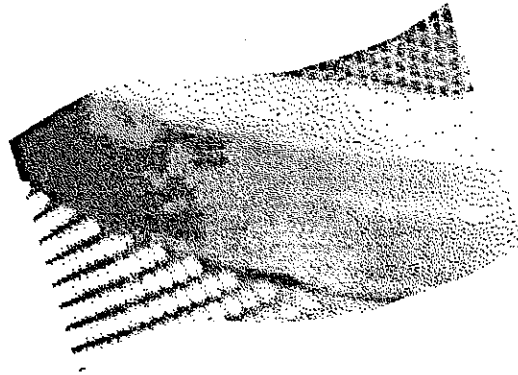


**Réduction du bruit
à la source
sur un tamis à pâte**



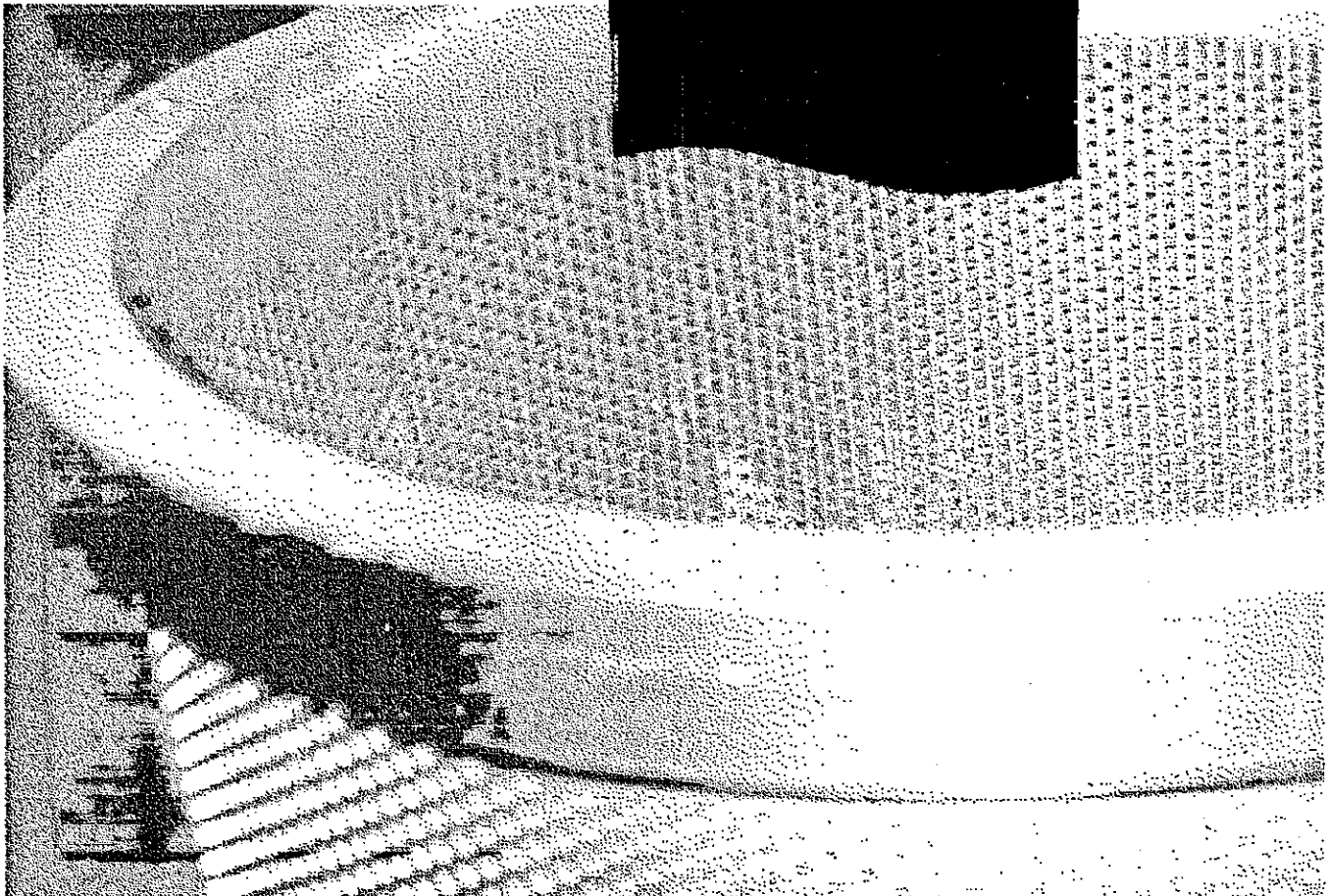
**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

Jean Nicolas
Alain Berry
Rémi Odde
Raymond Panneton
Christian Clavet

Octobre 1996

R-141

RAPPORT



IRSST
Institut de recherche
en santé et en sécurité
du travail du Québec

La recherche, pour mieux comprendre

L'Institut de recherche en santé et en sécurité du travail du Québec (IRSST) est un organisme de recherche scientifique voué à l'identification et à l'élimination à la source des dangers professionnels, et à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes. Financé par la CSST, l'Institut réalise et finance, par subvention ou contrats, des recherches qui visent à réduire les coûts humains et financiers occasionnés par les accidents de travail et les maladies professionnelles.

Pour tout connaître de l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSST, abonnez-vous gratuitement au magazine *Prévention au travail*, publié conjointement par la CSST et l'Institut.

Les résultats des travaux de l'Institut sont présentés dans une série de publications, disponibles sur demande à la Direction des communications.

Il est possible de se procurer le catalogue des publications de l'Institut et de s'abonner à *Prévention au travail* en écrivant à l'adresse au bas de cette page.

ATTENTION

Cette version numérique vous est offerte à titre d'information seulement. Bien que tout ait été mis en œuvre pour préserver la qualité des documents lors du transfert numérique, il se peut que certains caractères aient été omis, altérés ou effacés. Les données contenues dans les tableaux et graphiques doivent être vérifiées à l'aide de la version papier avant utilisation.

Dépôt légal
Bibliothèque nationale du Québec

IRSST - Direction des communications
505, boul. de Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : (514) 288-1 551
Télécopieur: (514) 288-7636
Site internet : www.irsst.qc.ca
© Institut de recherche en santé
et en sécurité du travail du Québec,

**Réduction du bruit
à la source
sur un tamis à pâte**

Jean Nicolas, Alain Berry, Rémi Oddo,
Raymond Panneton, Christian Clavet,
Groupe d'acoustique et vibrations de l'Université de Sherbrooke

**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

RAPPORT

TABLE DES MATIÈRES

1.	SOMMAIRE	
1	Problématique et pertinence du projet	1
	1.1 Au plan de la sécurité au travail.....	1
	1.2 Au plan scientifique.....	1
2	Objectifs.....	1
3	Principaux résultats jusqu'à maintenant.....	1
	3.1 Nouvelles connaissances théoriques.....	1
	3.2 Rayonnement scientifique.....	1
	3.3 Nouvelles connaissances expérimentales	2
	3.4 Retombées technologiques	2
2.	RÉSUMÉ SCIENTIFIQUE	3
3.	RAPPORT FINAL.....	4
1	Rappel des objectifs	4
2	Fonctionnement d'un tamis à pâte.....	5
3	Identification des sources.....	6
	3.1 Étude générale de la machine	6
	3.2 Analyse spectrale	7
	3.3 Étude paramétrique.....	8
	3.4 Conclusion	10
4	Simulation analytique	10
	4.1 But de la simulation	10
	4.2 Méthode générale.....	11
	4.3 Modèle vibratoire.....	12
	4.4 Modèle acoustique	14
	4.5 Excitation par une force tournante.....	15
	4.6 Application au cas des classeurs sous pression	19
	4.7 Ajout de raidisseurs sur le tamis	21
	4.8 Conclusion	22
5	Détermination des chemins de transfert.....	22
	5.1 But.....	22
	5.2 Méthode	23
	5.3 Résultats.....	24
6	Recherche de solutions	25
	6.1 Contexte.....	25
	6.2 Réduction à la source	25
	6.3 Réduction sur les chemins de transmission	28
	6.4 Réduction sur le rayonnement de la coque externe	29
7	Conclusion	31
	7.1 Aspect théorique	31
	7.2 Aspect technologique.....	31

4. ANNEXES

- 1 Moteur TEFC et valves d'alimentation du tamis à pâte de Hooper
- 2 Comportement vibroacoustique d'une coque cylindrique mince soumise à des forces tournant à vitesse constante sur sa circonférence
- 3 Contacts avec l'industrie

1. SOMMAIRE

1 PROBLÉMATIQUE ET PERTINENCE DU PROJET

1.1 Au plan de la sécurité au travail:

Le secteur industriel des pâtes et papiers n'a pas encore fait l'objet de recherches approfondies au niveau de la réduction du bruit à la source. Le procédé de tamisage sous pression, commun aux industries du Québec, soumet les travailleurs à des niveaux de bruit de 92 à 98 dB(A). Une augmentation de 4 à 6 dB(A) est à anticiper avec l'évolution technologique actuelle vers des pâtes de consistance plus élevée.

1.2 Au plan scientifique

Parmi les différentes sources identifiées sur la machine, le problème du rayonnement du module de tamisage est très complexe. Il présente deux difficultés majeures:

- i. Excitation de type force tournante sur la structure interne de la machine.
- ii. Propagation solidienne et fluide des efforts mécaniques dans l'appareil.

2 OBJECTIFS

La démarche proposée repose essentiellement sur quatre objectifs:

- a) Identifier les principales sources de la machine
- b) Simuler le comportement vibro-acoustique d'une coque excitée par une force tournante.
- c) Identifier expérimentalement les chemins de propagation de l'énergie dans le module de tamisage
- d) Proposer et évaluer des solutions de réduction du bruit.

Cette étude est effectuée avec le soutien technique d'un manufacturier local, la société **Andritz Sprout Bauer**. Ceci nous permet de nous assurer des éventuelles retombées du projet en matière de transfert technologique vers l'industrie.

3 PRINCIPAUX RÉSULTATS OBTENUS

3.1 Nouvelles connaissances théoriques

- Un nouveau modèle simulant la réponse vibratoire d'une coque sous excitation tournante a été développé.
- Un nouveau modèle pour le rayonnement acoustique des coques cylindriques a été adjoint au précédent.
- Pour la première fois, les travaux font apparaître les concepts de vitesse sous-critique, critique et sur-critique pour une excitation tournante.
- Les phénomènes liés à l'apparition des raies en haute fréquence ont pu être compris et analysés en tenant compte des modulations spatiales de la force tournante.

3.2 Rayonnement scientifique

- Une communication scientifique a été présentée au congrès de la Société Américaine d'Acoustique d'Ottawa en 1993. Elle a valu à Raymond Panneton le prix de la meilleure communication.

- Un article a été soumis au *Journal of the American Society of Acoustics*. en décembre 1994. (Vibration and sound radiation of a cylindrical shell under a circumferentially moving load).
- Cette étude a également fait l'objet de deux présentations aux congrès de l'Association Canadienne d'Acoustique de 1992 et 1994.
- Une présentation et un article sont également soumis pour un congrès de l'ASME en septembre 95: "reducing the noise of pressure pulp screens: theory and application"

3.3 Nouvelles connaissances expérimentales

- Quatre sources principales ont été identifiées, c'est à dire le moteur, les valves, le carter et le module de tamisage. Les solutions pour les trois premières sont classiques et ont déjà fait l'objet d'études.
- L'analyse spectrale a mis en évidence l'apparition de séries de raies en haute fréquence, espacées de quatre fois la vitesse de rotation du rotor. Cette excitation est donc reliée au rotor à quatre pales destiné à nettoyer les ouvertures du tamis.
- Les paniers à fentes sont moins bruyants que les paniers à trous. Cette différence est expliquée par la plus petite taille des ouvertures dans le cas de paniers à fentes.
- Les paniers à trous possédant des profils internes sont silencieux. Ces profils agissent en créant des turbulences devant les trous, ce qui supprime les phénomènes de modulation de la force tournante.
- Le cheminement de l'excitation se fait par voie solidienne.

3.4 Retombées technologiques

- Les solutions potentielles pour les problèmes classiques (moteur électrique, valves, carter de transmission ont été transmises au manufacturier.
- Pour le traitement de l'unité de tamisage elle même, trois types de solutions ont pu être proposées au manufacturier:
 - Réduction à la source:
 - But:* bloquer les phénomènes de modulation de la force tournante responsables du bruit dans la bande de fréquence 1000-3000 Hz.
 - Méthode:* Utiliser des tamis avec des profils internes placés devant les trous afin de créer des turbulences annulant les effets de modulations.
 - Gain:* **23 dB(A)**
 - Action sur les chemins de transfert:
 - but:* Éviter que les vibrations générées sur le panier ne se propagent à la coque externe qui est l'élément rayonnant de la machine.
 - Méthode:* Insérer des éléments anti-vibratiles entre le panier et la coque. Un design spécial tenant compte des contraintes d'exploitation a été proposé au manufacturier.
 - Gain:* **11 dB(A)**
 - Action sur le rayonnement acoustique:
 - but:* Éviter le rayonnement de la coque externe.
 - méthode:* Installer une double coque avec absorbant acoustique entre les parois, permet également de limiter les pertes de chaleur au niveau des classeurs
 - Gain:* **18 dB(A)**

2. RÉSUMÉ SCIENTIFIQUE

Résumé scientifique

Le procédé de tamisage est principalement constitué d'un cylindre perforé au travers duquel la pâte est aspirée par des couteaux en rotation. En principe, il s'agit donc du calcul de la réponse vibratoire et acoustique d'un cylindre excité par une force tournante et d'amplitude variable ce qui représente un défi scientifique nouveau et complexe.

Le nouveau modèle qui a été mis au point inclut une représentation originale de l'excitation dans le domaine fréquentiel. Les fonctions choisies tiennent compte de l'aspect tournant de la force ainsi de son caractère fluctuant dans le domaine spatial. La solution complète et rigoureuse du problème vibroacoustique ainsi posée mène à la mise en évidence d'un nouveau concept, celui des vitesses sous critique, critique ou super critique. Le modèle permet ainsi d'expliquer le pourquoi de la signature fréquentielle très particulière d'un tamis à pâte.

Cette compréhension de la physique des phénomènes, couplée à une analyse expérimentale très poussée des cheminements de transmission des efforts, a conduit à deux types de solutions de contrôle à la source en vue de diminuer notablement la puissance acoustique. L'une constitue à créer localement des turbulences hydrodynamiques lors du passage du rotor devant les trous du tamis, l'autre à découpler la structure interne du tamis de l'enveloppe externe en installant des joints de caoutchouc pour minimiser ainsi les vibrations induites dans l'enveloppe cylindrique externe.

3. RAPPORT FINAL

RAPPORT FINAL

1 RAPPEL DES OBJECTIFS

Le but de cette étude est de réduire le bruit des tamis à pâte à papier. La démarche utilisée s'articule autour de trois tâches:

- Identification des sources.
- Simulation du comportement vibro-acoustique d'un cylindre semi complexe excité par une force tournante.
- Identification de la nature et du cheminement des efforts excitant le cylindre de tamisage en vue de minimiser l'excitation de la structure,
- Proposition et évaluation de techniques de réduction du bruit.

Les retombées escomptées se situent à plusieurs niveaux:

- Point de vue Santé et Sécurité au Travail:

Le secteur industriel des pâtes et papiers est l'un des plus important au Québec. Il n'a pourtant pas encore véritablement fait l'objet de recherches approfondies quand à la réduction du bruit à la source. Le procédé de tamisage sous pression fait parti des éléments bruyants que nous retrouvons dans ce secteur, avec des niveaux de bruit pouvant atteindre 98 dB(A). Les modifications actuellement envisagées sur ce procédé (notamment l'augmentation de la consistance de la pâte) vont encore entraîner des hausses de ces niveaux de 4 à 6 dB(A). Il paraît donc important de s'attaquer de front à ce problème afin d'atteindre des niveaux sonores acceptables.

- Point de vue scientifique:

Réalisation d'un modèle analytique permettant la prise en compte d'une force d'excitation tournante sur une coque, ce qui doit nous permettre de mieux comprendre les particularités dues à ce type d'excitation.

Recherche expérimentale sur les chemins de transfert de l'énergie vibratoire.

- Point de vue technologique

Recherche d'un nouveau design de tamis plus silencieux. Afin de s'assurer des retombées du projet, l'ensemble de cette étude est réalisé en coordination avec un fabricant de classeur sous pression opérant à Sherbrooke, la société **Andritz_Sprout-Bauer**.

2 FONCTIONNEMENT D'UN TAMIS A PÂTE

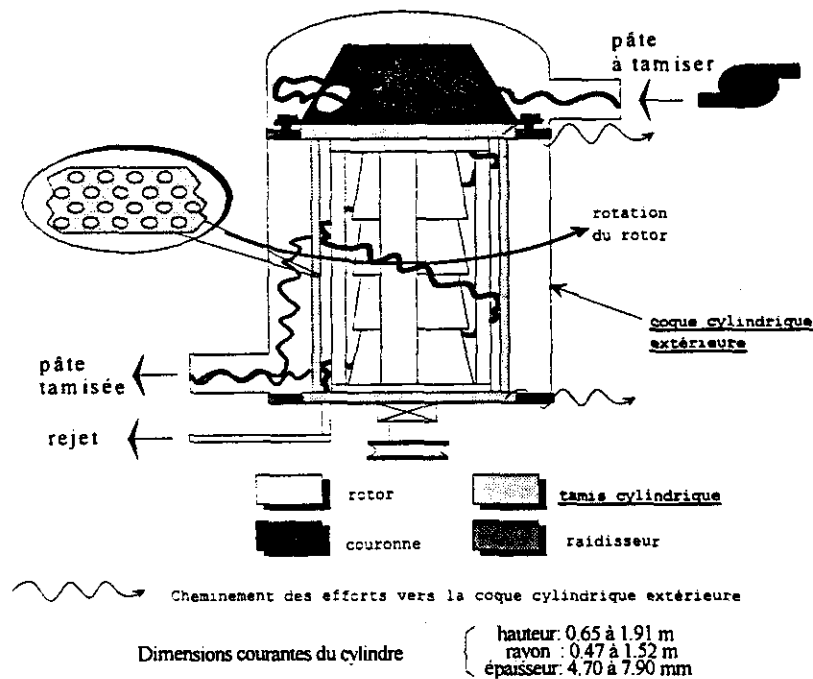


fig. 1 Principe de fonctionnement d'un tamis à pâte à papier.

Les classeurs sous pression sont utilisés lors de différentes phases de la fabrication du papier. Ils possèdent un double rôle :

- épuration des éléments hétérogènes contenus dans la pâte (grains de sables, morceaux de métal, matières plastiques, ...),
- classage de la pâte (opération consistant à éliminer les éléments homogènes de géométrie anormale, c'est à dire les fibres trop longues, les bûchettes, les fragments de noeuds du bois, ...)

Ces deux opérations sont souvent menées conjointement dans le même appareil. Notons que la pâte peut être filtrée à plusieurs reprises lors du processus de fabrication du papier. Notamment, on installe toujours un tamis juste en amont de la machine à papier afin de supprimer les éventuels contaminants introduits en cours de préparation de la pâte.

Dans un classeur sous pression de type centrifuge, la pâte est injectée par le haut de l'appareil. Elle est alors envoyée vers le centre puis au tamis proprement dit à travers lequel elle passe poussée par la pression d'alimentation.

Un rotor muni d'ailettes tourne en regard du tamis (ou panier) afin de déboucher les trous par un effet de succion dû à la dépression créée par les ailettes sur le panier (voir figure 2). La pâte tamisée est récupérée de l'autre côté du tamis tandis que les rejets retombent par gravité et sont récupérés au fond de la partie centrale de la machine. Les caractéristiques techniques de différents classeurs sous pression sont données par l'annexe 1.

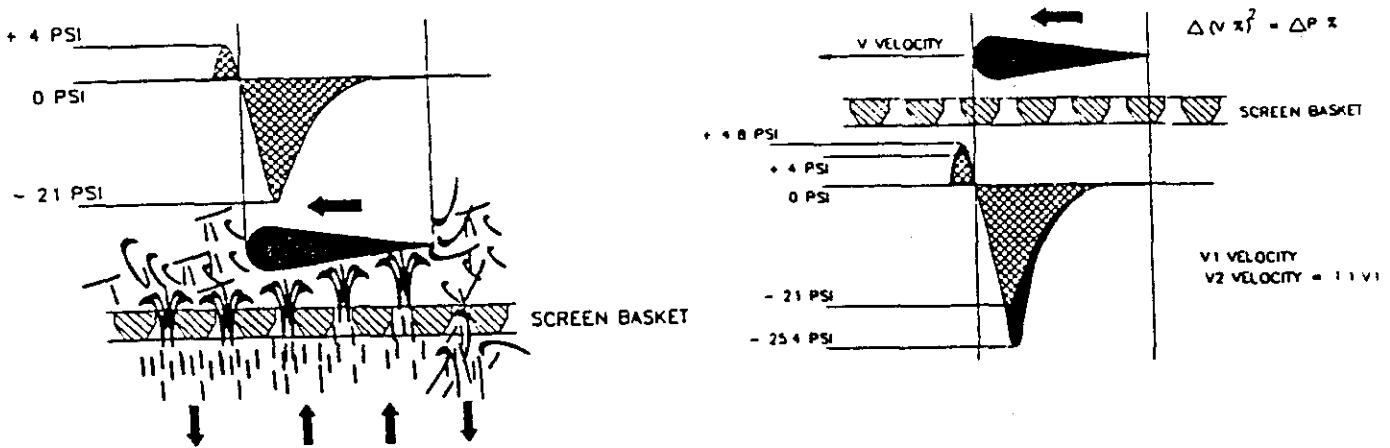


fig.2: allure de la dépression générée par une ailette du rotor

3 IDENTIFICATION DES SOURCES

On cherche ici à déterminer les caractéristiques acoustiques des principales composantes bruyantes de la machine ainsi que les différents paramètres pouvant influencer les niveaux sonores du classeur sous pression.

3.1 Étude générale de la machine:

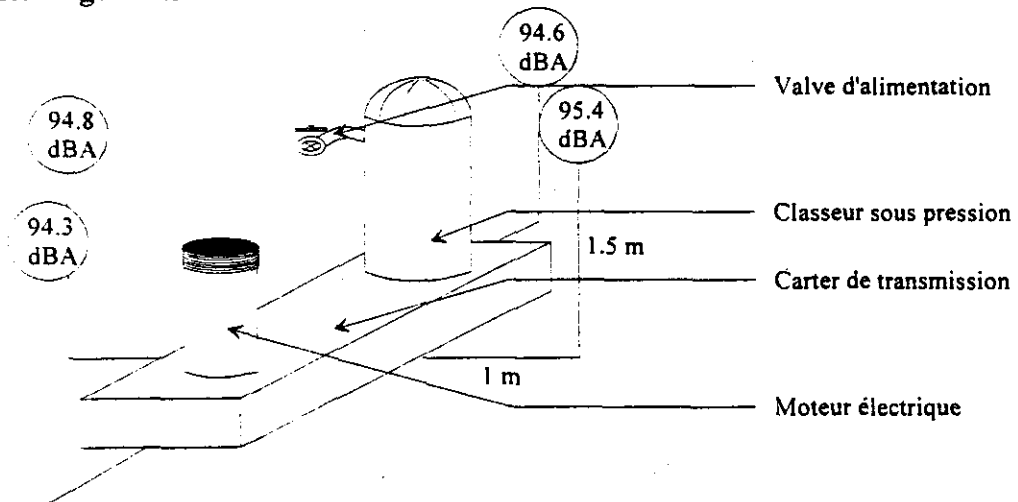


Fig. 3: Principales composantes bruyantes d'un classeur sous pression standard ainsi que les niveaux de pression sonore mesurés autour de l'appareil

La figure 3 nous montre les principales sources de bruits susceptibles de rayonner sur un tamis à pâte, c'est à dire le moteur électrique de l'appareil, les valves d'alimentation en pâte, le carter de transmission ainsi que le corps du tamis proprement dit.

Afin d'analyser de façon précise la contribution de chacun de ces éléments, nous avons effectué pour chacun d'eux des mesures de puissance acoustique par intensimétrie. Notons que cette technique de mesure présente l'avantage de pouvoir évaluer la puissance sonore d'une source acoustique en présence d'autres sources perturbatrices. Les mesures effectuées sur trois type de tamis différents sont résumées sur le tableau suivant:

	Modèle P2 (Prototype HOOPER)	Modèle P3 (prototype HOOPER)	Modèle PSV 2600 (machine HOOPER installée en usine)
moteur	92.3 dB(A)	92.3 dB(A)	96.8 dB(A)
carter de transmission	79.3 dB(A)	82.6 dB(A)	94.0 dB(A)
bloc tamis	76.3 dB(A)	85.3 dB(A)	92.3 dB(A)
tuyauterie	ND	ND	97.7 dB(A)
TOTAL	92.6 dB(A)	93.5 dB(A)	102.5 dB(A)

Tableau 1: Niveau de puissance acoustique des différents éléments

On constate ici que les quatre sources de bruit importantes ont des niveaux de puissance acoustique relativement élevés qui engendrent des niveaux de pression sonore dépassant les normes. Ces niveaux de puissance étant relativement voisins, il est nécessaire de traiter chacune des sources pour obtenir une diminution significative du niveau de bruit global.

3.2 Analyse spectrale:

D'une façon générale le spectre d'un tamis à pâte peut se décomposer en deux parties distinctes (fig. 4). En basse fréquence, il est composé de séries de raies sur les harmoniques de la fréquence d'alimentation électrique. On associe à ces raies les composantes du bruit provenant essentiellement du moteur d'entraînement de la machine ainsi et de son ventilateur. En haute fréquence, on remarque la présence de raies espacées de quatre fois la fréquence correspondant à la vitesse de rotation du rotor. Le rotor utilisé lors de nos essais étant un rotor à quatre pales, on lui associe cet effet en haute fréquence. C'est notamment pour ceci que nous allons étudier le comportement vibroacoustique d'un cylindre excité par une force tournante.

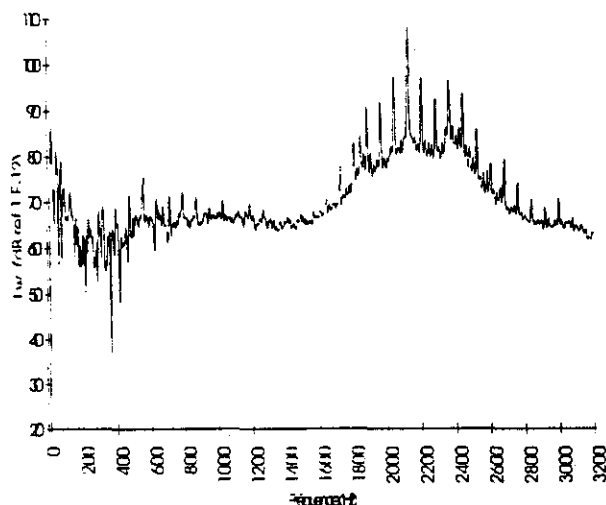


fig. spectre sonore caractéristique d'un classeur sous pression

3.3 Étude paramétrique

Les paramètres testés dans l'étude portent sur la vitesse de rotation du rotor, sur le type de paniers utilisés ainsi que sur la consistance de la pâte.

- Vitesse de rotation du rotor

Les mesures effectuées pour différentes vitesses de rotation du rotor confirment l'analyse précédente. On voit en effet sur la figure 4 que plus la vitesse est importante plus le second paquet de raie se trouve reporté en haute fréquence. L'écart entre chaque raie correspond toujours à 4 fois la fréquence de rotation du rotor.

- Type de panier (ou tamis)

Les paniers utilisés dans les classeurs sous pression se divisent selon deux familles:

- Paniers à trous (diamètres variant habituellement de 60" à 100")
- Paniers à fente (largeur de fentes variant de 10" à 30 ")

Les mesures de puissance effectuées avec un panier à trous nous montrent qu'il est nettement plus bruyant qu'un panier à fente (81 dB(A) pour le panier à trous et 72 dB(A) pour le panier à fentes). L'analyse spectrale effectuée nous montre que la différence porte essentiellement sur les niveaux en haute fréquence. En effet, on remarque sur les spectres de la figure 5 que seul le tamis à trous engendre les séries de raies sur les harmoniques de la vitesse de rotation du rotor. Il semble donc que les phénomènes reliés à l'excitation haute fréquence dépendent des caractéristiques mécaniques du tamis ou encore de la taille des ouvertures.

- Consistance de la pâte

La consistance de la pâte est le paramètre qui permet de mesurer le pourcentage de fibres de bois dans la pâte à papier. Les essais pour différentes consistances nous montrent que les niveaux sonores augmentent avec cette consistance (fig. 6). L'étude des spectres acoustiques correspondant nous montre que cette augmentation se fait essentiellement en haute fréquence et qu'elle ne porte que sur la partie du spectre identifiée comme provenant d'une excitation de la coque du tamis par la force tournante générée par le rotor. Cette augmentation peut être mise sur le compte d'efforts plus importants générés sur le tamis lorsque le pourcentage de fibres dans la pâte augmente.

Notons que paradoxalement, les effets en haute fréquence sont maximums lorsque le tamis est en eau, c'est à dire pour une consistance égale à zéro % (fig. 6). Nous expliquons ce phénomène par le fait que les fibres apportent une certaine compressibilité au liquide, ce qui atténue les effets mécaniques de la dépression générée par le rotor.

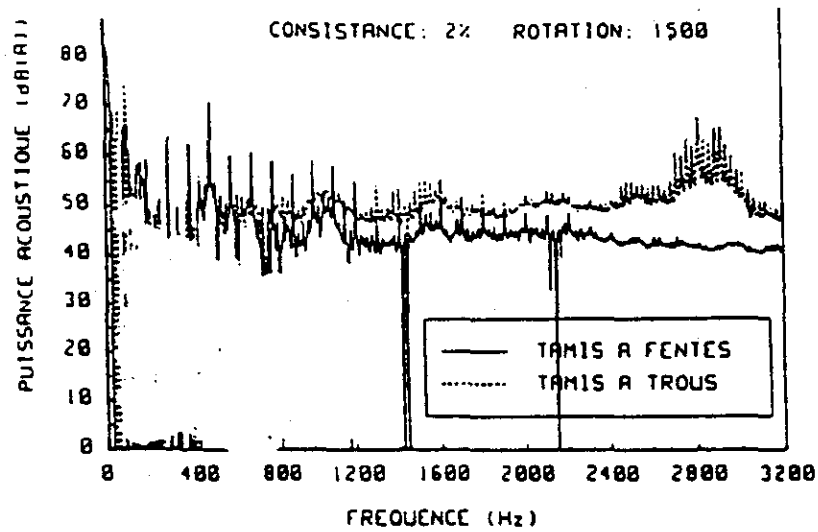
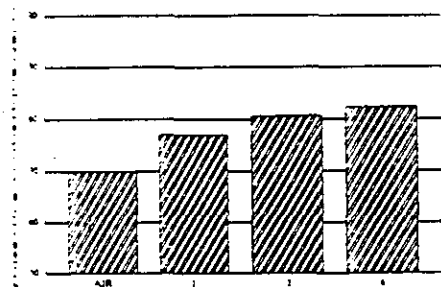
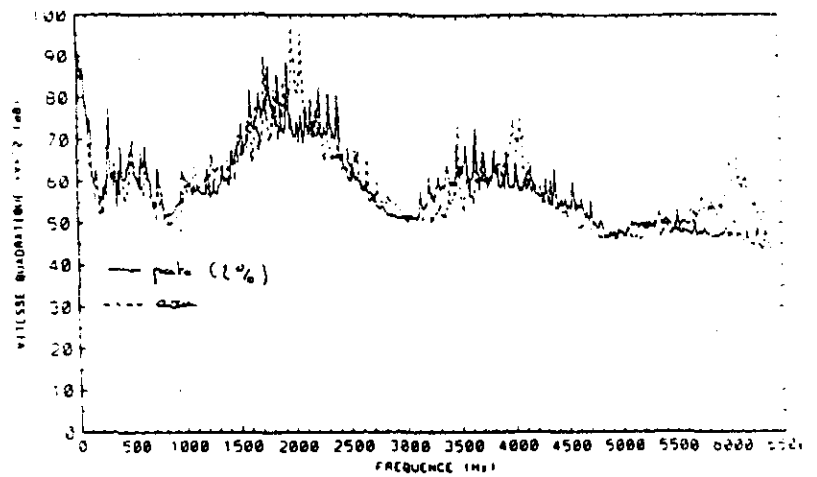


fig. 5 niveaux de puissance acoustiques mesurés pour un tamis à fente et un tamis à trous



Puissance acoustique vs consistance



niveaux de puissance globale mesurée pour différentes consistances de pâte

spectres vibratoires mesurés sur la coque pour le tamis en eau ou avec de la pâte (consistance 2%)

fig. 6: effets de la consistance de la pâte

3.4 Conclusion

Cette première partie de l'étude nous a permis de mieux comprendre les phénomènes liés au bruit généré par les classeurs sous pressions. En résumé, nous pouvons dire que:

- Les 4 sources principales responsables du bruit rayonné sont:
 - le moteur,
 - les valves d'alimentation en pâte de la machine,
 - le carter de transmission,
 - le corps du tamis lui même.

Si pour les trois premières sources il existe des solutions classiques du type de celles citées en annexe 1, le cas du corps du tamis est beaucoup complexe.

- Les raies apparaissant en haute fréquence proviennent de l'excitation du panier de l'appareil par une force tournante générée par le rotor. Les paramètres influents sur ce phénomène sont:
 - la vitesse de rotation du rotor,
 - la consistance de la pâte à papier,
 - le type de tamis (fentes versus trous, taille des ouvertures, etc.).

Ces raies constituent le problème majeur lié au bruit des classeurs de pâte à papier. La suite de ce rapport aura pour but de mieux comprendre les phénomènes physiques liés à ce problème.

4 SIMULATION ANALYTIQUE

4.1 But de la simulation

Le problème ici est de comprendre les phénomènes vibroacoustiques liés à l'excitation du tamis par la force tournante générée par les pales de rotor. Nous allons donc simuler analytiquement la réponse vibroacoustique d'un cylindre soumis à une force de ce type.

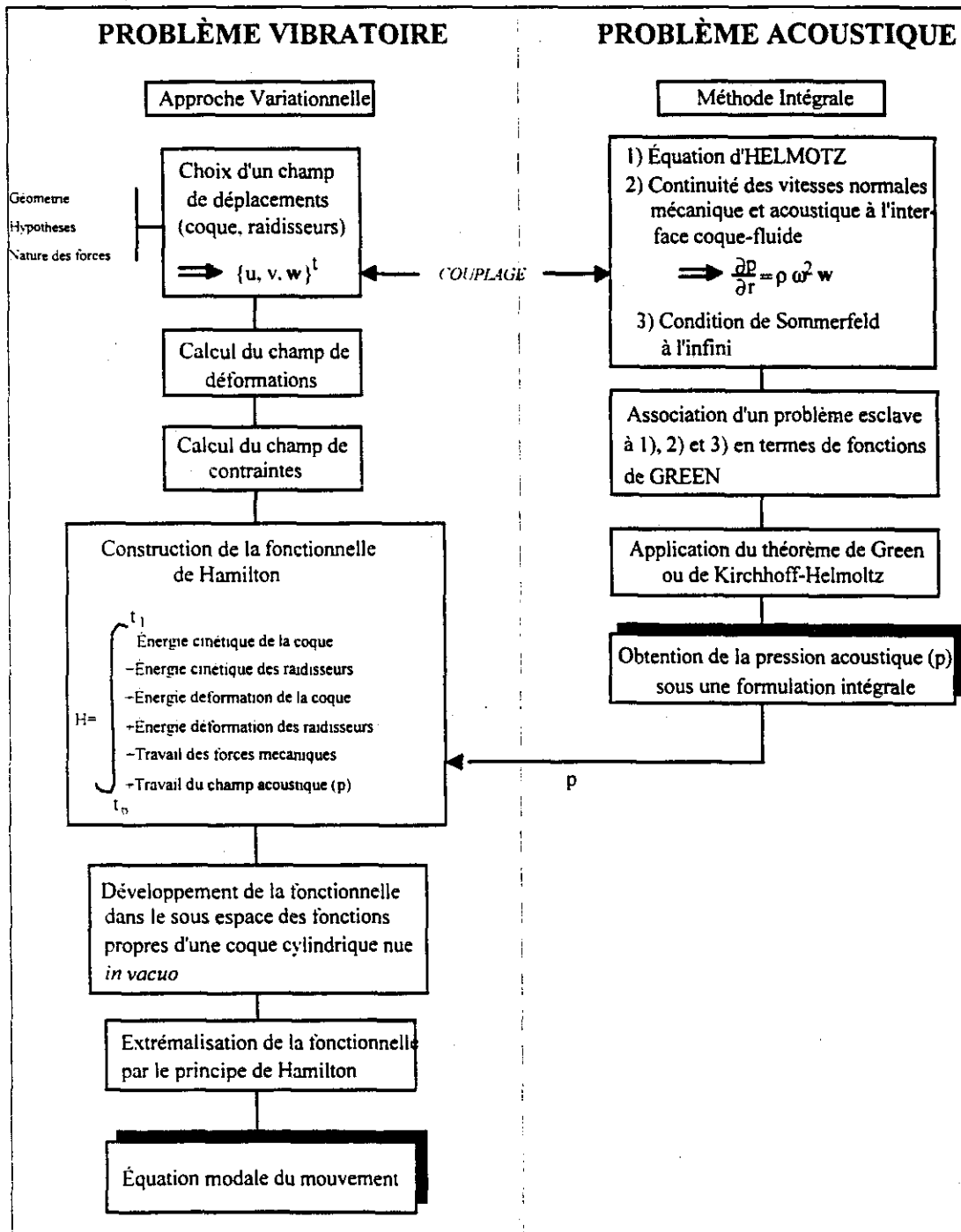
Cette simulation débouche sur la réalisation d'un programme de calcul, le logiciel **RCET** (Rayonnement d'une Coque sous Excitation Tournante).

Les paramètres que nous allons étudier concernent la structure du cylindre (raidi ou non raidi) ainsi que la forme de la force tournante (force étendue spatialement, modulation de l'amplitude de la force tournante selon la circonférence du cylindre, ...).

A partir de ces calculs, nous allons pouvoir interpréter les différents phénomènes physiques liés à l'existence des forces tournantes. Nous chercherons également à appliquer ce modèle au cas particulier des tamis perforés.

4.2 Méthode générale

Le principe décrivant la méthode de simulation que nous avons choisie est décrit par le tableau suivant. La grande originalité de cette étude est la prise en compte de forces tournantes, chose qui n'avait à ce jour jamais été réalisé pour des cylindres.



4.3 Modèle vibratoire

Le problème vibroacoustique exprime le couplage entre deux problèmes:

- 1) le problème vibratoire;
- 2) le problème acoustique.

Dans le premier, on cherche à déterminer la réponse vibratoire de la structure due aux forces excitatrices, et dans le deuxième, on cherche à déterminer le champ acoustique dû à la réponse vibratoire de la structure.

La résolution du problème vibratoire se fait par une approche variationnelle. Cette approche permet de formuler l'équation du mouvement de la structure sous une forme intégrale. Cette formulation intégrale est connue sous le nom de la fonctionnelle de Hamilton. Cette fonctionnelle est l'intégrale entre deux temps arbitraires t_0 et t_1 des énergies relatives à la structure: travail des forces; travail du champ de pression acoustique, énergie cinétique; énergie de déformation. Une fois la fonctionnelle construite, on peut la développer sur le sous ensemble des fonctions propres d'une coque *in vacuo* sur appuis simples. Par la suite on extrémalise la fonctionnelle suivant le principe de Hamilton, ce qui donne une série de systèmes linéaires qui forme l'équation modale du mouvement de la structure.

Le système étudié est composé d'une coque cylindrique circulaire représentée dans un repère cylindrique O' dont l'origine est à l'extrémité gauche du cylindre et sur son axe longitudinal (voir figure 8). Le cylindre est simplement appuyé à ses extrémités et il occupe le domaine $[0, L]$ selon l'axe des x . Il est entre deux baffles cylindriques rigides semi-finis qui occupent le domaine $[-\infty, 0[$ et $]L, \infty]$ selon l'axe des x . L'épaisseur de la coque est constante sur toute sa longueur et circonférence. De plus, le rapport rayon/épaisseur doit être supérieur à 10 (hypothèse de coque mince).

L'ensemble de la structure est immergé dans un milieu extérieur fluide tandis que le milieu intérieur est acoustiquement neutre, c.-à-d. non résonant. Le fluide extérieur peut être léger ou lourd. Le milieu extérieur est considéré infini afin d'utiliser la condition de Sommerfeld à l'infini dans le problème acoustique. De plus, aucune source de bruit se situe dans le milieu extérieur.

La coque cylindrique peut être raidie par un ou plusieurs raidisseurs circonférentiels. Les raidisseurs considérés dans cette étude sont des pièces longues en voiles minces. Leur profil peut être quelconque. Ils peuvent être mis à l'intérieur ou à l'extérieur de la coque. Si plusieurs raidisseurs sont utilisés, ils doivent avoir le même profil et ils peuvent être positionnés à des abscisses x_j quelconques entre 0 et L .

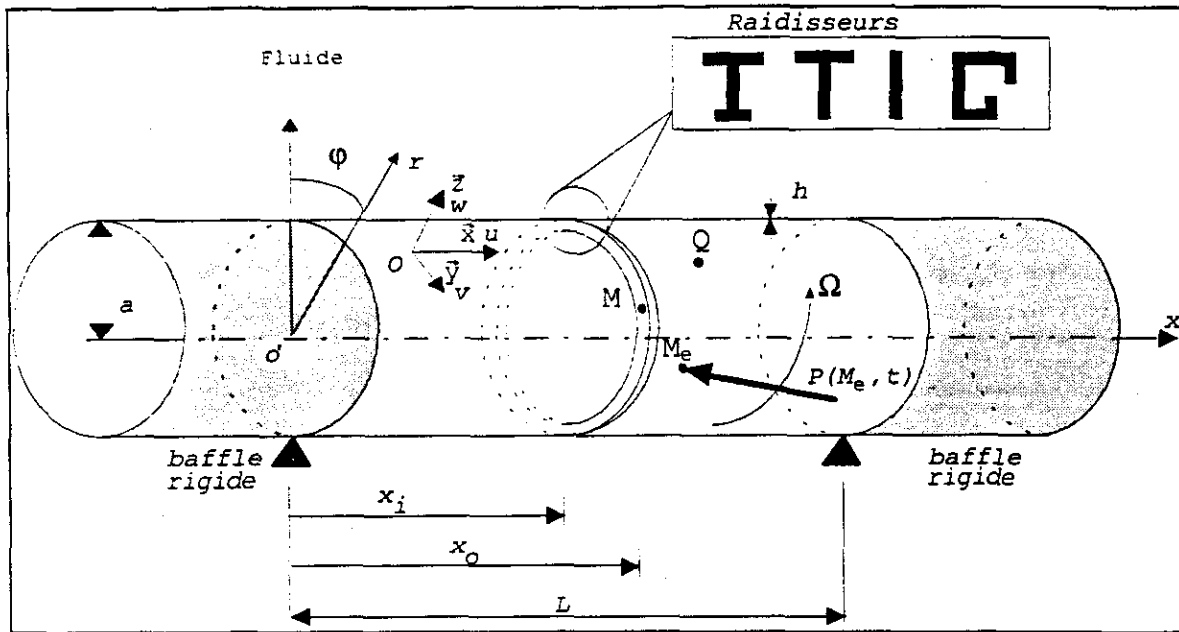


Figure 8 Schéma du système étudié

La fonctionnelle de Hamilton de la structure définie plus haut prend la forme suivante:

$$H = \int_{t_0}^{t_1} \left\{ (T_c - W_c) + \sum_{i=1}^{n_r} (T_r^i - W_r^i) - W_p + W_f \right\} dt, \quad (1)$$

où T_c et W_c sont respectivement les énergies cinétique et de déformation de la coque, T_r et W_r les énergies cinétique et de déformation d'un raidisseur, n_r le nombre de raidisseurs, W_p l'énergie potentielle reliée à la pression pariétale et W_f l'énergie potentielle des forces tournantes.

L'équation 1 est de type modulaire. Chaque module est lié à un élément du système: coque; raidisseur; champ de pression et force. Il est donc avantageux d'utiliser ce type d'approche énergétique dans le but éventuel de complexifier la structure par l'ajout d'éléments tels un matériau amortissant, une pression interne, un fluide interne, etc.. Ainsi, chaque nouveau module se greffera à la fonctionnelle de Hamilton. Le détail des calculs des différentes énergies est donné en annexe 2.

4.4 Modèle acoustique

La résolution du problème acoustique pour le milieu extérieur, nous permet d'obtenir soit la pression acoustique rayonnée dans le milieu fluide extérieur, soit la pression acoustique pariétale. Dans la présente étude, on calcule seulement la pression acoustique pariétale dans la mesure où l'on n'est intéressé à étudier que le comportement global de la structure.

- Calcul de la pression acoustique pariétale:

La pression acoustique pariétale est induite par le déplacement de la surface du cylindre sous l'action d'excitations mécaniques (ex.: forces tournantes). Cette pression acoustique sollicite à son tour un déplacement de la surface du cylindre qui modifie à nouveau la pression acoustique et ainsi de suite. On peut déjà anticiper que son expression mathématique sera lourde. La pression acoustique pariétale est développée dans le cas du problème de rayonnement extérieur avec conditions de Sommerfeld. On utilise la méthode intégrale exploitant les fonctions de Green pour formuler cette pression [3, 6, 7, 9, etc.].

Tous calculs faits, on obtient finalement

$$p_a(Q) = -\rho_0 (N\Omega)^2 \cdot \int_{S_c^0} G(Q, Q_0) \cdot W(Q_0) \cdot dS_c^0 \quad (2)$$

- Calcul de la fonction de Green:

Le calcul de la fonction de Green n'est pas détaillé dans ce travail. En utilisant la fonction de Green classique d'une structure cylindrique avec une dépendance temporelle du type $e^{-jN\Omega t}$ au lieu de $e^{-j\omega t}$ afin de prendre en compte l'excitation par une force tournante, on obtient:

$$G(Q, Q_0) = -\frac{1}{4\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n \cdot \cos(n(\varphi - \varphi_0)) \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \frac{H_n^1\left(\frac{N\Omega a}{c} \sqrt{1 - \left(\frac{k_x c}{N\Omega}\right)^2}\right)}{\frac{N\Omega a}{c} \sqrt{1 - \left(\frac{k_x c}{N\Omega}\right)^2} \cdot H_n^1\left(\frac{N\Omega a}{c} \sqrt{1 - \left(\frac{k_x c}{N\Omega}\right)^2}\right)} e^{jk_x |x - x_0|} dk_x \quad (3)$$

avec

$$\varepsilon_n \equiv \text{facteur de Neumann} = \begin{cases} 2: & n \neq 0 \\ 1: & n = 0 \end{cases}$$

où H_n^1 est la fonction de Hankel de première espèce d'ordre n et $H_n^{1'}$ sa dérivée. On utilise la première espèce compte tenu de la dépendance en $e^{-jN\Omega t}$.

4.5 Excitation par une force tournante

Les forces tournantes sont plus difficiles à formuler mathématiquement que de simples forces stationnaires. De plus, ces forces peuvent être plus ou moins complexes, tout dépendant de leur forme spatiale. Nous présentons ici la forme générale de leur expression mathématique (équation 4) ainsi que quelques cas particuliers qui nous seront utiles dans la suite de l'étude. Ainsi, dans le cas où il y a β forces tournantes équidistantes, l'expression de la i^{e} charge peut s'écrire:

$$p_i(M_e, t) = C_i f_i(x) f_i(\varphi, t) \cdot \left[u(x - x_o) - u(x - (x_o + \Delta x)) \right] \cdot \left[u\left(\varphi - \left(\Omega t + \frac{2\pi}{\beta}(i-1) - \frac{\Delta\varphi}{2}\right)\right) - u\left(\varphi - \left(\Omega t + \frac{2\pi}{\beta}(i-1) + \frac{\Delta\varphi}{2}\right)\right) \right], \quad (4)$$

où les fonctions u représentent des fonctions unitaires d'Heaviside, $f_i(x, t)$ et $f_i(\varphi, t)$ sont les fonctions de forme de la charge selon les axes x et φ respectivement, et C_i est le paramètre d'amplitude.

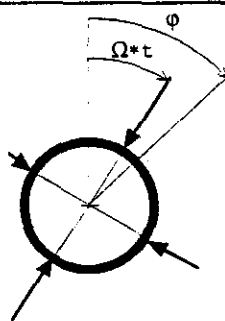
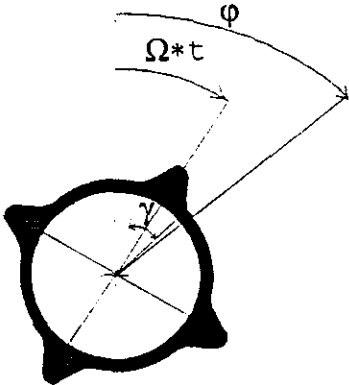
	PROFIL DES FORCES	DESCRIPTION DES FORCES	FONCTIONS ASSOCIÉES
CAS 1		1/ β forces ponctuelles équidistantes 2/ Amplitudes identiques ou non (P_i)	$f(x)=1$ $f(\varphi, t)=1$ $P_i(M_e, t)=P_i$ $\Delta x \rightarrow 0$ $\Delta\varphi \rightarrow 0$ <i>i</i> : représente la i^{e} force
CAS 2		1/ β forces sinusoïdales équidistantes 2/ Amplitudes identiques ou non (P_i)	$f(x)=1$ $f_i(\varphi, t) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos\left(\frac{2\pi}{\gamma}\left(\varphi - \frac{2\pi}{\beta}(i-1) - \Omega t\right)\right)$ $P_i(M_e, t)=P_i$ $\Delta\varphi \rightarrow 0 \forall$ $\Delta\varphi \rightarrow 0$ <i>i</i> : représente la i^{e} force

Tableau 2: forme des forces tournantes étudiées

i) *Force tournante ponctuelle:*

Pour une force tournante seule et non modulée, le spectre de réponse acoustique ou vibratoire d'une coque cylindrique est composé d'une série de raies situées sur les harmoniques de la vitesse de rotation Ω . À la vitesse Ω correspond une droite d'équation $f_n = N\Omega$, traduisant le fait que la **Nième harmonique de la vitesse de rotation n'excite que le nième ordre circonférentiel**. Trois cas sont à envisager en fonction de Ω . La figure 9 montre les droites d'excitation pour chacun des Ω ainsi que les courbes de fréquence propres pour chaque ordre longitudinal m en fonction des ordres circonférentiels n .

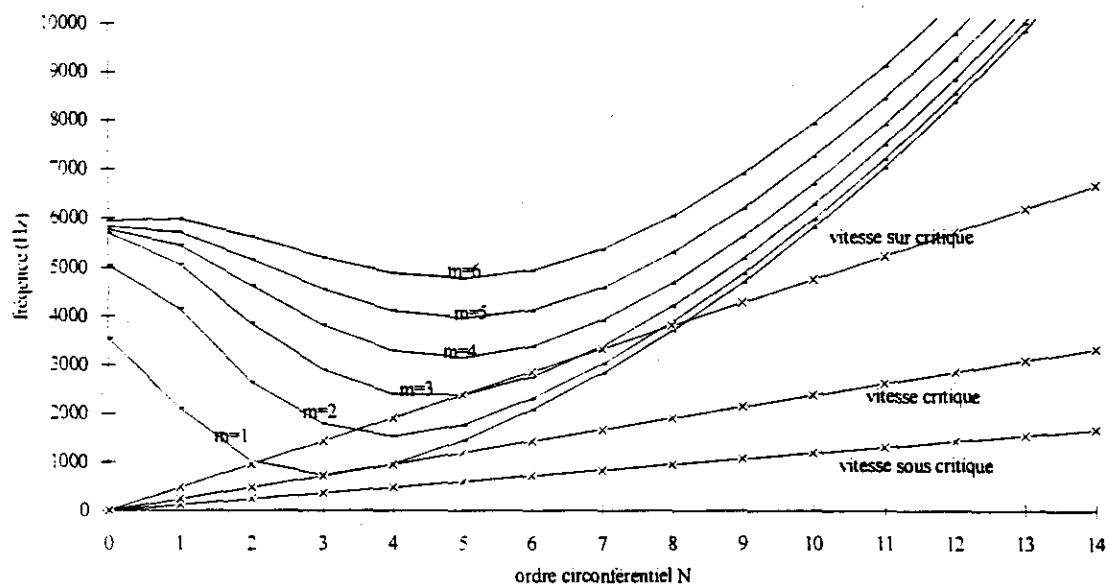


fig. 9: Fréquences propres et droites d'excitation pour trois vitesses de rotation correspondant à $W=119, 238$ et 476 Hz en fonction des ordres circonférentiel.

L'amplitude de la réponse de la structure à une excitation tournante dépend de l'éloignement de la droite d'excitation avec les courbes de fréquences propres.

- Cas d'une vitesse sous critique (*droite d'excitation sous tangente aux courbes de fréquence propre*)
Les niveaux vibratoires sont faibles, avec un maximum situé pour l'harmonique de la vitesse de rotation dont la fréquence correspond à la plus basse fréquence propre du cylindre.
- Cas d'une vitesse critique (*droite d'excitation tangente aux courbes de fréquence propre*)
L'allure générale de la réponse est similaire à celle d'une vitesse sous critique, mais avec des niveaux nettement plus élevés. Là aussi, le maximum est situé pour l'harmonique de la vitesse de rotation dont la fréquence est égale à la plus basse fréquence propre du cylindre.
- Cas d'une vitesse sur critique (*droite d'excitation coupant les courbes de fréquence propre*)
La bande de fréquence excitée est beaucoup plus large. Les maximums interviennent lorsqu'il y a correspondance entre une fréquence propre et l'un des harmoniques de la vitesse de rotation.

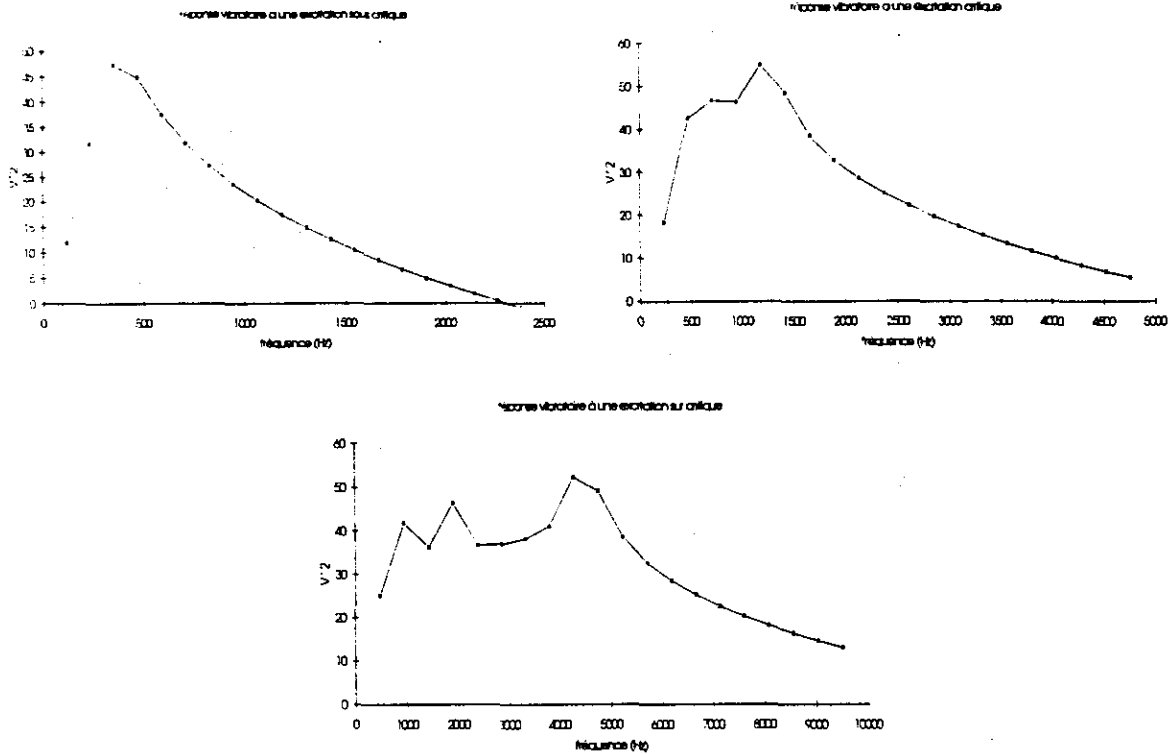


fig. 10: Niveaux de vitesse quadratiques calculés dans les cas d'excitations sous critique ($\Omega=119$ Hz), critique ($\Omega=238$ Hz) et sur-critique ($\Omega=476$ Hz)

Nous avons vu qu'il existait une fréquence critique vibratoire à partir de laquelle la réponse de la structure augmentait considérablement. L'autre paramètre original qui a été mis en valeur concerne l'existence d'une vitesse critique pour le rayonnement de la coque. En effet, il a été montré que le facteur de rayonnement augmentait considérablement les longueurs d'ondes générées dans la coque était supérieures aux longueurs d'ondes acoustiques. Ainsi, pour un ordre circonférentiel n , le rayonnement acoustique sera important si:

$$\omega > \frac{n C_0}{a} \quad 5$$

avec C_0 : célérité du son dans l'air,
 a : rayon de la coque.

Nous avons vu précédemment que le n ème ordre circonférentiel n'était excité que par le n ème harmonique de la vitesse de rotation Ω . L'équation précédente peut alors s'écrire telle que:

$$\Omega > \frac{C_0}{a} \quad 6$$

Le rapport C_0/a définit donc la vitesse critique de rayonnement. Cette vitesse critique ne dépend que de la célérité du son dans l'air et du rayon du cylindre. Elle correspond à un phénomène de coïncidence spatiale entre les ondes acoustiques et les ondes mécaniques dans le cylindre.

ii) β forces tournantes:

Pour β forces tournantes, les raies sont réparties uniquement sur les bièmes harmoniques de la vitesse de rotation. Leur niveau est supérieur de $20 \cdot \log(\beta)$ au niveau calculé sur la même harmonique pour une seule force.

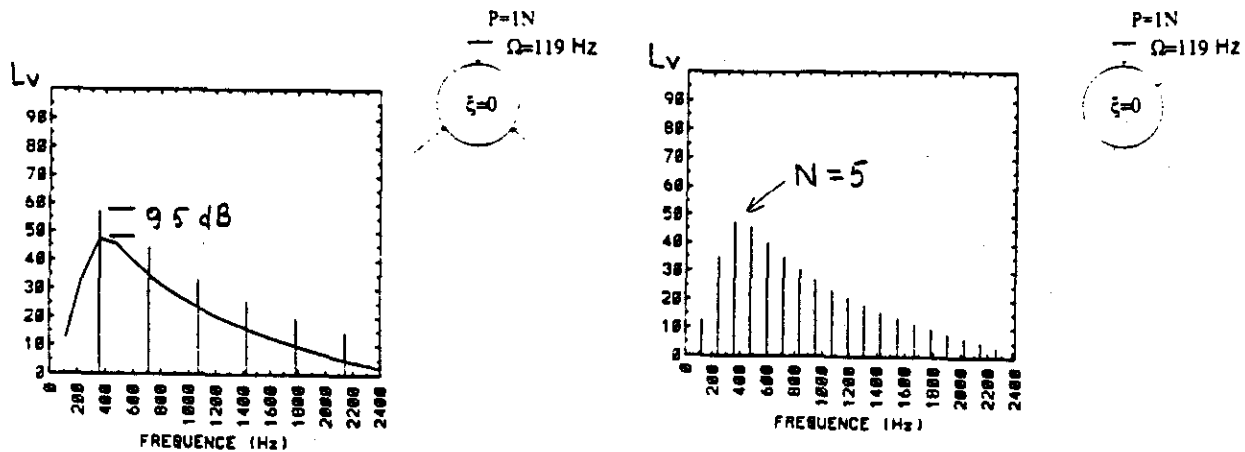


fig. 11: Réponse vibratoire du cylindre en fonction du nombre de forces tournantes.

iii) Force tournante modulée en amplitude selon la circonférence du cylindre

La modulation de l'amplitude de la force selon la circonférence du cylindre est le paramètre le plus sensible. On a alors trois droites d'excitation d'équations $(N+\xi)\Omega$, $N\Omega$ et $(N-\xi)\Omega$ (ξ étant le nombre de modulations selon la circonférence). On voit alors apparaître un paquet de raies supplémentaire centré sur la ξ ème harmonique. Sa largeur dépend du nombre d'ordres circonférentiels excités, déterminés par rapport à la projection horizontale sur les courbes de fréquences propres du point de la droite $(N+\xi)\Omega$ correspondant à la ξ ème harmonique (voir figure 12).

Pour des nombres de modulation suffisamment importants, la réponse de la structure fait apparaître deux zones distinctes (fig.13). En basse fréquence nous avons un premier paquet de raies similaire à celui obtenu pour une force non modulée. Dans le cas d'une excitation sous critique, son niveau sera donc relativement faible.

Le deuxième paquet centré sur la ξ ème harmonique fait apparaître des niveaux nettement plus élevés. Dans le cas d'une excitation fortement sous-critique et pour de grands nombres de modulations, ce paquet montre un minimum au centre, qui correspond à l'excitation du mode d'ordre zéro. Les maximums apparaissant de part et d'autre de cette harmonique sont dus à l'excitation d'ordres circonférentiels plus élevés dont les fréquences propres sont moins éloignées des droites d'excitation. Dans le cas toujours fortement sous-critique avec un nombre de modulations relativement faible, les deux paquets de raies se superposent mais les mêmes constatations peuvent être faites.

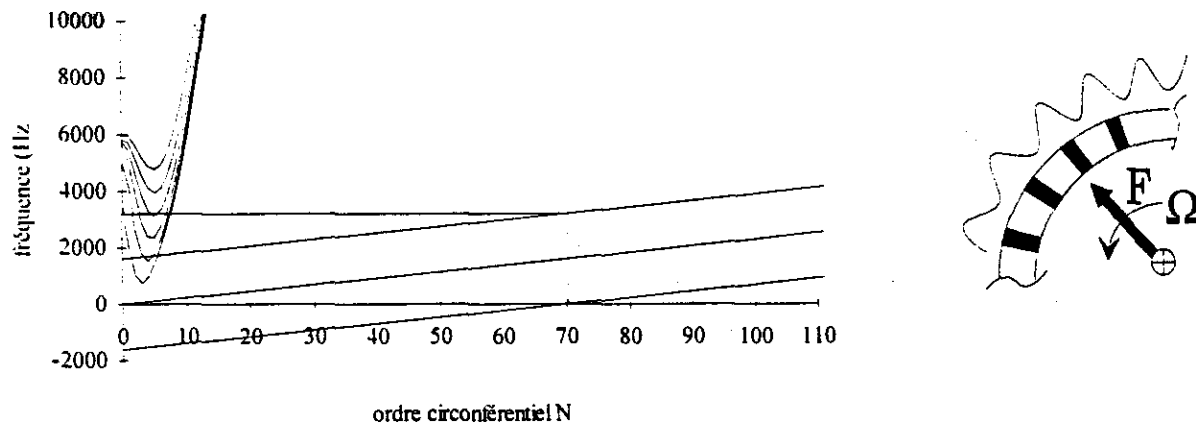


Fig. 12: courbes de fréquences propres et droites d'excitation dans le cas d'une excitation sous critique (ω tel que $f=23$ Hz) et d'un nombre de modulations $x=70$

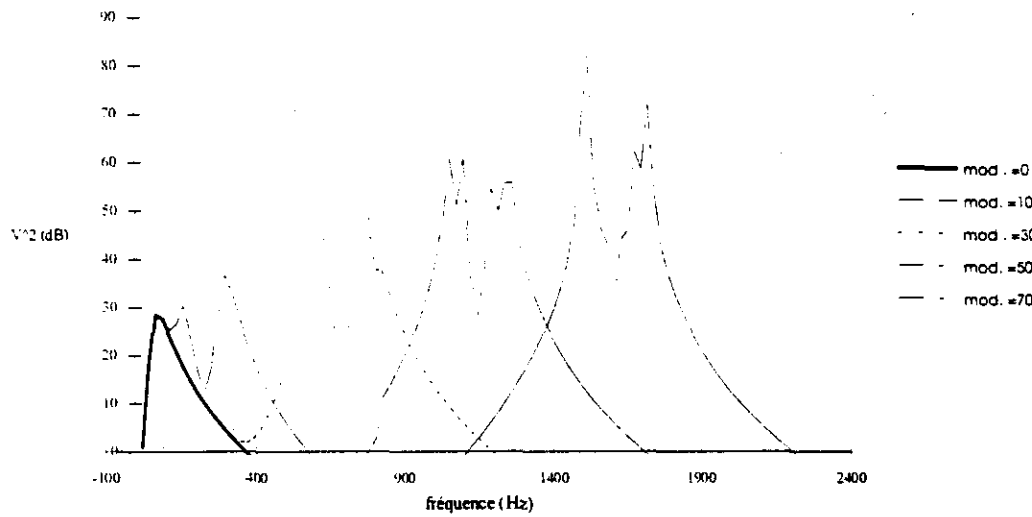


fig. 13: influence du nombre de modulations selon la circonférence (coque du tamis PSV 2100 non raidie. $f=23$ Hz).

4.6 Application au cas des classeurs sous pression

Les pales du rotor du classeur créent une dépression qui excite le panier. Celui-ci est donc excité par une force tournante dont l'amplitude est modulée selon la circonférence. Cette modulation est due à la présence des trous le long de la circonférence du panier.

Pour un classeur de type PSV 2100, le nombre de modulations selon une circonférence est compris entre 150 et 200. Ceci implique d'effectuer le calcul sur un nombre d'harmoniques de la vitesse de rotation supérieur à 250. Le nombre d'ordres circonférentiel à prendre en compte est donc lui aussi supérieur à 250. Afin de pouvoir monter en fréquence, il est également nécessaire de prendre un grand nombre d'ordres longitudinaux (ici, 50 ordres sont nécessaires)

Afin d'éviter de manipuler des matrices de très grosse taille, on profite du fait que chaque harmonique de la vitesse de rotation n'excite que trois ordres circonférentiels. On réduit donc la taille des systèmes à résoudre de (250×50) à (3×50) . Ceci permet d'une part d'augmenter très fortement les capacités de calcul du programme et d'autre part de réduire de façon très significative les temps de calculs.

Les résultats de calcul sont donnés figure 14. Ils montrent de façon claire l'apparition des raies en haute fréquence. L'allure de la courbe ainsi calculée est très similaire aux résultats de mesures obtenus sur un classeur sous pression.

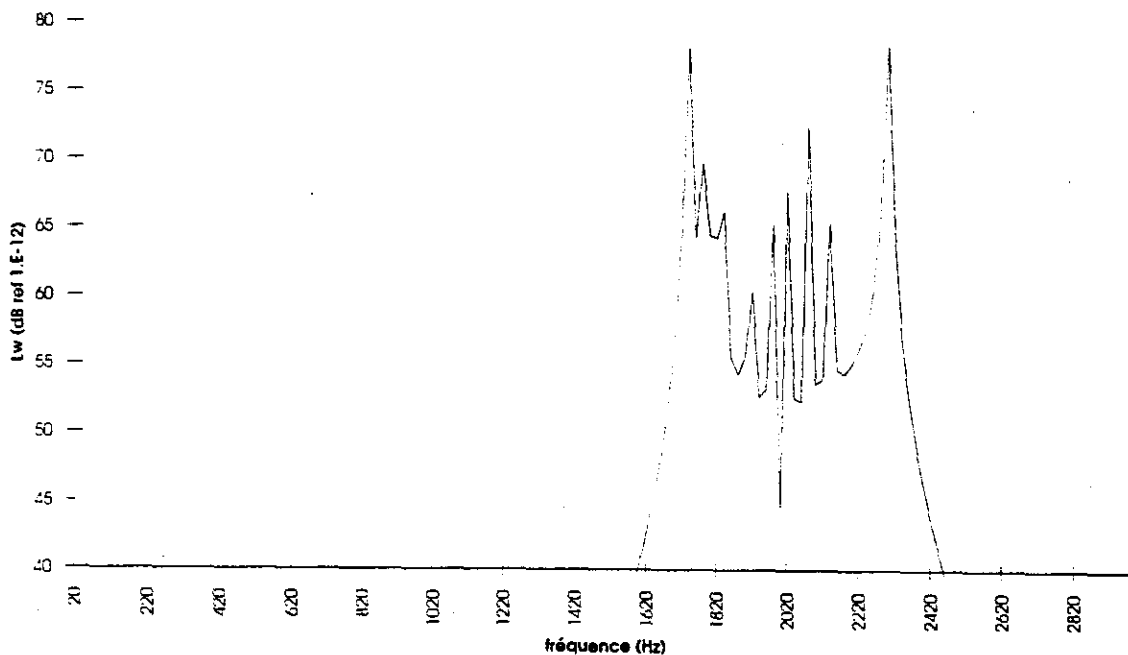


fig. 14: puissance acoustique calculée pour un panier de classeur PSV 2100 (150 modulations)

Cette similitude entre les résultats de calcul et les résultats de mesure montre de façon claire que les raies en haute fréquence sont directement liées aux phénomènes de modulation de la force tournante dus à la présence des trous sur le panier.

4.7 Ajout de raidisseurs sur le tamis

Certains tamis possèdent une série de raidisseurs circonférentiels. Afin d'évaluer l'efficacité acoustique de ce type de structures, nous avons simulé à l'aide de RCET le comportement vibro-acoustique d'un panier raidi.

L'ajout de raidisseurs s'effectue en rajoutant les termes d'énergie potentielle et d'énergie cinétique au Hamiltonien du système sans raidisseur. Ces termes sont détaillés en annexe 3.

On présente fig. 15 les résultats de calcul de vitesse quadratique dans le cas d'un tamis muni de trois raidisseurs circonférentiels.

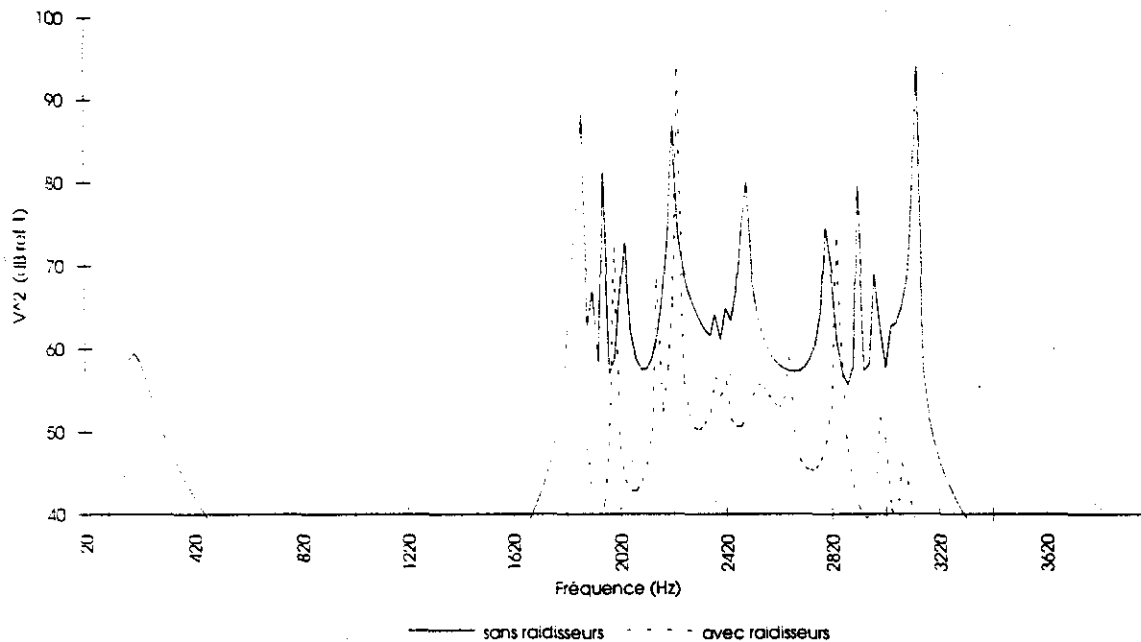


fig. 15: vitesse quadratique avec et sans raidisseurs

L'analyse des résultats nous permet de constater deux phénomènes:

- *La bande de fréquence excitée dans le cas d'un cylindre raidi est moins large:*

Ce phénomène s'explique par le fait que le raidissement du tamis entraîne une augmentation des fréquences propres du cylindre qui fait que le nombre de modes excités est plus faible.

- *Les niveaux sur les pics peuvent être plus importants dans le cas de tamis raidis.*

Le fait de raidir le tamis entraîne un déplacement des fréquences propres de la structure. Le fait d'avoir un grand nombre de modulations entraîne forcément l'existence de raies à haute fréquence. Si la projection de l'une des droites d'excitation sur la courbe des fréquences propres correspond à un mode, la réponse sera très importante.

Ces calculs montrent que le fait de raidir le tamis n'est pas une solution viable. En effet, si on peut diminuer la largeur de la bande de fréquence excitée en haute fréquence, on risque toujours de retrouver les phénomènes de coïncidence entre les harmoniques élevés de la vitesse de rotation et certaines fréquences propres.

4.8 Conclusion

Cette étude a permis de mettre en valeur pour la première fois un certain nombre de phénomènes théoriques liés à l'excitation d'un cylindre par une force tournante:

- Le spectre d'excitation d'une force tournante est composé d'une série de raies sur les harmoniques de la vitesse de rotation.
- Le nième harmonique de la vitesse de rotation va exciter le nième ordre circonférentiel du cylindre.
- Il existe une vitesse de rotation critique au dessus de laquelle la réponse vibratoire du cylindre devient importante.
- La vitesse critique est également définie pour le rayonnement. Cette vitesse ne dépend que du rayon du cylindre et de la célérité du son dans l'air.

Outre son intérêt purement scientifique, le modèle analytique utilisé ici nous a permis de mettre en valeur et de comprendre les phénomènes liés au « cillement » caractéristique des tamis à pâte. **Ainsi, les raies apparaissant en haute fréquence pour certain types de tamis sont dues à une modulation en amplitude de la force tournante générée par les pales du rotor lorsqu'elle passent en regard des trous du tamis.**

5 DÉTERMINATION DES CHEMINS DE TRANSFERT

5.1 But

La principale source de bruit est due à l'excitation du tamis par les forces tournantes générées par le rotor. Les vibrations ainsi générées sur le tamis sont transmises à la coque externe qui va elle même rayonner vers l'extérieur (fig. 16).

Il existe un couplage fort entre le tamis et le milieu interne constitué de pâte à papier. Deux chemins de transfert sont donc possibles:

- transmission solidienne
- transmission acoustique par l'intermédiaire de la pâte à papier.

La connaissance de l'importance relative de chacun de ces chemins nous sera d'une grande utilité afin d'étudier les différentes possibilités de réduction du bruit sur le classeur.

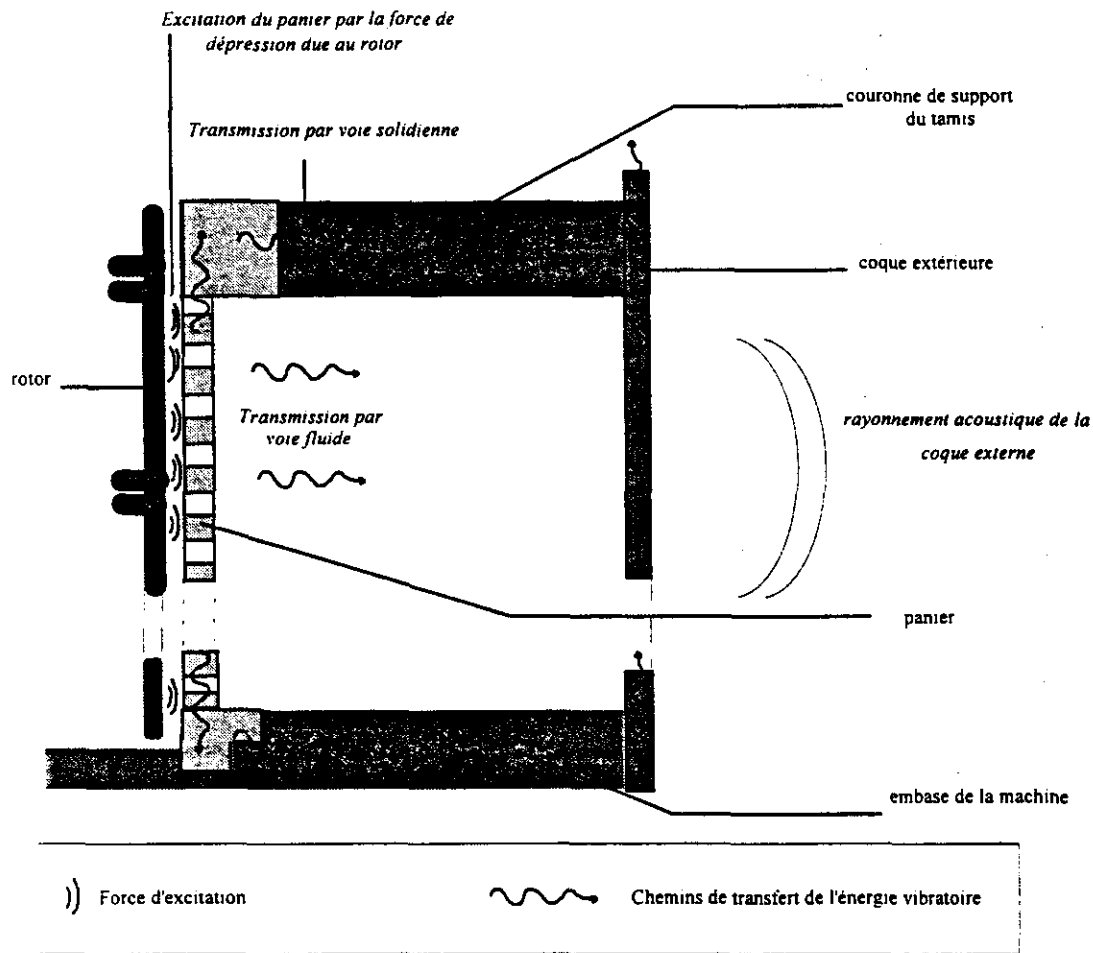


fig. 16: principe de rayonnement du tamis à pâte

5.2 Méthode

Afin de déterminer l'importance respective des deux types de cheminement, nous avons mené plusieurs expérimentations consistant à supprimer l'un des deux chemins de transfert. Pour des raisons pratiques, nous avons opté pour la suppression de la transmission solidienne.

Dans un classeur sous pression classique, le tamis est maintenu latéralement par deux dispositifs:

- Couronne de maintien supérieure dans laquelle le tamis s'emboîte en force.
- Rainure maintenant la base du tamis.

Afin d'assurer un parfait positionnement du tamis, il est maintenu en place par un « chapeau » dont le rôle est de bloquer les mouvements verticaux. Ce chapeau sert également à empêcher la rotation du tamis.

La transmission solidienne se fait donc uniquement par la base du classeur ainsi que par le chapeau de serrage et la couronne de maintien supérieure. Ce sont donc ces endroits qui doivent être traités.

Le système de découplage choisi consiste en une série de joints toriques en caoutchouc disposés tel qu'indiqué sur la figure 17.

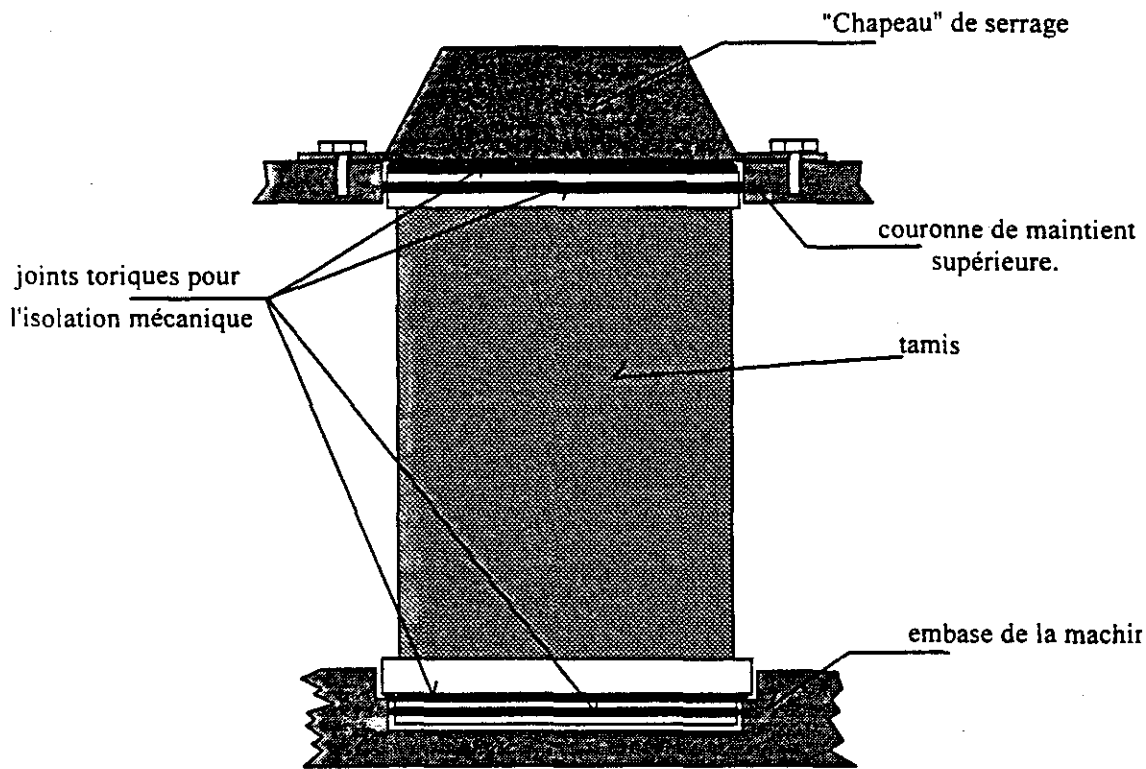


fig. 17: Tamis découplé à l'aide de joints toriques.

Les joints toriques utilisés lors de cet essai sont de type "Buna-N" duro 50. La raideur linéique de ce type de joint est de $1.8 \text{ E}+06 \text{ N/m}$. La fréquence propre du système joint - tamis est de 90 Hz.

Ce système se comporte donc façon pratiquement rigide en basse fréquence (excitation principale du tamis par le rotor à 19 Hz) tout en procurant une bonne atténuation des vibrations en haute fréquence (10 à 20 dB dans la bande de fréquence 1000-3000 Hz).

L'efficacité du système est évaluée à partir de puissance acoustique émise par la machine en comparant les niveaux mesurés avec et sans joint. Afin de s'assurer de la reproductibilité de nos mesures, tous les essais sont effectués avec un tamis en eau. Ceci nous permet d'éviter d'éventuelles fluctuations sur les caractéristiques de la pâte à papier d'une séance d'essai à l'autre.

5.3 Résultats

Le résultat des essais est donné figure 18. On note que l'effet du joint est surtout sensible en haute fréquence. Ce type d'isolation nous permet d'obtenir une atténuation de près de 11 dB(A). Ceci implique que la transmission de l'énergie vibratoire se fait essentiellement par voie solidienne.

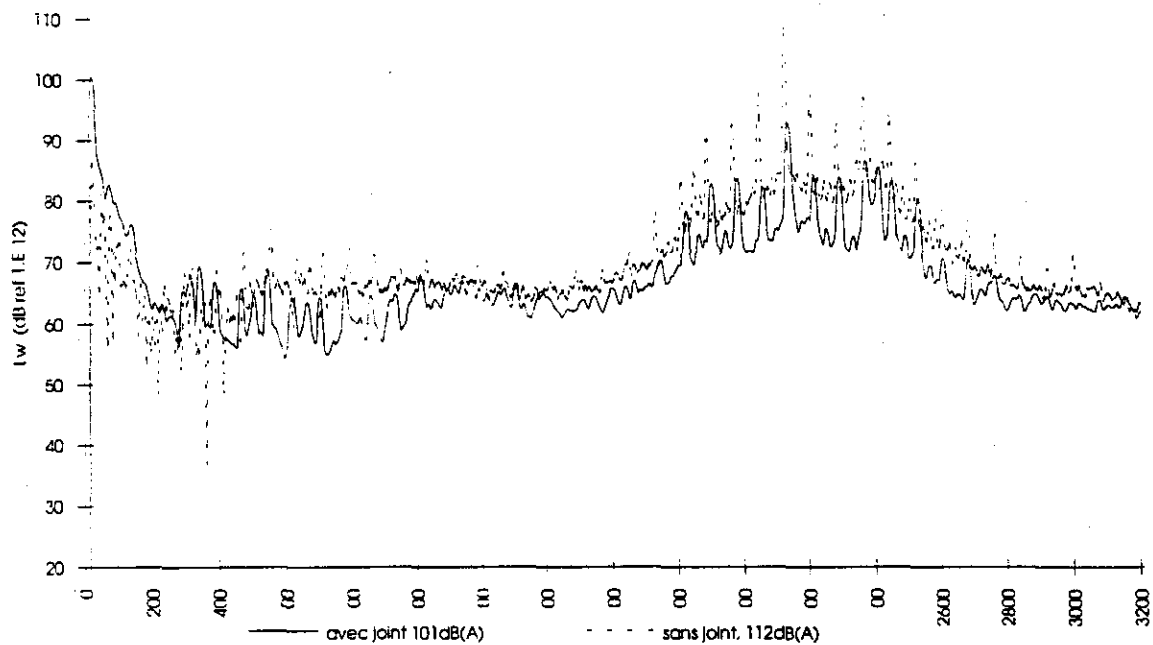


fig. 18: Puissance acoustique mesurée pour le tamis avec et sans joint.

6 RECHERCHE DE SOLUTIONS

6.1 Contexte

Les phases précédentes de cette étude nous ont permis de déterminer de façon sûre l'origine de l'excitation ainsi que la façon dont l'énergie vibratoire se transmet à la coque. Nous allons étudier dans cette phase les différentes solutions possibles à la réduction du bruit. Pour chacune des solutions, nous évaluerons son efficacité ainsi que les possibilités d'emploi dans l'industrie.

Notons qu'au cours de cette phase, nous avons régulièrement fait appel aux conseils de la société **Andritz_Sprout-Bauer** afin de s'assurer de la faisabilité des éventuelles modifications à apporter.

6.2 Réduction à la source

Deux méthodes de réduction à la source ont été envisagées:

- Augmentation de l'impédance d'entrée du tamis.
- Suppression des phénomènes de modulation.

i) *Augmentation de l'impédance d'entrée du tamis*

Dans notre cas, l'augmenter l'impédance d'entrée du tamis consiste à augmenter sa raideur.

Afin d'évaluer l'efficacité de cette solution, nous avons effectué une série de calculs à l'aide du logiciel RCET sur des tamis raidis. La transmission des efforts se faisant surtout par voie solidienne, le paramètre testé ici est la réaction aux appuis. En effet, si les deux méthodes proposées ici permettent de diminuer l'impédance d'entrée, elles peuvent également agir de façon néfaste en favorisant les transferts d'énergie vers les extrémités du tamis.

Les courbes présentées ci-dessous montrent la réaction aux appuis calculés pour différents tamis.

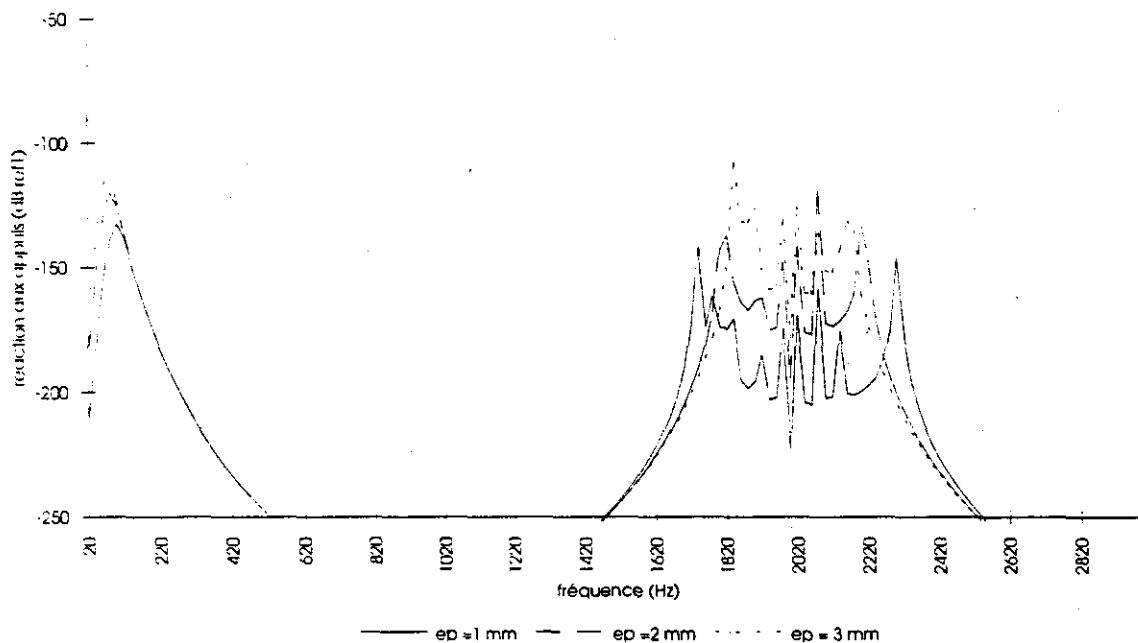


fig. 19: Réaction aux appuis calculée pour différents type de tamis

On observe que la réaction aux appuis augmente avec l'épaisseur du tamis. Ce n'est donc pas une solution applicable à la réduction du bruit des classeurs puisque les efforts transmis au reste de la structure augmentent, ce qui a pour effet d'augmenter le bruit rayonné.

ii) *Suppression des phénomènes de modulation*

Nous avons déjà vu que le bruit rayonné en haute fréquence provient des phénomènes de modulation de la force tournante lorsque le rotor passe en regard des trous du tamis. Les tamis à fente, possédant des ouvertures plus petites sont silencieux. Le problème reste entier pour les tamis classique à trous.

Récemment, les fabricants de tamis ont introduit sur le marché des tamis possédant des profils internes destinés à créer une turbulence lors du passage des pales du rotor. Ces profils interne se présente sous la forme de mini raidisseurs verticaux disposés devant chaque ligne de trous (voir photo #1).

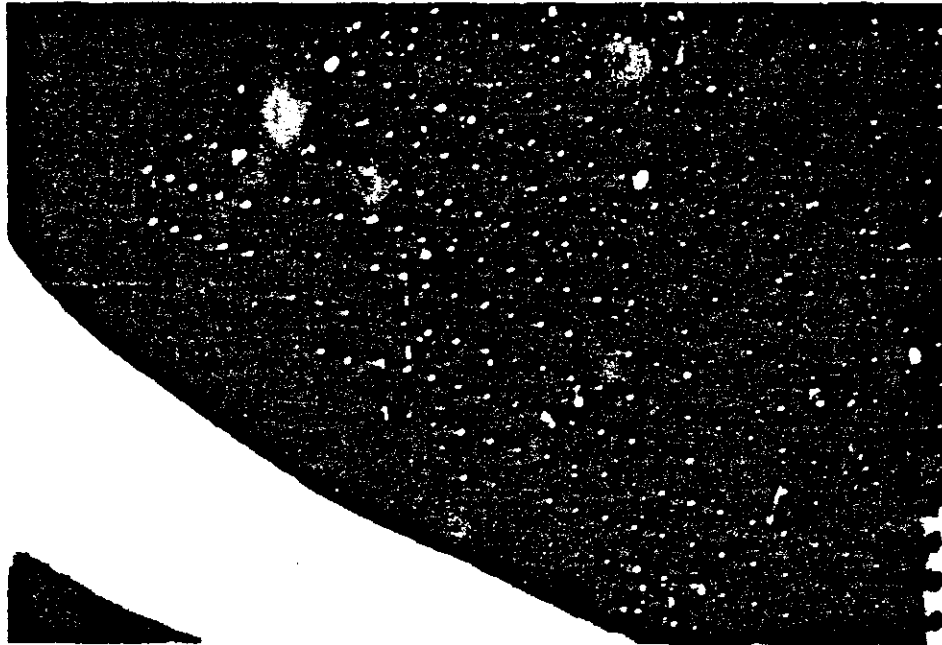


Photo #1: Tamis profilé

Ce type de tamis possède l'avantage de pouvoir augmenter de façon très significative le rendement des classeurs sous pression (débit pouvant être jusqu'à deux fois supérieur à celui obtenu avec un panier classique). Selon l'entreprise CAE, l'un principaux fabricant de tamis au Canada et situé proche de Sherbrooke, cette catégorie de panier a de plus en plus tendance à se généraliser dans l'industrie des pâtes et papier.

Du point de vue acoustique, les tests que nous avons menés sur un classeur PSV 2100 ont montré que les niveaux de bruit obtenus avec des paniers profilés étaient similaires à ceux dus aux paniers à fente. On obtient avec ces tamis un **gain de 23 dB(A)** par rapport au bruit obtenu avec des tamis classique possédant le même type d'ouverture (voir fig. 20) .

L'absence totale de raies en haute fréquence montre bien qu'il n'y a pas de modulation de la force tournante agissant sur le tamis. Ce phénomène s'explique par la création des tourbillons en aval des trous qui perturbent l'effet de la dépression générée par le rotor.

L'utilisation de ce type de panier est donc conseillée à chaque fois que c'est possible. Rappelons qu'ils sont à la fois beaucoup plus silencieux mais qu'ils permettent également d'augmenter la productivité de façon très significative.

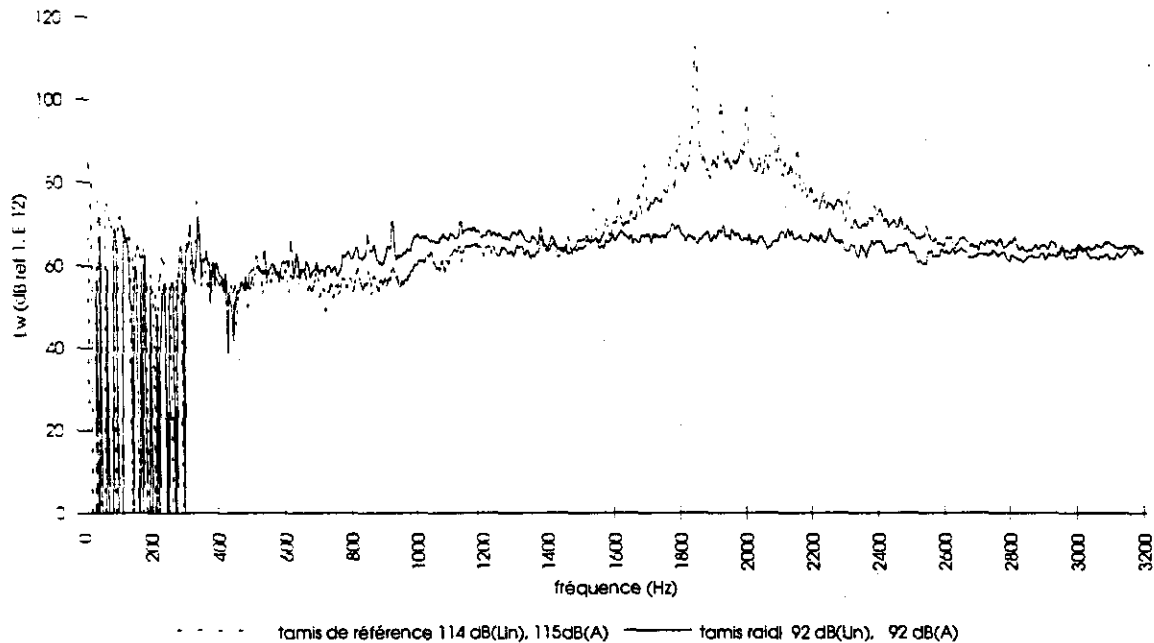


fig. 20 : Puissance acoustique rayonnée pour un tamis profilé (comparée à un tamis classique)

D'autres études ont été menées sur la forme des pales de rotor. Elles n'ont pu cependant aboutir en raison d'incompatibilités avec les contraintes de production.

6.3 Réduction sur les chemins de transmission

Nous avons vu que le découplage du tamis par rapport au reste de la machine permettait d'obtenir un gain de 11 dB(A). Le système initialement testé n'est malheureusement pas compatible avec les contraintes de production. L'un de ces principaux défaut provient du fait qu'il ne permet pas un maintien suffisant du panier. En effet, avec un tel système, le panier peut avoir tendance à tourner, ceci étant vrai surtout pour les grosses machines.

Un nouveau design de découplage a été soumis à la société Andritz_Sprout-Bauer afin d'évaluer sa faisabilité.

Le système de joints toriques sur la base du panier est conservé. Les modifications portent essentiellement sur le rajout de 2 bandes de caoutchouc cranté collés respectivement sur le chapeau et la partie supérieure du panier. Les crans de ces joints s'emboîtent les uns dans les autres et permettent ainsi de bloquer les mouvements de rotation du panier. Un joint anti écrasement en acier est disposé entre le chapeau et la couronne de maintien. Ce joint permet d'une part de contrôler l'écrasement du caoutchouc et d'autre part de protéger le caoutchouc des arrivées de pâte. Le joint torique latéral étant déjà bien protégé, il reste inchangé (voir fig. 21).

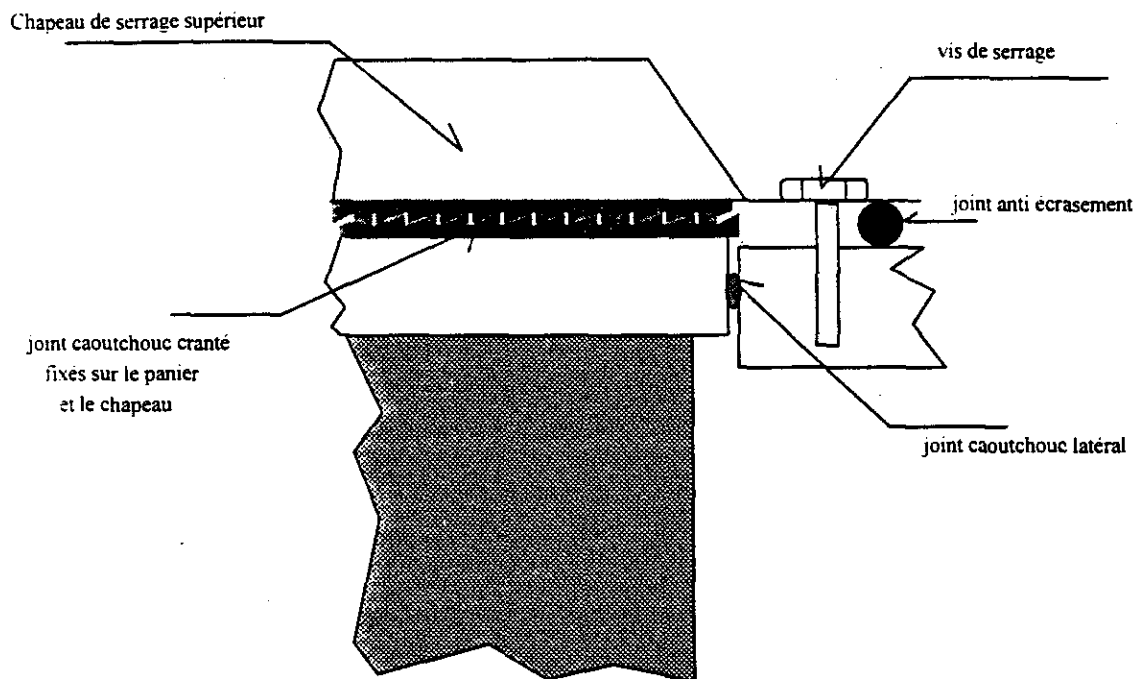


fig. 21: principe d'un système de découplage applicable en industrie

Cette solution permettant un **gain de 11 dB(A)** peut être implantée dans les cas où le type et la qualité de papier fabriqué empêche l'utilisation de tamis profilés.

6.4 Réduction sur le rayonnement de la coque externe

Deux actions sont possibles afin de réduire le rayonnement de la coque externe:

- double coque avec viscoélastique intégré,
- double coque avec matelas absorbant.

La première solution implique un coût important, avec l'utilisation d'une grande quantité de viscoélastique. De plus, la température de la pâte circulant dans le tamis peut atteindre 60 à 70°C. On se situe donc à la limite de la plage d'efficacité de la plupart des produits viscoélastiques disponibles sur le marché.

Nous nous sommes donc orienté vers la seconde solution, moins cher à mettre en oeuvre vu le prix des matériaux absorbants et permettant par ailleurs de supprimer le problème de déperdition de chaleur au niveau des classeurs sous pression.

Afin de tester l'efficacité de ce type de double coque, nous avons installé un capotage de plomb sur le classeur PSV 2100 utilisé lors des essais (photo #2). Entre ce capotage et la paroi externe du tamis, nous avons placé 1 po. de mousse d'uréthane servant à la fois d'absorbant acoustique et d'isolation thermique. Ce type de capotage apporte un gain de **18 dB(A)** (figure 22). Notons qu'il peut être utilisé en complément de l'une ou l'autre des deux solutions précédentes. Dans ce cas, les gains cumulés peuvent être de 30 dB(A) pour un tamis profilé et un capotage et de l'ordre de 25 dB(A) dans le cas d'une solution de type découplage et capotage.

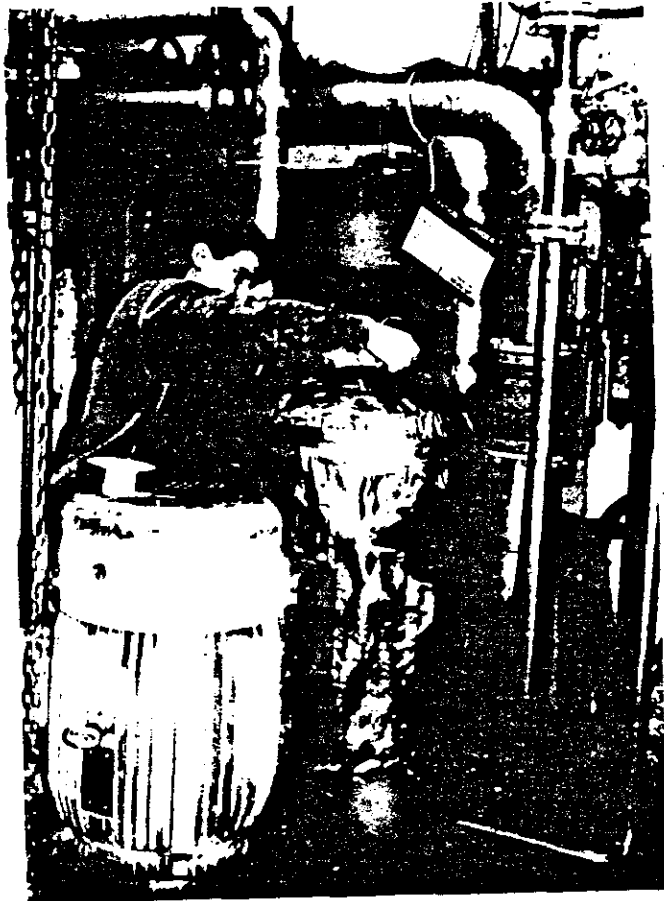


photo #2: capotage de plomb sur le classeur sous pression

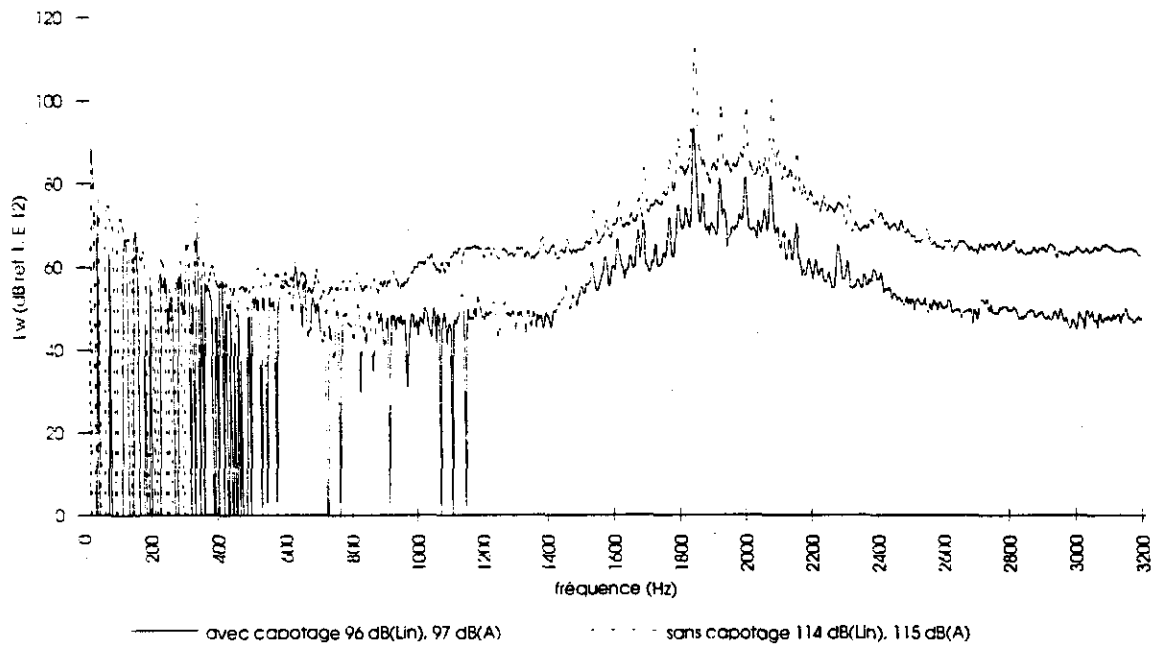


fig. 22 Puissance acoustique rayonnée avec et sans capotage.

7 CONCLUSION

7.1 Aspect théorique

Le développement d'un modèle de cylindre excité par une force tournante nous a permis de mettre en valeur un certain nombre de phénomènes.

- Le spectre d'excitation est composé de raies d'égales amplitudes disposés sur les harmoniques de la vitesse de rotation.
- Il existe une **vitesse de rotation critique vibratoire** à partir de laquelle la réponse de la structure augmente considérablement. Ce phénomène nouveau n'avait encore jamais été relevé dans la littérature.
- L'autre particularité liée à l'excitation d'un cylindre par une force tournante provient de l'existence d'une **vitesse de rotation critique acoustique**. Cette vitesse dépend uniquement de la célérité du son dans le fluide et du diamètre de la coque.
- On peut avoir une forte réponse acoustique et vibratoire dans le cas d'une vitesse fortement sous critique mais avec une force dont l'amplitude est modulée selon la circonférence du cylindre. Notons que c'est cet effet qui nous a mis sur la piste de tamis silencieux. Le modèle utilisé ici nous a non seulement permis d'expliquer l'apparition des raies en haute fréquence qui apparaissent sur spectre de certains classeurs sous pression, mais il nous a également mis sur la voie d'une piste de solution à la réduction du bruit.
- **Raidir une structure augmente sa réaction aux appuis**. Ce n'est donc pas une solution applicable au cas de sources rayonnant de façon indirecte et par voie solidienne.

7.2 Aspect technologique

- **L'utilisation de tamis profilés permet une réduction du bruit de 23 dB(A)**. Ces tamis sont munis de profils internes qui créent des turbulences en amont des trous, limitant ainsi les variations brusques de la force tournante responsables du bruit en haute fréquence.
- Les essais réalisés sur site nous ont permis de déterminer que le principal chemin de transfert de l'énergie acoustique dans la machine est solidien. **Un découplage du tamis permet une réduction de bruit de 11 dB(A)**.
- **L'encoffrement du classeur sous pression permet une réduction de bruit de 18 dB(A)**. Cette solution présente également l'avantage de limiter les pertes thermiques au niveau des classeurs sous pression, ce qui permet encore de diminuer les coûts de production de la pâte à papier.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Nicolas Bélanger, André Hotte, André Lévesque,
"Moteur TEFC et valve d'alimentation du tamis à pâte HOOPER"
Rapport final projet d'acoustique, GAUS, 1991
- [2] Raymond PANNETON, Mémoire de maîtrise
"Comportement vibroacoustique d'une coque cylindrique mince soumise à des forces
tournant à vitesse constante sur sa circonférence"
GAUS, 1993
- [3] Raymond Panneton, Alain Berry,
"Vibrations and sound radiation of a simply supported cylindrical shell under a
circumferentially moving force"
ASA, Ottawa, 1993, (Prix de la meilleure communication)
- [4] R. Panneton, A. Berry, F. Laville
"Vibrations and sound radiation of a simply supported cylindrical shell under a
circumferentially moving force"
Soumis pour publication dans JASA, déc. 1994
- [5] R. Oddo, R. Panneton, A. Berry
"Reducing the noise of pressure pulp screen"
Congrès de l'Association Canadienne d'Acoustique, Ottawa, 1994
- [6] Donnell L. H.,
"A discussion on thin shells theory"
NACA report n° 479, 1938
- [7] B. Laulagnet, J. L. Guyader,
"Sound radiation by finite cylindrical ring stiffened shells"
JSV, 138, n° 2. p 173-191. 1990.
- [8] W. Soedel.
"Vibrations of shell and plates"
Marcel Dekker Inc, New York, 1993
- [9] S.C. Huang, W. Soedel
"On the forced vibration of a simply supported rotating cylinder"
JASA 84(1), 275-285 (1988)
- [10] R. Oddo, A. Berry, J. Nicolas, R. Panneton
"Reducing the noise of pressure pulp screen: theory and application"
15 th biennial conference on vibration and noise. ASME, sept 1995, Boston

4. ANNEXES

ANNEXE 1

MOTEUR TEFC ET VALVES D'ALIMENTATION DU TAMIS À PÂTE DE HOOPER

Rapport final de projet d'acoustique

Nicolas Bélanger,
André Hotte,
André Lévesque.

16/12/91

Disponible sur demande

ANNEXE 2

Comportement vibroacoustique d'une coque cylindrique mince soumise à des forces tournant à vitesse constante sur sa circonférence

Mémoire de maîtrise

Raymond PANNETON

1993

Disponible sur demande

ANNEXE 3

Contacts avec l'industrie

- * Centre Spécialisé en Pâtes à Papier (C.S.P.P. Trois Rivières):
 - Visite des installations pilote en Juillet 1993, familiarisation avec les différents procédés de tamisage.

- * Tamis CAE (ancienne division Union Screen Plates, Lennoxville)
 - Visite des installation de fabrication de panier (Avril 1993).
 - Étude de faisabilité pour différents types de paniers (Juin 1994).

- * Andritz_Sprout-Bauer (Anciennement Compagnie Hooper, Sherbrooke)
 - Visite du plan pilote de l'usine de Sherbrooke, série de mesures préliminaires sur un classeur PSV 2100 (Février 1993).
 - Étude paramétrique sur différents types de paniers, influence de la consistance de la pâte (Juin 1993).
 - Réunions de travail et discussion sur les possibilités industrielles d'implantation des solutions (2 réunions en 1994).
 - Test des solutions sur la machine du plan pilote (3 séries de mesures réalisées en 1994).