : la conjugaison de l'encoffrement de l'ensemble sacs-moteurs et du traitement de l'encoffrement des manches filtrantes et de ses ouïes conduit à un gain de 9,5 dB_w(A) et 4,5 dB_w(lin). Ceci confirme également les prévisions.
- Configuration 5 : l'adjonction de tôles magnétiques n'a pas d'effet sur la puissance acoustique en dB_w(A) et un effet défavorable sur le niveau en dB_w(lin). Ceci confirme le caractère secondaire de la source de bruit que constituent les vibrations des tôles d'encoffrement des manches.

L'examen des niveaux par bandes d'octave indique que :

- l'encoffrement des sacs est sans effet sur les niveaux sonores dans les bandes 31,5 à 125 Hz. Par contre, son efficacité est élevée (6 à 13 dB) dans les bandes 500 à 4 000 Hz. La faible réduction obtenue au-delà de 4 000 Hz tend à montrer que l'émission hautes-fréquences n'est pas directement liée au bruit propagé par les orifices des sacs ;
- l'encoffrement du moteur amplifie le bruit dans la bande de 63 Hz. Cet encoffrement qui englobe aussi les sacs constitue une cavité de longueur égale à 3 m. Cette cavité excitée par le bruit du ventilateur est susceptible de résonner à la fréquence de passage des pales (48 Hz) qui corres-

pond approximativement à une demi-longueur d'onde de 3 m. C'est là une explication vraisemblable de l'amplification mesurée.

La configuration 6 (encoffrement des sacs + traitement de l'encoffrement des manches et de ses ouïes) n'a pas été testée. Son efficacité a été estimée en faisant l'hypothèse logique d'un niveau de 100,5 dB dans la bande de 63 Hz en configuration 2, les niveaux dans les autres bandes étant ceux mesurés dans la configuration 4. Ayant ainsi éliminé l'amplification du bruit dans la bande de 63 Hz, le gain en dB_w(lin) passe de 4,5 à 6, le gain en dB_w(A) demeurant inchangé. Bien que n'affectant pas le gain en dB_w(A), une réduction du bruit basses fréquences n'est pas à négliger. En effet, si l'exposition aux bruits de fréquence basse joue un rôle faible dans l'établissement d'une surdité, elle contribue par contre largement à la gêne ressentie.

On notera que la configuration 4 (ou 6) pourrait fournir un gain encore meilleur si :

- toute la surface intérieure de l'encoffrement des manches était traitée ;
- la surface des ouïes était réduite au maximum ;
- la forme des ouïes était telle que l'air soit renvoyé vers le haut (moins d'énergie sonore moyenne et haute fréquence serait ainsi dirigée vers le sol) ;
- l'encoffrement des sacs était traité sur sa face interne.

3.7. Indications pour une insonorisation plus poussée.

L'encoffrement des sacs et le traitement acoustique de l'encoffrement des manches permettent de ramener la puissance acoustique de l'ensacheur de 102,5 dB_w(A) à 93 dB_w(A) ce qui constitue un résultat très positif.

TABLEAU II
Puissance acoustique de l'ensacheur dans diverses configurations d'essais

Bandes d'octaves	Configurations						Gain 4/1	Gain 6/1
	1	2	3	4	5	6		
31,5 Hz	90,5	91	93	92	92	92	- 1,5	- 1,5
63 Hz	100,5	100,5	106,5	103	106	100,5	- 2,5	0
125 Hz	100	99	98	92,5	94	92,5	+ 7,5	+ 7,5
250 Hz	106,5	104	103,5	97	96,5	97	+ 9,5	+ 9,5
500 Hz	97	91,5	91,5	87	86,5	87	+ 10	+ 10
1 000 Hz	96,5	83,5	85	84,5	84,5	84,5	+ 12	+ 12
2 000 Hz	92	84	84	83,5	83,5	83,5	+ 8,5	+ 8,5
4 000 Hz	89	83	81,5	81,5	81,5	81,5	+ 7,5	+ 7,5
8 000 Hz	83,5	81	79,5	78	78,5	78	+ 5,5	+ 5,5
16 000 Hz	76	75	74,5	73	73	73	+ 3	+ 3
Niveau global								
dB _w (lin)	109	107	109	104,5	107	103	+ 4,5	+ 6
dB _w (A)	102,5	97,5	98	93	93	93	+ 9,5	+ 9,5

1 = Configuration de référence : version dite insonorisée.

2 = 1 + encoffrement des sacs.

3 = 2 + encoffrement du moteur.

4 = 3 + traitement acoustique de l'encoffrement des manches et de ses ouïes.

5 = 4 + pose de tôles magnétiques amortissantes sur l'encoffrement des manches.

6 = 2 + traitement acoustique de l'encoffrement des manches et de ses ouïes.

Pour aller plus loin, il faudrait agir directement sur ou au voisinage de la source principale de bruit, à savoir le ventilateur. Quelques actions possibles sont énumérées et commentées ci-après.

— Choix d'un ventilateur moins bruyant. Les ventilateurs centrifuges à pales radiales sont connus pour être particulièrement bruyants. La méthode de prévision de la puissance acoustique des ventilateurs proposée par l'ASHRAE donne pour ce type de matériel, et sur la base des données techniques concernant l'ensacheur et le moto-ventilateur ($N = 2\ 880\ \text{tr/min}$, $\Delta P = 160\ \text{mm d'eau}$, $D = 5\ 200\ \text{m}^3/\text{h}$) :

$$L_w \approx 105\ \text{dB}_w(\text{lin})\ \text{et}\ 97\ \text{dB}_w(\text{A})$$

Ces valeurs sont inférieures de 8 à 9 dB à celles mesurées sur le moto-ventilateur pris isolément (tableau I). Malgré l'imprécision de la méthode de prévision, cet écart prouve que, dans sa catégorie, le ventilateur utilisé est particulièrement bruyant, ce qui est confirmé par l'intensité très élevée de certaines raies dans le spectre (voir § 3.4.).

Les ventilateurs centrifuges dont le bruit est le plus faible sont ceux à aubes profilées ou inclinées vers l'arrière. La même méthode de prévision, appliquée à un ventilateur de ce type ayant même débit et dépression que le précédent, donne :

$$L_w \approx 93,5\ \text{dB}(\text{lin})\ \text{et}\ 87,5\ \text{dB}_w(\text{A})$$

Un tel ventilateur apporterait donc un gain de 10 dB_w(A ou lin) par rapport à son analogue à pales radiales.

— Traitement acoustique du conduit de refoulement. Le remplacement de la paroi pleine de ce conduit par une paroi perforée appliquée sur une couche de laine minérale (d'épaisseur au moins égale à 3 cm), transformerait ce conduit en silencieux basses-fréquences.

L'efficacité A d'un tel traitement est donnée par l'expression :

$$A = \alpha^{1,4} \frac{P}{S}\ \text{en dB/m}$$

- P et S sont respectivement le périmètre (en m) et l'aire (en m²) d'une section droite du conduit ;
- α est le coefficient d'absorption de la laine minérale qui, aux basses fréquences, est de l'ordre de 0,2.

Pour le conduit considéré, de longueur 20 cm environ, cette expression, qui n'est valable que si $f < 200\ \text{Hz}$, donne $A = 0,4\ \text{dB}$. L'obtention d'une atténuation intéressante impose donc d'allonger le conduit de refoulement. Pour un conduit de 1 m de longueur, l'atténuation serait de 2 dB. Elle affecterait peu la puissance acoustique en dB_w(A) mais permettrait de réduire le bruit basses-fréquences.

Un tel traitement serait également applicable au conduit d'aspiration :

- Montage du conduit d'aspiration par l'intermédiaire d'un manchon antivibratile réduisant son excitation vibratoire ;
- Amélioration du montage antivibratile du ventilateur dans son capotage ;
- Montage antivibratile de la tôle guide-copeaux la plus proche de la bouche de refoulement. Cette tôle, excitée par l'écoulement, transmet ses vibrations au corps de l'ensacheur auquel elle est fixée.

4. Conclusion.

L'étude du bruit rayonné par plusieurs dispositifs d'aspiration de copeaux a montré que des réductions de puissance acoustique allant de 6,5 à 9,5 dB_w(A) peuvent être obtenues par des moyens simples, relativement peu onéreux, ne remettant pas en cause la conception de la machine.

Elle montre également que des actions d'insonorisation menées par le constructeur peuvent être inefficaces faute d'avoir été précédées par une analyse acoustique détaillée.

L'insonorisation d'une machine doit reposer sur une méthodologie dont les grandes lignes ont été exposées. Son succès nécessite une étroite collaboration entre le constructeur et un acousticien maîtrisant bien les problèmes de génération, transmission et rayonnement du bruit.

Le présent document devrait permettre au constructeur de dispositifs d'aspiration de copeaux de mieux connaître ses matériels en tant que sources de bruit et d'apprécier les moyens divers à mettre en œuvre pour insonoriser efficacement ses matériels présents et futurs.

*Noise attenuation on exhaust devices for wood chips.
An attempt at a methodology for noise reduction
at the source of emission*

Since the noise control measures applied by their manufacturer to 3 wood chip exhausters proved to be unsatisfactory, the authors undertook a laboratory study in which noise sources and propagation pathways were investigated in detail on one of the exhaust devices in question.

Using this fairly simple practical example, they show how a methodology, which is described in outline, should be used for the sound-proofing of machines.

In the case of exhaust devices for wood chips, reductions in sound power between 6.5 and 9.5 dB_w(A) can be obtained by means which are at the same time simple, relatively inexpensive, and do not involve major design modifications.
