

# Exposition vibratoire des opérateurs à proximité des machines industrielles

*P. Mistrot, P. Donati, J.P. Galmiche, service Métrologie – acoustique – vibrations, Centre de recherche de l'INRS, Vandœuvre*

## Vibration exposure of operators in the vicinity of industrial machines

*Whole-body mechanical vibration transmission to operators was measured in the vicinity of 75 industrial machines of fifteen different types.*

*In some cases the strongest vibration intensities were in excess of the danger threshold, fixed by the NF E 90-401 standard at 0.63 m/s<sup>2</sup> for an eight-hour exposure period. These levels were found in the vicinity of crushers and power hammers with controls insufficiently uncoupled from the machines, and of certain floor-mounted mechanical presses, and also at the work stations of operators working on hot bituminous mix spreading machines.*

*Vibrations of lesser intensity (from 0.2 to 0.5 m/s<sup>2</sup>), but giving rise to complaints from operators, were recorded near some crushers and vibrating screens, an excavator, some dredgers, concrete vibrating tables, moulding and stamping presses and looms.*

*Where this had not already been done, most of the machines studied needed anti-vibration treatment, by suspending the machine itself, by carefully uncoupling the work stations from the machines or by insulating the operator cabin against machine vibration, a solution which also helps to control other stressors, such as noise, temperature and dust.*

*Designing effective vibration insulation, especially machine suspension, is generally a job for a specialist. It must be borne in mind at the machine acquisition stage, for it requires co-operation between manufacturer, specialist and purchaser. It calls for knowledge of the dynamics of the machine, but also of the structure on which it will rest.*

*Also, users must be informed of what the anti-vibration treatment involves, so that any alterations made in the course of maintenance, repair or improvement work are not made to the detriment of the vibration-reducing measures already in place.*

Machine / Vibration / Measurement / Occupational exposure / Prevention

**Les vibrations mécaniques transmises à l'ensemble du corps des opérateurs ont été mesurées à proximité de 75 machines industrielles de quinze types différents.**

**Les intensités vibratoires les plus sévères dépassaient dans certains cas le seuil d'alerte fixé à 0,63 m/s<sup>2</sup>, pour une durée d'exposition de 8 heures, par la norme NF E 90-401. Elles ont été observées sur des concasseurs et des marteaux-pilons, dont les installations de commande sont mal désolidarisées de la machine, à proximité de certaines presses montées directement sur le sol ainsi que sur les plates-formes des régleurs opérant sur des finisseurs pour enrobés chauds.**

**Des vibrations d'intensités plus faibles (0,2 à 0,5 m/s<sup>2</sup>), mais engendrant des plaintes de la part des opérateurs, ont été mesurées près de certaines machines telles que des concasseurs, des cribles, un excavateur, des dragues, des tables vibrantes à béton, des presses à mouler et à emboutir, des métiers à tisser.**

**La plupart des machines étudiées nécessitaient, lorsque ce n'était pas déjà fait, un traitement antivibratile, soit sous la forme d'une suspension de la machine elle-même, soit par un découplage soigné entre les plates-formes où se trouvent les opérateurs et la machine en question, soit par une isolation vibratoire de la cabine de contrôle de la machine, cette dernière solution permettant de réduire simultanément d'autres nuisances telles que le bruit, la poussière et la température.**

**En règle générale, la conception d'une isolation vibratoire performante exige la participation d'un spécialiste, surtout s'il s'agit de suspendre la machine elle-même. C'est une opération à planifier de préférence au moment de l'achat de la machine car elle implique une collaboration entre le fabricant, le spécialiste et l'acheteur. En effet, la conception de l'isolation vibratoire nécessite non seulement la connaissance des caractéristiques dynamiques de la machine, mais également celles de la structure sur laquelle elle reposera.**

**En outre, il y a lieu d'informer les utilisateurs sur ce qu'est un traitement antivibratile afin que les modifications apportées aux installations, lors d'interventions au titre de la maintenance, de réparations ou de modifications des machines, ne viennent pas annihiler les performances des dispositifs antivibratiles existants.**

Machine / Vibration / Mesurage / Exposition professionnelle / Prévention

Les intensités des vibrations mécaniques rencontrées au voisinage des machines industrielles travaillant à poste fixe ou se déplaçant à faible vitesse sont généralement réputées faibles comparées à celles présentes à bord des véhicules industriels [1 à 5].

Néanmoins, les opérateurs se plaignent souvent de l'inconfort engendré par ces vibrations, ce qui a conduit certaines entreprises à faire réaliser des systèmes antivibratiles (cabines suspendues pour concasseurs ou culbuteurs, planchers antivibratiles à proximité de presses ou de laminoirs, suspension de certaines presses et marteaux pilons, etc.) qui présentent également l'intérêt de protéger les machines sensibles voisines et l'environnement [2, 6].

Dans le cadre d'une étude précédente, une enquête a été effectuée auprès des agents des services de Prévention de 10 CRAM pour déterminer des priorités en ce qui concerne la prévention technique des vibrations transmises à l'homme. Il en est ressorti que l'exposition des individus aux vibrations émises par certaines machines industrielles (presses, concasseurs, tables vibrantes, dragues fluviales, finisseurs, etc.) constituait une de leurs principales préoccupations.

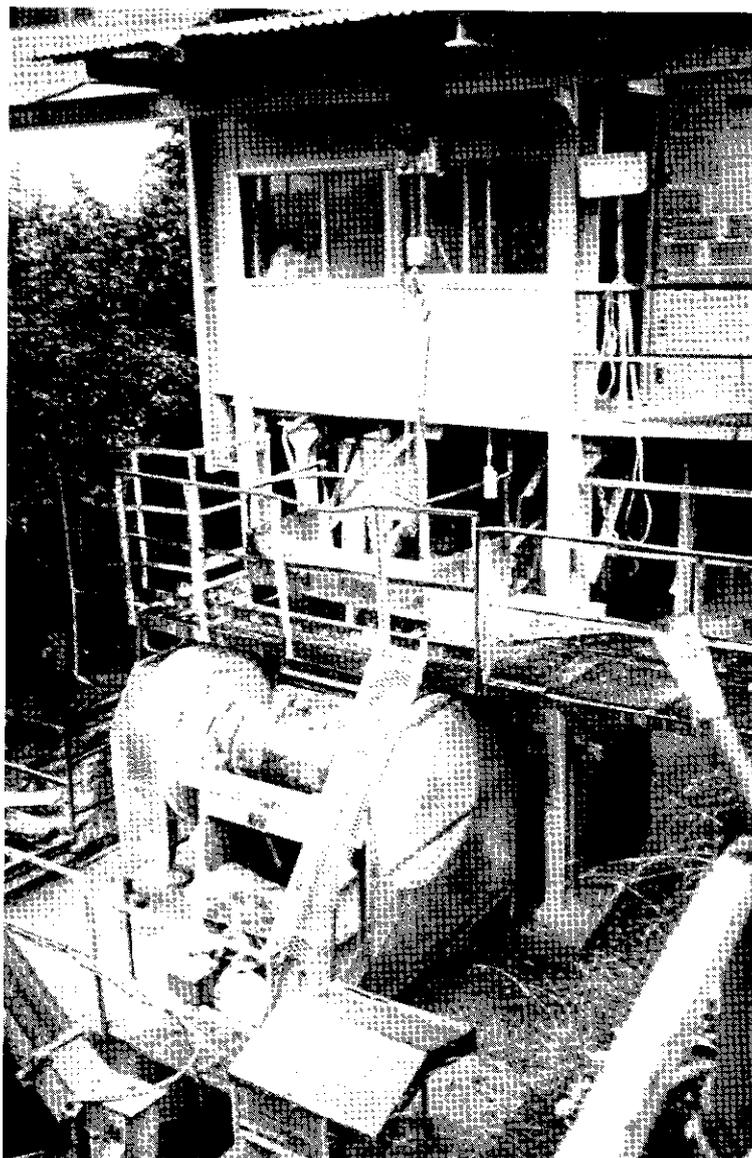
C'est pourquoi une étude a été réalisée, en collaboration avec les CRAM du Centre, du Languedoc-Roussillon, du Nord-Est, de Midi-Pyrénées, du Sud-Est, avec pour objectifs :

- de dresser un bilan des expositions vibratoires rencontrées en milieu industriel, en référence aux normes françaises et internationales correspondantes, afin d'évaluer la nécessité d'entreprendre par la suite des actions pour réduire cette nuisance ;

- d'examiner et d'évaluer l'efficacité des systèmes antivibratiles existants sur certaines machines afin de voir dans quelle mesure ils pourraient servir d'exemple pour équiper des installations équivalentes, qui en sont dépourvues.

**Fig. 1. Exemples d'installations étudiées. a) Concassage ; b) Finisseur**  
- Examples of the installations studied. a) Crushing. b) Road finishing

a)



b)

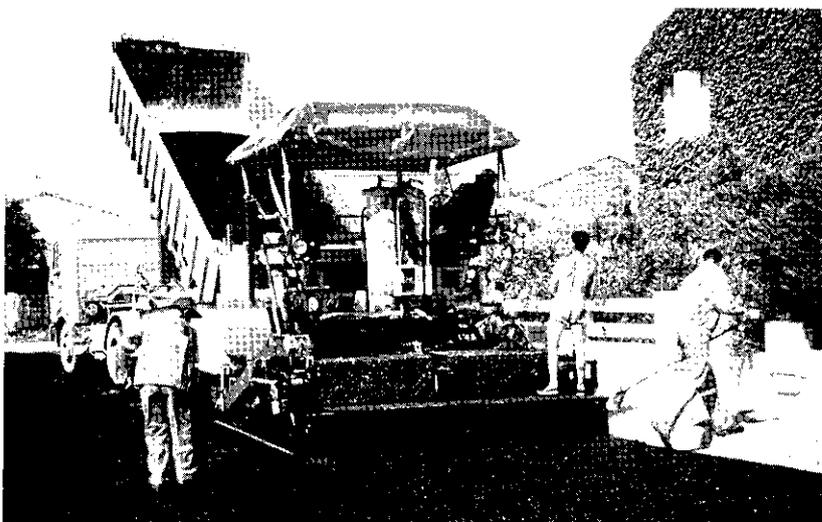


TABLEAU I

Inventaire des installations étudiées – List of the plants studied

Secteur	Type	Nbre	Lieux de mesure	Dispositif d'isolation vibratoire
Mines	Basculeur à berlines de pierres	1	Cabine	
Carrières et cimenteries	Concasseur à mâchoires	7	Cabine	Siège (ou rien)
	Concasseur à mâchoires	2	Plate-forme et cabine	Cabine suspendue
	Concasseur à percussion	3	Cabine ou plate-forme	Non
	Concasseur mobile à mâchoires	1	Plate-forme	Non
	Malaxeur à béton	1	Cabine de commande	Non
	Crible à galets	1	Sol et siège	Siège
	Crible à galets	1	Cabine de commande	Siège
	Excavateur	1	Cabine de commande	Siège
	Drague	2	Cabine de commande	Siège
	Table vibrante	5	Table et sol	Plots élastiques
Presse à agglomérés	1	Cabine de commande	Tapis en caoutchouc	
Travaux publics	Finisseur pour enrobés	8	Plate-forme du règleur	Non
	Rainureuse	1	Poste de conduite Poste de conduite	Siège Siège
Métallurgie	Presse à mouler	2	Sol et bâti	Non
	Presse à vis	5	Sol	Non
	Presse à découper	2	Sol	Support amortisseur
	Presse à emboutir	5	Sol et bâti	Non
	Marteau-pilon	2	Sol et bâti	Boîtes à ressorts
	Boî vibrant	1	Sol et bâti	Plots élastiques
	Mélangeur à caoutchouc	3	Sol et bâti	Non
Textile	Métier à tisser	20	Sol	Non
EDF	Turboalternateur	2	Salle de commande	Salle isolée par 87 plots élastiques
Air France	Banc de réglage moteurs	1	Salle de commande	Non

## 1. METHODOLOGIE

### 1.1. Installations expérimentées

Il a été demandé aux CRAM directement intéressées par cette étude, de sélectionner des installations industrielles qui leur paraissaient poser problème du point de vue de la transmission des vibrations mécaniques à l'ensemble du corps des individus. Avec la coopération des Centres de mesures physiques de Montpellier et de Nancy, 78 machines ont été mesurées (cf. tableau I et fig. 1), ce qui correspond à une quinzaine de types de machines différents.

### 1.2. Métrologie

Les mesures de vibrations ont été systématiquement effectuées suivant trois axes orthonormés tels que définis dans la norme NF E 90-401, parties 1 à 3 [7 à 9], ou ISO 2631, parties 1 et 2 [10, 11] sur le sol, à proximité immédiate des pieds de l'opérateur, ce dernier se tenant debout dans la plupart des sites visités (cf. encadré 1). Lorsque l'opérateur utilise un siège, des mesures ont été également faites entre son séant et le siège. Enfin, si l'installation est équipée de dispositifs de suspension, isolant mécaniquement l'opérateur vis-à-vis des vibrations, des mesures tri-axiales ont aussi été effectuées sur le bâti de la machine, près de la fixation des dispositifs de suspension.

Toutes ces mesures ont été réalisées au moyen d'accéléromètres linéaires installés sur un support adapté à l'emplacement de mesure choisi.

Chaque capteur avait son axe sensible orienté selon l'une des directions du trièdre orthonormé, repéré par rapport au corps de l'opérateur (fig. 2a).

Tous les essais ont été effectués sur site dans les conditions réelles d'exploitation des machines.

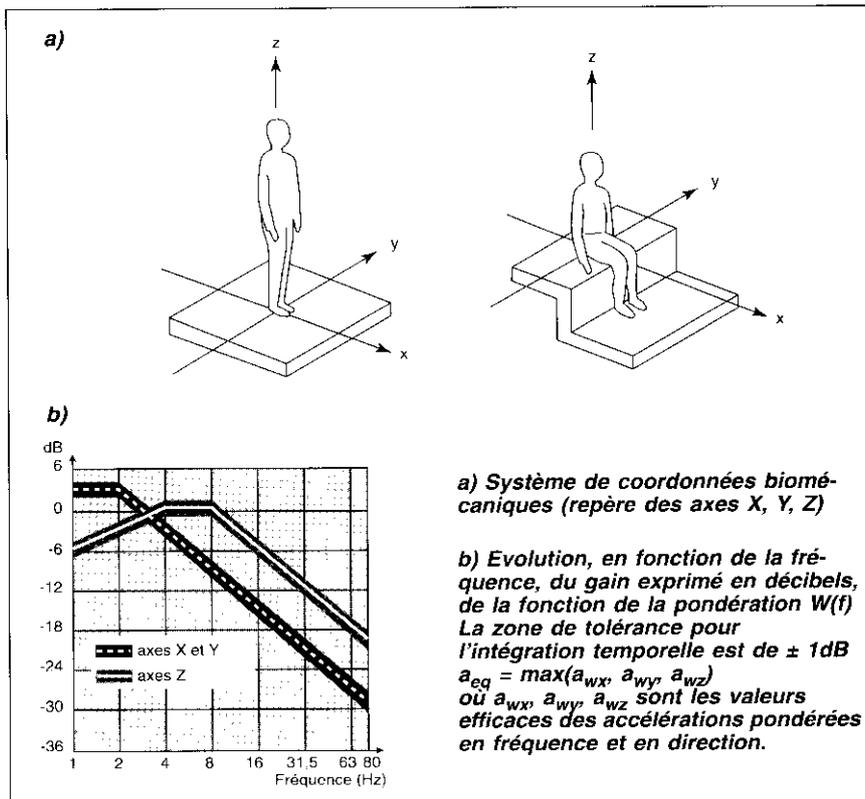


Fig. 2. Evaluation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps. Prescriptions essentielles contenues dans la norme NF E 90-401-2 [11] – Assessment of personal exposure to whole-body vibration. Essential prescriptions of standard NF E 90-401-2. a) Biomechanical coordinates. b) Gain as a function of frequency

### 1.3. Calcul des valeurs caractéristiques

Les enregistrements accélérométriques ont, selon les besoins, fait l'objet des traitements suivants :

– calcul de la densité spectrale de puissance (DSP exprimée en  $(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ ) ou auto-spectre de puissance (ASP exprimé en  $(\text{m/s}^2)^2/\Delta f$ ,  $\Delta f$  correspondant à la résolution de l'analyse) des accélérations dans le but d'identifier les fréquences où l'énergie vibratoire est prépondérante ;

– calcul de l'accélération équivalente ( $a_{\text{eq}}$  est exprimée en  $\text{m/s}^2$ ) près des pieds de l'opérateur ou sur le siège afin d'évaluer la contrainte vibratoire, ceci en référence aux normes précitées (fig. 2). A titre indicatif, on donne également les valeurs efficaces des accélérations non pondérées en référence à la norme NF E 90-401-3 [9].

La norme NF E 90-401-2 fixe la cote d'alerte de risque pour la santé à  $0,63 \text{ m/s}^2$  (en valeur pondérée) pour une durée d'exposition aux vibrations de 8 heures. La cote d'alerte constitue une limite pour une exposition habituelle, régulière et tolérable sur plusieurs années de travail consécutif.

La norme ISO 2631-2, quant à elle, définit des amplitudes de vibrations acceptables recommandant, par exemple pour un atelier, une valeur efficace de l'accélération verticale pondérée de  $0,04 \text{ m/s}^2$  (cf. encadré 1). Elles reposent sur une appréciation humaine et représentent les limites au-dessus desquelles il est possible que certaines personnes ressentent des désagréments et/ou expriment des plaintes concernant des interférences avec des activités.

## 2. RESULTATS

En général, les vibrations sont prédominantes suivant l'axe vertical.

Le tableau II présente les caractéristiques des vibrations mesurées sur les différentes machines essayées.

### 2.1. Tables vibrantes pour éléments de béton

Les valeurs des accélérations transmises par voie solidienne aux opérateurs par leurs pieds sont généralement faibles et ne posent pas de problème particulier vis-à-vis de l'exposition aux

vibrations, exception faite du cas de moules de grandes dimensions sur lesquels les opérateurs sont amenés à travailler debout directement sur le moule pour répartir le béton dans ce dernier. A remarquer également la valeur mesurée sur une table vibrante « combinée » ( $a_{\text{eq}} = 0,58 \text{ m/s}^2$ ) qui montre que, sans atteindre la cote d'alerte, cette superposition de deux tables (la machine supérieure est active alors que la machine inférieure sur laquelle se trouvent les opérateurs sert simplement de support à l'ensemble) crée une situation susceptible d'engendrer un inconfort vibratoire non négligeable. Une réduction des vibra-

tions transmises aux opérateurs pourrait être obtenue, soit en bridant la table support sur le sol, soit en isolant les opérateurs de cette dernière par l'intermédiaire d'une passerelle reposant directement sur le sol.

Dans une autre entreprise, des mesures comparatives de tables vibrantes utilisant des éléments de suspension différents ont montré que les résultats obtenus, en matière d'isolation vibratoire des opérateurs par rapport aux machines vibrantes, étaient très voisins tout en restant très performants (atténuation de l'ordre de 200 à la fréquence de 50 Hz).

### ENCADRE 1

#### L'évaluation de la contrainte vibratoire transmise à l'homme dans l'environnement de machines sources de vibrations [12]

*Assessment of the vibration stress transmitted to man in the vicinity of vibrating machines*

Le corps humain est très sensible aux vibrations. Il peut détecter des amplitudes de l'ordre du micron et des accélérations voisines de  $0,01 \text{ m/s}^2$ . En moyenne, le seuil de perception aux vibrations globales du corps selon l'axe pied-tête, exprimé en niveau d'accélération, est à peu près constant dans la plage de fréquence s'étendant de 2 à 100 Hz. Il est peu dépendant de la position (debout ou assis) ainsi que du sexe du sujet. Il est très variable d'un individu à un autre (de  $0,001$  à  $0,04 \text{ m/s}^2$  dans les cas extrêmes) [13, 14].

Des prescriptions relatives à l'évaluation de l'exposition des individus à des vibrations transmises à l'ensemble du corps (fig. 2) sont incluses dans les normes NF E 90-401-1 et 2 [7, 8] ou ISO 2631-1 [10]. Mais il s'agit de normes générales, qui sont sensées s'appliquer aussi bien à un conducteur d'engins de chantier à son poste de conduite, qu'à un employé assis à son bureau.

Les normes NF E 90-401-3 et ISO 2631-2 [9, 11] sont spécifiques aux vibrations que l'on rencontre dans les bâtiments. De ces deux normes, seule la norme ISO donne des recommandations pour mesurer les signaux vibratoires et évaluer l'inconfort vibratoire transmise à l'homme par un environnement de machines vibrantes, la norme NF E 90-401-3 se limitant à la partie métrologique et analyse des signaux, sans se prononcer sur les risques résultants.

En référence à la norme ISO 2631-2, des plaintes concernant les vibrations risquent d'être formulées dans les bâtiments à caractère résidentiel, dès que les valeurs vibratoires dépassent deux fois le seuil de perception. La valeur efficace de l'accélération, pondérée en fréquence, de ce seuil de perception a été fixée à  $0,005 \text{ m/s}^2$  pour l'axe vertical et à  $0,0035 \text{ m/s}^2$  pour les axes horizontaux ou pour les trois axes combinés. Il s'agit de valeurs de base.

Dans une annexe, qui ne fait pas partie intégrante de la norme, des facteurs multiplicatifs des valeurs de base sont donnés en fonction du lieu, du moment et du type de vibration (continue ou intermittente, événement se produisant plusieurs fois par jour). Ils permettent de spécifier des amplitudes de vibrations dans les bâtiments, qui soient acceptables par le plus grand nombre de personnes, en tenant compte de leur activité. Ce facteur est égal à 8 dans le cas d'un atelier si la vibration est continue ou intermittente ou un choc impulsif répété. Dans le cas des ateliers, on considère qu'une valeur efficace de l'accélération verticale pondérée supérieure à  $0,005 \times 8 = 0,04 \text{ m/s}^2$  est susceptible de conduire à des plaintes des personnes exposées. Cette norme est en cours de révision car elle est insuffisante sur plusieurs points (distinction entre vibration continue et chocs, combinaison bruit et vibration, etc.).

TABLEAU II

**Caractéristiques des vibrations mesurées sur les différentes machines essayées -**  
 Characteristics of vibration measured on the different machines tested

Type de machine	Valeur efficace de l'accélération transmise à l'ensemble du corps de l'opérateur	Pondérée ( $a_{eq}$ )		Fréquence dominante (Hz)	Facteur de transmission suspension
		A	B		
Table vibrante	Suspendue	0,04 - 0,1	0,1 - 0,5	50	
	Non suspendue	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	30-50	< 0,01
	Combinée	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	14-24	
Presse à agglos	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	40-50	0,4	
Malaxeur à béton	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	7 et harmoniques	-	
Crible à galets	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	15 et harmoniques	-	
Concasseur à mâchoires	Pas de dispositif isolant	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	9-30	
	Cabine suspendue	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	6-11	0,4-0,6
	Installation mobile	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	35-80	
Concasseur à percussion	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	25-38	-	
Excavateur	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	7-9	-	
Drague	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	7-9	-	
Finisseur pour enrobés	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	15 - 20 40 - 50	-	
Presse	A mouler	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5		
	A vis	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5		
	A découper	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5		
Marteau-pilon	Sans suspension	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	6-80	< 0,1
	Avec suspension	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5		
Mélangeur à caoutchouc	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	15	0,25	
Bol vibrant	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5			
Turbo-alternateur	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	20-30	-	
Banc de réglage moteurs	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	22	-	
Basculeur	0,05 - 0,1	0,1 - 0,5	16	-	

A : Limite (0,04 m/s<sup>2</sup>) au-delà de laquelle des plaintes sont probables, d'après [11].  
 B : Côte d'alerte ( $a_{eq} = 0,63$  m/s<sup>2</sup>) pour 8 heures d'exposition quotidienne, d'après [8].

## Note

Dans certains cas, les opérateurs sont amenés à maintenir manuellement le moule en place sur la table vibrante. Des valeurs d'accélération pondérées de  $15 \text{ m/s}^2$  ont été mesurées en référence à la norme NF E 90-402 [15] concernant l'évaluation des vibrations transmises au système main bras. Dans ce cas, la **cote de danger** fixée à  $15 \text{ m/s}^2$  pour une durée d'exposition continue de 4 heures est atteinte et il est alors souhaitable d'adapter un système mécanique de bridage du moule sur la table afin d'éviter ce type d'exposition aux vibrations.

## 2.2. Presse à agglomérés

L'intensité des vibrations, mesurées sur le sol de la salle de commande ( $a_{wz} = 0,21 \text{ m/s}^2$ ), ne présente pas de risque pour la santé mais est considérée comme inconfortable à la longue pour certains opérateurs. Les fréquences dominantes (40 à 50 Hz) sont suffisamment élevées pour que l'énergie vibratoire soit efficacement atténuée par le tapis en caoutchouc alvéolé mis en place dans cette salle.

## 2.3. Malaxeur à béton

Les vibrations engendrées par cette machine destinée à colorer le béton ne présentent pas de problème pour les opérateurs.

## 2.4. Cribles à galets

Les valeurs d'accélération obtenues sur une de ces installations montrent que ces machines sont susceptibles de transmettre aux opérateurs des intensités de vibrations pouvant se révéler inconfortables ( $a_{wz} = 0,41 \text{ m/s}^2$ ). Une isolation vibratoire pourrait se faire en installant des plates-formes d'accès aux commandes montées sur plots antivibratiles, l'énergie vibratoire prédominante se situant dans la bande de fréquence s'étendant de 15 à 20 Hz.

## 2.5. Concasseurs primaires

Sur les 13 installations visitées, 7 d'entre elles transmettaient des vibrations procurant une gêne vibratoire non négligeable aux opérateurs debouts ( $0,30 < a_{wz} < 0,94 \text{ m/s}^2$ ); la cote

d'alerte était même dépassée pour une exposition quotidienne de 8 heures sur deux installations fixes comportant un concasseur primaire à mâchoires. On notera que dans ces deux cas, la situation peut être facilement améliorée par des modifications simples, telles que la suppression en un point d'une liaison rigide « machine-plate-forme de commande » d'une part et par la rigidification du plancher métallique d'une cabine de contrôle (il présente une résonance à 54 Hz) d'autre part. Un gain plus important pourrait être obtenu en montant la cabine sur des plots antivibratiles, solution adoptée par ailleurs et avec succès sur deux des installations visitées. La suspension des cabines de contrôle de ces deux dernières machines atténue les vibrations respectivement à partir des fréquences de 10 et 40 Hz avec un gain global de 0,4 à 0,6 suivant l'axe Z.

## Note

Dans plusieurs cas, il a été constaté que des modifications apportées à l'installation, à titre de réparation, de maintenance ou autre volonté d'amélioration, dégradaient la situation du point de vue de l'atténuation des vibrations transmises aux opérateurs : remplacement d'éléments de suspension élastiques par des liaisons rigides suite à l'indisponibilité de la pièce adéquate au moment de la panne, création de liaisons rigides entre la machine et une plate-forme de contrôle pour améliorer la stabilité latérale de cette dernière, etc.

## 2.6. Excavateur et dragues

Dans l'état actuel de nos connaissances, les intensités vibratoires ne présentent pas de risque pour la santé mais peuvent être jugées comme inconfortables à la longue par certains opérateurs.

Le poste de commande de l'excavateur était équipé d'un siège à suspension qui, s'il contribuait globalement à améliorer le confort statique de l'opérateur, n'apportait rien sur le plan de la réduction des vibrations transmises au conducteur, l'énergie vibratoire présente étant trop faible pour vaincre les frottements de son système de suspension.

En matière de dragues, on distinguera les dragues à portique (les vibrations sont principalement engendrées par la réponse du portique sur certains de

ses modes, excités par la mise en mouvement de la benne preneuse) et les dragues à chaînes de godets (les vibrations proviennent alors de sources différentes comme les réactions au creusement des godets, les tamis vibrants présents sur la machine, les groupes d'alimentation énergétique...). C'est ce second type de machine qui apparaît comme étant le plus vibrant (de l'ordre de  $0,5 \text{ m/s}^2$  en fonctionnement à vide), en précisant toutefois que le modèle de machine essayé est assez rare en France.

## 2.7. Finisseurs pour enrobés chauds et rainureuse

Les finisseurs sont des machines se déplaçant à faible vitesse (1 à 2 km/h) et dont le rôle est d'étaler et de précompacter la couche d'enrobé chaud lors de la réalisation de revêtements routiers, ces opérations faisant appel notamment à des vibrateurs embarqués sur la machine. Les opérateurs (régleurs), se tenant debout sur une plate-forme située à l'arrière de la machine, se trouvent dès lors exposés à des vibrations suivant l'axe vertical de  $0,7$  à  $1,5 \text{ m/s}^2$  qui dépassent la **cote d'alerte**, voire **cote de danger** pour une exposition quotidienne de 8 heures.

La réduction des vibrations transmises aux opérateurs implique le découplage de ces plates-formes vis-à-vis du châssis de la machine. Une telle démarche fait l'objet d'une étude de faisabilité par l'INRS et les utilisateurs. En l'absence de dispositif de suspension adapté, il est conseillé de limiter le temps d'exposition quotidienne.

La rainureuse est une machine nettement moins vibrante ( $a_{eq} = 0,17 \text{ m/s}^2$ ); les vibrations résultent principalement de la rotation de l'arbre portant les outils de coupe et peuvent, d'après le conducteur, être plus importantes selon que le sol est compacté ou hétérogène.

## 2.8. Presses

Dans la plupart des cas, les valeurs d'accélération relevées à proximité des machines essayées ne présentent pas de risque pour la santé des opérateurs.

### Presses à mouler en fonderie

C'est auprès de ce type de presse qu'ont été mesurées les intensités vibratoires les plus importantes ( $0,2 <$

$a_{eq} < 0,5 \text{ m/s}^2$ ), la valeur la plus grande correspondait principalement à la réponse modale (entre 3,6 et 9 Hz) du plancher métallique sur lequel se tenait l'opérateur. Les chocs engendrés par ce type de presse, afin de compacter le sable dans le moule, constituent la source vibratoire prépondérante (cadence de frappe correspondant à une fréquence de 2,4 Hz). Dans ce cas, il est recommandé de découpler mécaniquement le plancher par rapport au bâti de la machine.

### Autres types de presses

Dans les entreprises visitées, il a été constaté que de nombreuses presses (emboutissage, estampage, découpage) étaient déjà isolées mécaniquement par des systèmes appropriés (boîtes à ressorts et amortisseurs par exemple) si bien que l'intensité des vibrations résiduelles à leur proximité était très faible.

Les seules presses « non isolées mécaniquement » expérimentées étaient :

- des presses à vis, lors d'opérations d'estampage où, là aussi, les intensités des vibrations sont faibles ( $a_{eq} < 0,1 \text{ m/s}^2$ ), compte tenu des cadences de frappe pratiquées (4 à 6 coups par minute) ;
- des presses à excentrique effectuant des opérations d'emboutissage et auprès desquelles ont été mesurées les intensités vibratoires les plus élevées pour ce type de machine ( $0,25 \leq a_{eq} \leq 1,15 \text{ m/s}^2$ ).

### 2.9. Marteaux-pilons

Les mesures, réalisées à proximité d'un marteau-pilon non suspendu mécaniquement, montrent que les intensités des vibrations transmises à l'opérateur debout ( $a_{eq} = 1 \text{ m/s}^2$ ) peuvent dépasser la cote d'alerte pour une exposition quotidienne de 8 heures et que les valeurs de crête de l'accélération non pondérée peuvent atteindre  $60 \text{ m/s}^2$  suivant l'axe vertical. Un traitement antivibratile bien adapté divise par 5 l'intensité des vibrations ( $a_{eq} = 0,2 \text{ m/s}^2$ ), ces dernières ayant leur énergie dominante dans une gamme de fréquence s'étendant de 6 à 80 Hz. La figure 3 montre que les valeurs de crête de l'accélération mesurée près des pieds de l'opérateur, et qui atteignaient  $60 \text{ m/s}^2$  lors de la frappe du pilon avant traitement antivibratile, ne dépassent plus  $2 \text{ m/s}^2$  après installation des dispositifs de suspension de la machine.

### 2.10. Mélanges à caoutchouc et bols vibrants

Dans le cas de ces machines, les vibrations transmises aux opérateurs sont en général d'assez faibles intensités ( $a_{eq} < 0,1 \text{ m/s}^2$ ). Par contre, sur le bâti des mélangeurs à caoutchouc, elles peuvent atteindre des valeurs importantes ( $a_{eq} = 0,9 \text{ m/s}^2$ ) et constituer un risque dans le cas où les opérateurs doivent poser les pieds à cet endroit pour alimenter la machine. La réalisation d'une avancée sans contact avec le bâti de la plate-forme jouxtant la machine est une solution de prévention simple et peu onéreuse.

Bien que montés sur des plots antivibratiles divisant par 4 l'intensité de la vibration, les bols vibrants, quant à eux, suscitaient néanmoins des plaintes de la part des opérateurs, gênés par les vibrations résiduelles ( $a_{eq} = 0,08 \text{ m/s}^2$ ) à la fréquence de 15 Hz.

### 2.11. Salle de commande d'une centrale électrique

Des mesures de vibrations ont été réalisées dans la salle de commande d'une centrale thermique pilotant 4 groupes de turbo-alternateurs. Cette salle dont le poids est de 300 tonnes, est entièrement suspendue sur des plots élastiques dimensionnés pour l'isoler des vibrations engendrées par les différentes machines situées à proximité (broyeurs de charbon, brûleur de chaudières, moto-ventilateurs...). En fait, lors d'une première visite sur le site, les vibrations ressenties ont été subjectivement jugées effectivement gênantes et on a constaté que les effets bénéfiques qu'aurait dû apporter la suspension de la salle, se trouvaient annihilés par différents dispositifs rajoutés par la suite dont notamment :

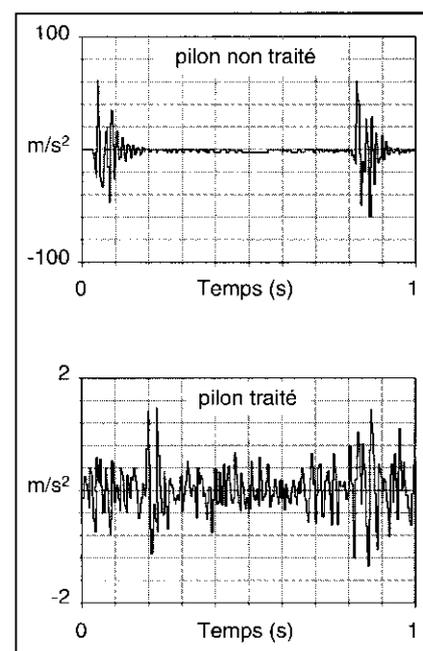
- deux cloisons en briques montées entre la base support des plots et le dessous du plancher de la salle afin de limiter l'empoussièrément des différents organes situés sous la salle et empêchant ainsi le débattement nécessaire à la suspension,
- plusieurs liaisons rigides (principalement des tuyauteries) produisant un effet similaire (couplage mécanique rigide).

L'abattage des deux cloisons en briques ainsi que le découplage de certaines des tuyauteries ont procuré subjectivement une diminution de la gêne vibratoire ; les mesures de vibrations effectuées à ce moment-là ont indiqué

une valeur de vibration ( $a_{eq} = 0,02 \text{ m/s}^2$ ) considérée comme acceptable.

### 2.12. Banc de réglage de moteurs d'avions

Les intensités de vibrations (transmises par voie solidienne) les plus élevées ( $a_{eq} = 0,4 \text{ m/s}^2$ ) ont été mesurées dans le plan horizontal sur le bâti support du turbopropulseur essayé, là où les opérateurs pouvaient être amenés à s'asseoir pour pouvoir effectuer les réglages. Les vibrations transmises au plancher de la salle de commande, dominantes suivant l'axe vertical, étaient assez faibles ( $a_{eq} = 0,08 \text{ m/s}^2$ ).



**Fig. 3. Analyses temporelles des vibrations verticales émises par le marteau-pilon Banning GOA 800 traité, pendant la durée de 2 frappes, plaque métallique - bande passante de 1 à 80 Hz - Time analysis of vertical vibration emission by the Banning GOA 800 power hammer after vibration-reducing treatment, during two strikes, metal plate - pass band 1 - 80 Hz**

Mais les vibrations jugées subjective-ment comme les plus gênantes sont celles transmises à l'ensemble du corps des opérateurs par voie aérienne. Elles sont engendrées par des pulsations de pression dues à l'admission et à l'échappement du moteur essayé.

A noter qu'un phénomène identique a été observé à proximité de plusieurs tables vibrantes à béton, notamment lorsque les moules vibrés sont de grande taille.

### 2.13. Métiers à tisser

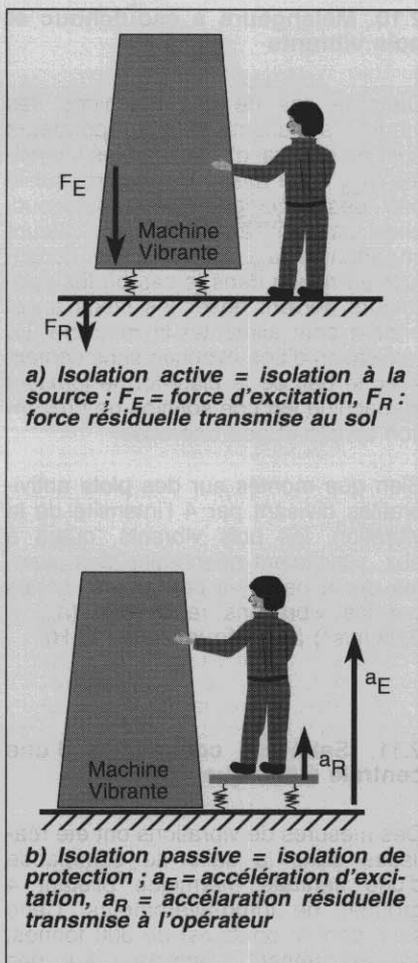
Bien que ne présentant pas de risques vis-à-vis de la santé des opérateurs, les intensités des vibrations mesurées dans l'atelier visité (96 machines installées) sont néanmoins susceptibles d'engendrer, à certains endroits, un inconfort vibratoire non négligeable. Pour remédier à cette situation, une démarche en deux temps a été proposée :

- a) consolider la dalle supportant les machines (murs de refend, piliers...), si la réponse des différentes poutrelles de dalle sur leurs propres modes de flambage est prédominante dans le processus de transmission des vibrations ;
- b) procéder à l'isolation vibratoire de chaque métier à tisser (les machines sont actuellement directement liées au sol), si cela est toujours nécessaire une fois le point a) réalisé.

### 2.14. Basculeur à berlins

Cette machine engendre des vibrations dont l'intensité ( $a_{eq} = 0,14 \text{ m/s}^2$ ) s'avère gênante au niveau de sa cabine de commande. Compte tenu de la fréquence des vibrations observées (de l'ordre de 16 Hz pour les composantes prépondérantes mais avec présence de composantes plus faibles dans la gamme 8-10 Hz), une suspension de la cabine à la fréquence de 4 Hz a été proposée.

**Fig. 5. Facteur de transmission de la force excitatrice au support, en fonction du rapport entre la fréquence de la force excitatrice et de la fréquence propre du montage** - Factor of transmission of exciting force to support as a function of the ratio of exciting force frequency to structure's natural frequency



## 3. REDUCTION DES VIBRATIONS

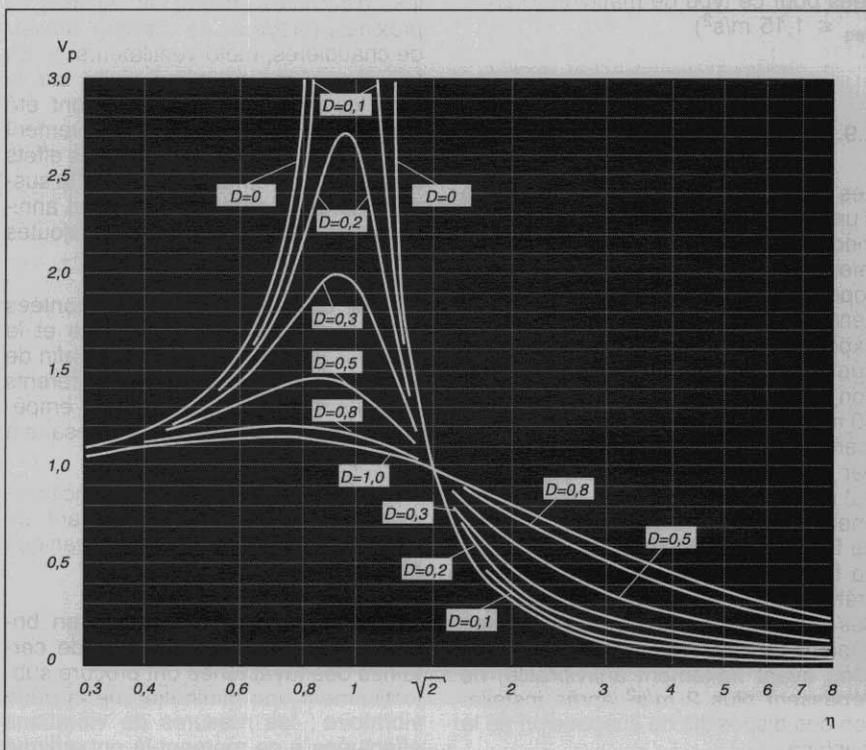
### 3.1. Isolation active - Isolation passive (fig. 4)

Les éléments d'isolation (supports élastiques et amortisseurs) sont en général à double effet, c'est-à-dire susceptibles de protéger des vibrations et des chocs, aussi bien les systèmes suspendus (machines) que les structures porteuses.

Dans le cas où il faut protéger l'environnement d'excitations engendrées par le matériel supporté par la suspension élastique (fig. 4a), on dit qu'il s'agit d'une isolation active (1). C'est ce type

(1) A ne pas confondre avec les suspensions actives, utilisées par exemple sur certains véhicules, dont les caractéristiques sont ajustées, suite à un contrôle actif des vibrations.

◀ **Fig. 4. Principes de l'isolation active et isolation passive** - Principles of active and passive insulation



de suspension que l'on a observé sur des presses d'emboutissage, d'estampage ou de découpage, des marteaux-pilons et des bols vibrants. Dans le cas où il s'agit de protéger des vibrations dues à la machine, un opérateur ou un équipement monté sur une suspension élastique (fig. 4b), on dit qu'il s'agit d'une isolation passive. Des exemples significatifs sont les passerelles ou les salles de contrôle montées sur des plots antivibratiles.

Les deux méthodes d'isolation relèvent des mêmes principes et sont susceptibles de faire appel aux mêmes types de matériels d'isolation.

Toutefois il ne faut pas oublier, dans le cas de l'isolation passive, que l'impédance mécanique d'un individu varie énormément en fonction de la fréquence de la vibration à laquelle il est exposé et que, par conséquent, sa masse apparente peut se voir réduite à moins d'une dizaine de kilogrammes pour des fréquences avoisinant la cinquantaine de hertz.

Certaines applications nécessitent des isolations mixtes, à la fois actives et passives. Les performances requises (fréquences propres et amortissement notamment) sont rarement les mêmes pour les deux fonctions et la difficulté réside dans le choix des supports élastiques. Les principes de l'isolation vibratoire de basse fréquence sont rappelés dans l'encadré 2.

Les courbes de la figure 5 indiquent qu'un filtrage vibratoire n'a lieu que si la fréquence propre du montage « machine-suspension » est au moins 1,4 fois supérieure à la fréquence de la force excitatrice, puisque, dans ces conditions seulement, le facteur de transmission de la force excitatrice au support devient inférieur à 1.

Si la fréquence propre du montage est supérieure à la fréquence de la force excitatrice, il n'y a pas d'isolation. Il peut même y avoir une amplification des forces perturbatrices, et le montage est donc moins favorable qu'une installation rigide.

#### Adjonction d'éléments de raideurs non négligeables par rapport à celle de la suspension

L'adjonction d'éléments de raideur non nulle, tels que câbles électriques peu souples, gaines, matériaux pour combler les fentes, etc. revient à introduire une raideur supplémentaire  $K_2$  parallèle à celle de la suspension.

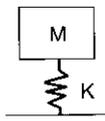
### Rappel des principes de l'isolation vibratoire de basse fréquence d'une machine

*Reminder of the principles of low-frequency machine vibration insulation*

L'isolation vibratoire d'une machine est destinée à réduire sensiblement la transmission des efforts dynamiques - chocs ou excitations périodiques. Pour ce faire, la machine est installée sur des ressorts ou sur d'autres supports élastiques. Cette machine constitue, avec les ressorts, un système oscillant pouvant être influencé par un dispositif d'amortissement additionnel.

#### Fréquence propre

L'efficacité de l'isolation dépend de la fréquence propre ( $f_n$ ) du montage. Dans le cas le plus simple (translation pure et machine considérée comme un solide indéformable avec un support indéformable), la masse  $M$  suspendue ainsi que la raideur  $K$  des ressorts sont les valeurs caractéristiques du système oscillant. L'équation du mouvement montre que la fréquence propre du montage est égale à :

$$f_n \text{ (Hz)} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K}{M}}$$


avec :  $K$  en  $N.m^{-1}$ ,  $M$  en  $kg$

#### Filtrage vibratoire (cf. schéma)

Les structures montées élastiquement et excitées périodiquement oscillent, en régime établi, à une fréquence qui correspond à la fréquence de la force excitatrice  $F_E$  (cadence de la machine). La diminution de la transmission au support, de la force excitatrice, et donc le filtrage vibratoire, dépendent du rapport  $\eta$  qui existe entre la fréquence de la force excitatrice ( $f_E$ ) et la fréquence propre du montage ( $f_n$ ). Nous observons sur la figure 5 que plus la fréquence propre est basse, plus le filtrage vibratoire est élevé ; c'est-à-dire, plus le rapport  $\eta$  entre la fréquence de la force excitatrice

et la fréquence propre est grand.

La force résiduelle transmise, dans le cas d'un montage élastique, s'exprime comme suit :

$$F_R = F_E \times V_P$$

avec

$$V_P = \left| \frac{1}{1 - \eta^2} \right|$$

dans le cas d'un système non amorti, ou :

$$V_P = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4 D^2 \eta^2}}$$

dans le cas d'un système amorti

avec

$F_R$  = force résiduelle

$F_E$  = force excitatrice

$V_P$  = facteur de transmission

$f_E$  = fréquence de la force excitatrice

$f_n$  = fréquence propre du montage

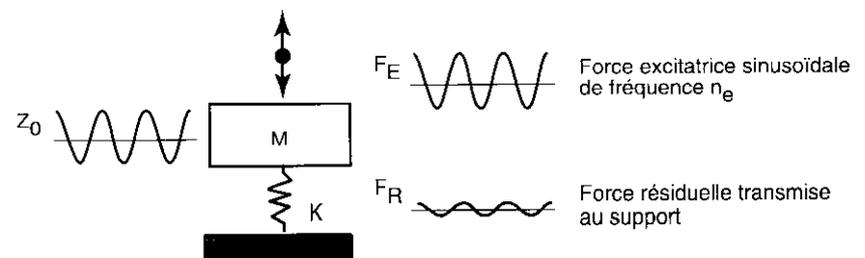
$D$  = taux d'amortissement critique

$\eta = \frac{f_E}{f_n}$  rapport entre la fréquence excitatrice et la fréquence propre.

#### Note

Dans le cas d'une suspension passive telle qu'un plancher suspendu, le système mécanique est analogue,

$$\text{on a : } \frac{a_R}{a_E} = \frac{F_R}{F_E}$$



L'équation de la nouvelle fréquence propre devient :

$$f_{n_2}(\text{Hz}) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K+K_2}{M}} > \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

La fréquence de la force excitatrice  $f$  n'étant pas modifiée, le filtrage vibratoire est moins élevé et peut même devenir nul si la raideur de l'ajout est très forte.

### 3.2. Installation d'une nouvelle machine vibrante

En référence à la directive sur la sécurité des machines [15], ces dernières doivent être conçues, construites et montées de façon à ce que les risques résultant des vibrations soient réduits à leurs plus faibles niveaux, en tenant compte des progrès techniques et de la disponibilité des moyens pour minimiser les vibrations à la source ou lors de leur transmission à l'opérateur.

Le plus souvent, le fabricant sera amené à suspendre la machine. En règle générale, la réalisation d'un tel système est l'affaire d'un spécialiste qui devra prendre en compte non seulement les caractéristiques dynamiques de la machine (et de la source de vibrations), mais aussi de la structure sur laquelle la machine sera montée chez le futur utilisateur. L'optimisation d'un système antivibratile nécessite une connaissance précise et complète de tous les facteurs qui influencent la conception et l'application efficace d'une isolation vibratoire à une machine particulière ou à une installation. La norme EN 1299 [16] se propose d'être un guide pour s'assurer que les fabricants de machines travaillant à poste fixe fourniront les informations adéquates pour l'application d'une isolation vibratoire à leurs machines. Elle est aussi un guide pour s'assurer que le futur utilisateur fournira une information suffisante sur son application au fabricant de la machine ou au fournisseur du système isolant pour le choix et la conception d'une isolation optimale. L'annexe 1 donne la liste des principaux fabricants et distributeurs de supports antivibratiles qui ont une adresse en France.

### 3.3. Exemples de réalisation d'isolation active

Dans plusieurs entreprises, des réalisations antivibratiles ont été développées par des sociétés spécialisées et donnent des résultats exemplaires du point de vue de la réduction des vibra-

tions transmises aux opérateurs par le sol (tables vibrantes, pilons, presses).

Les figures 6 et 7 donnent des exemples de réalisations pour une presse mécanique et un marteau pilon développé par une société spécialisée dans ce domaine [6].

Il semble utile de rappeler ici que, contrairement à une opinion assez répandue, l'effet isolant du liège, du feutre et de matières similaires vis-à-vis des vibrations considérées ici est très réduit et que, si ces matériaux contribuent indéniablement à l'amélioration de l'assise des machines en compensant les petites irrégularités du sol, ils présentent l'inconvénient de perdre leur élasticité avec le temps (vieillesse, imprégnation par des poussières, de l'huile, des copeaux, etc.).

### 3.4. Exemples de réalisation d'isolation passive : planchers et cabines suspendues

Dans les bâtiments, on peut aussi réduire la transmission des vibrations produites par les machines industrielles en installant un plancher ou une cabine suspendus. Cette technique a l'avantage d'être moins coûteuse que l'isolation active des machines mais elle ne protège que les opérateurs se tenant sur le plancher ou la cabine suspendus.

Ces derniers, pour être de qualité optimale, doivent avoir les caractéristiques suivantes :

- faible fréquence de résonance (dans le cas des machines de forge, par exemple, moins de 3 Hz) ;
- hauteur limitée ;
- poids le plus faible possible ;
- stabilité quand l'opérateur se déplace.

Ces quatre caractéristiques sont souvent contradictoires et, par conséquent, des compromis s'imposent. La figure 8 montre quelques réalisations types. Pour que ces réalisations restent efficaces pour filtrer les vibrations, il faudra faire attention à n'introduire postérieurement aucun court-circuit mécanique (câbles rigides de liaison électrique ou gaines, raccords pour boucher les fentes entre le plancher suspendu et le sol du bâtiment, etc.) ou tels que ceux mentionnés dans l'encadré 3.

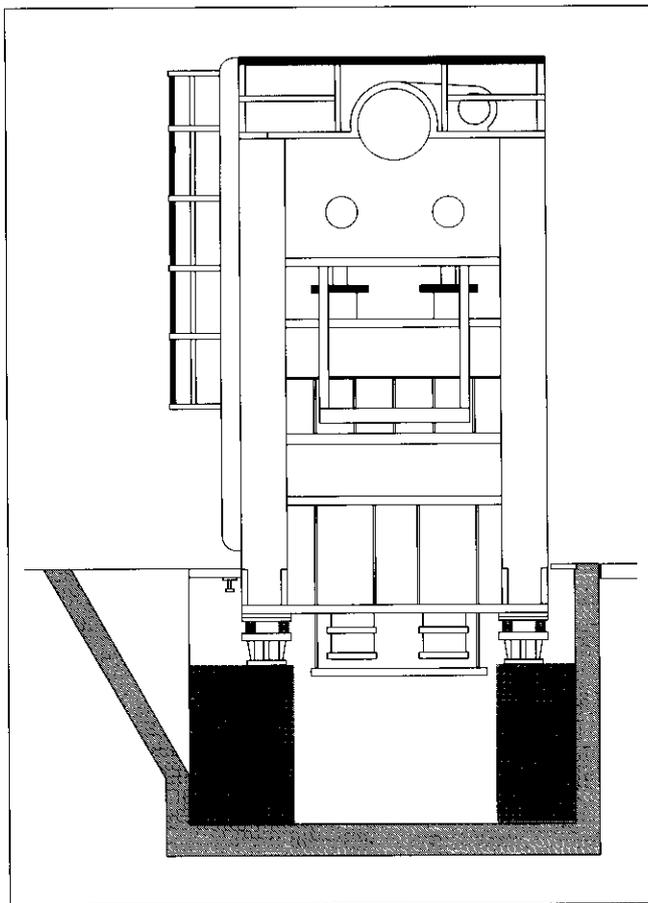
## ENCADRE 3

**Attention à ne pas court-circuiter une suspension – Be careful not to put your suspension out of action**

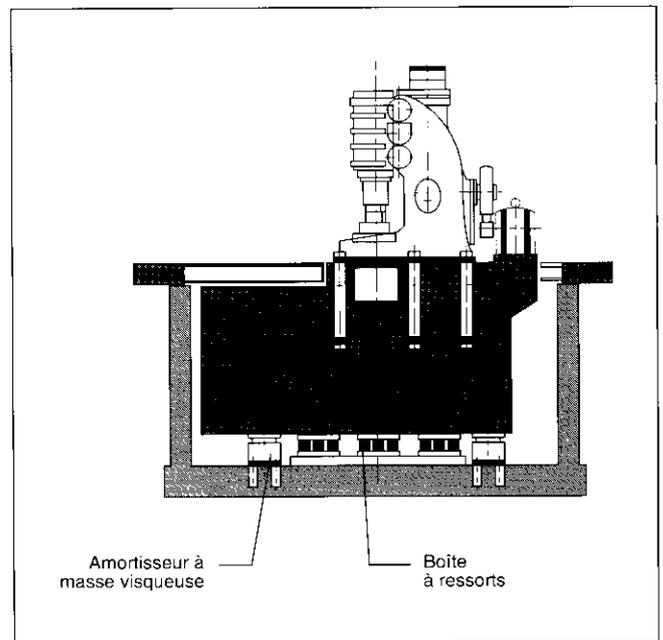
**Sur une installation de concassage,** l'opérateur qui gère l'alimentation du concasseur primaire a estimé que la passerelle où se trouve son poste de travail manquait de stabilité dans le plan horizontal. Pour remédier à cette situation, il a coincé une pierre de taille idoine entre ladite passerelle et le concasseur. Si cette solution s'avère rassurante vis-à-vis de la stabilité de la plate-forme, l'intensité des vibrations transmises à l'opérateur correspondait à une accélération équivalente de 0,94 m/s<sup>2</sup> suivant l'axe vertical par suite de cette liaison rigide. Sa suppression ramènera l'intensité des vibrations à 0,18 m/s<sup>2</sup> et le choix d'un point de reprise extérieur au bâti du concasseur assurera une stabilité satisfaisante de la passerelle.

**Sur une autre installation de concassage,** l'entreprise, consciente du problème de l'exposition aux vibrations des individus travaillant à proximité des concasseurs, a particulièrement veillé au découplage de toutes les plates-formes et passerelles de l'installation par rapport aux machines. Elle a même fait installer une cabine montée sur plots antivibratiles pour la personne qui gère l'alimentation du concasseur primaire. Cette situation a été dégradée par l'installation, aux fins d'entretien du concasseur, d'une poutrelle métallique reliant rigidement la trémie de l'alimentateur vibrant à la plate-forme supportant la cabine de contrôle afin de servir de support pour un palan. Ceci engendrait des vibrations gênantes suivant le plan horizontal lors du fonctionnement de l'alimentateur ( $a_{wy} = 0,45 \text{ m/s}^2$ ). Le découplage de cette poutrelle par rapport à la trémie (suppression d'un cordon de soudure et insertion d'une plaque d'élastomère entre les deux) a ramené l'intensité des vibrations transmises à une valeur plus acceptable ( $a_{wy} = 0,08 \text{ m/s}^2$ ).

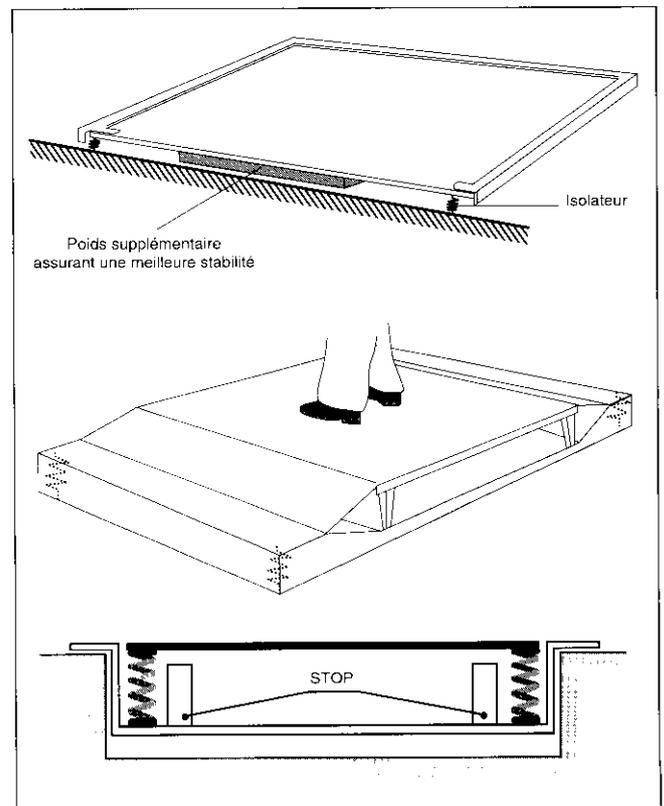
**En ce qui concerne les finisseurs,** le problème d'exposition aux vibrations sur les finisseurs se situe au niveau de la plate-forme des régleurs. Il faut rappeler que cette passerelle est destinée essentiellement à permettre au régleur de passer d'un côté à l'autre de la machine afin de pouvoir surveiller le travail effectué de chaque côté par le finisseur. Toutefois, certaines configurations de chantier obligent le régleur à ne pas quitter la plate-forme. En collaboration avec les CRAM de Bretagne et du Languedoc-Roussillon et deux entreprises de travaux publics, l'INRS a montré la possibilité de diminuer par 4 l'exposition aux vibrations sur ces machines en ajoutant un étage de suspension à la plate-forme, à l'endroit où se tient le régleur.



**Fig. 6. Suspension élastique directe d'une presse mécanique (extrait de [6])** – Direct elastic suspension of a mechanical press



**Fig. 7. Installation d'un marteau auto compresseur sur un bloc de béton isolé (extrait de [6])** – Installing an automatic jackhammer on an insulated concrete block



**Fig. 8. Différents types de planchers suspendus (d'après [17])** – Different types of suspended flooring

## 4. CONCLUSION

En référence aux normes NF E 90-401-2 et ISO 2631-1, les vibrations mesurées à proximité des machines industrielles n'atteignent généralement pas la *cote d'alerte* fixée à une valeur d'accélération équivalente de 0,63 m/s<sup>2</sup> pour une exposition quotidienne de 8 heures, sauf dans le cas de certaines machines et plus particulièrement :

– d'installations de concassage où les machines (concasseurs primaires, alimentateurs vibrants...) sont mal découplées mécaniquement des structures environnantes ;

– de marteaux-pilons ou de presses non isolés mécaniquement du sol ;

– des finisseurs pour enrobés chauds employés lors de la réalisation des revêtements routiers.

Néanmoins, les opérateurs des autres machines se plaignent de l'inconfort engendré par les vibrations solidiennes, même pour des intensités vibratoires plus faibles telles que celles rencontrées à proximité de certaines tables vibrantes à béton, des cribles, des concasseurs, d'excavateurs et dragues à godets, ainsi que de certaines presses.

La norme ISO 2631-2 fixe à 0,04 m/s<sup>2</sup> la limite au-delà de laquelle des plaintes pour inconfort dû aux vibrations transmises aux individus par voie solidienne sont possibles en atelier. Mais on insistera sur le fait qu'en règle générale, d'autres nuisances telles que le bruit, la poussière, la chaleur sont souvent présentes et sont fréquemment considérées par les opérateurs comme à traiter en priorité (lorsque cela n'est pas déjà fait).

Sur plusieurs des sites visités, certaines machines nécessitaient un traitement antivibratile approprié :

– soit sous la forme d'une suspension de la machine elle-même (pilons, presses, tables vibrantes, etc.), d'une suspension de la cabine de contrôle, de la salle de commande ou de plates-formes (concasseurs, centrale électrique) ;

– soit sous la forme de suppression ou d'amélioration de réalisations effectuées a posteriori sur les installations pour différentes raisons autres que la gêne vibratoire, mais contribuant grandement à l'augmentation des vibrations transmises aux opérateurs (couplages mécaniques entre la machine et le

poste de travail, remplacement d'éléments souples par d'autres plus rigides, etc.).

Dans tous les cas, la conception d'une suspension, qu'elle soit active ou passive, nécessite une certaine expertise et que soit établi un dialogue entre le fabricant de la machine, l'utilisateur et l'installateur car son calcul nécessite la connaissance des caractéristiques dynamiques de la machine et de son réceptacle. Il faut également que la suspension d'une machine n'altère pas sa performance et que la suspension d'une cabine ou d'un plancher n'introduise par un inconfort ou un risque supplémentaire pour l'utilisateur.

*Cette étude n'aurait pas pu se réaliser sans la participation active de Messieurs Boccardi et Majourel, du Centre de mesures physiques de Montpellier, de Monsieur Caro de la CRAM du Centre et de Monsieur Perrais, de la CRAM Midi-Pyrénées.*

*Qu'ils en soient remerciés.*

## Bibliographie

1. STEFFENS R.J. – Structural vibration and damage. Some notes on aspects of the problem and review of available information. Londres, Department of the Environmental Building Research Establishment, Her Majesty's Stationery Office, 1974.
2. SCHAUER H., WEIGELT P. – Schwingungen an Steh-Arbeitsplätzen. Dortmund, Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung, 1981, Forschungsbericht Nr. 285, pp. 128.
3. LUNDSTRÖM R., LINDBERG L. – Whole-body vibration in standing posture. Stockholm, The Swedish National Board of Occupational Safety and Health, Investigation report 1984:40.
4. HELMKAMP J., REDMOND G.R., COTTINGTON E.M. – The measurement of whole-body vibration in the workplace. *American Industrial Hygiene Association Journal*, 1985, 46, 1, pp. 5-19.
5. SORAINEN E. – Vibration in textiles mills. *American Industrial Hygiene Association Journal*, 1988, 49, 12.
6. GERB S.A. – Isolation vibratoire des machines, 5<sup>e</sup> éd. Essen, GERB, 119 p.
7. NF E 90-401-1 – Vibrations et chocs mécaniques. Evaluation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps. Risques pour la santé. Généralités. Paris-La Défense, AFNOR, août 1990.
8. NF E 90-401-2 – Vibrations et chocs mécaniques. Evaluation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps. Risques pour la santé. Paris-La Défense, AFNOR, août 1990.
9. NF E 90-401-3 – Vibrations et chocs mécaniques. Méthode de mesurage et d'évaluation des vibrations globales du corps humain dans les bâtiments et autres constructions terrestres. Paris-La Défense, AFNOR, août 1993.
10. ISO 2631-1 – Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps. Spécifications générales. Genève, ISO, mai 1985.
11. ISO 2631-2 – Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps. Vibrations continues induites par les chocs dans les bâtiments (1 à 80 Hz). Genève, ISO, février 1989.
12. DONATI P. – Evaluation de la contrainte vibratoire transmise à l'homme dans l'environnement de machines sources de vibrations. Revue bibliographique. Nancy, INRS, document DT-059/PDi, mars 1987.
13. PARSONS K.C. – Vibration perception thresholds and their application to building vibration. Article présenté lors de la réunion du groupe britannique sur les effets des vibrations sur l'homme, Edimbourg, 9-11 septembre 1981.
14. PARSONS K.C. – The perception of complex building vibration. Article présenté lors de la réunion du groupe britannique sur les effets des vibrations sur l'homme, Cricklewood, 16-17 septembre 1982.
15. NF E 90-402 – Vibrations et chocs mécaniques. Evaluation de l'exposition des individus aux vibrations transmises aux membres supérieurs. Paris-La Défense, AFNOR, octobre 1986.

16. EN 1299 – Isolation vibratoire des machines. Information pour la mise en œuvre de l'isolation des sources. Bruxelles, CEN, février 1994.
17. Directive 89/392/CEE du Conseil du 14 juin 1989 sur l'uniformisation des lois des Etats Membres relatives aux machines, modifiée par les Directives du Conseil 91/368/CEE
- du 20 juin 1991 et 93/44/CEE du 14 juin 1993, *Journal Officiel des Communautés Européennes*, n° L 183 du 29/06/89, n° L 198 du 22/07/91, n° L 175 du 19/07/93.
18. BÄCK J. – Vibrations-isolerande platform för smeder (Vibration isolating platform for forgers). Möndal, ivf-resultat 80501, mars 1980, 22 p.

## ANNEXE 1

### Liste non-exhaustive de fabricants et distributeurs de supports antivibratiles

Non-exhaustive list of manufacturers and suppliers of vibration-reducing devices

<p><b>CITEC</b> Département Pneumatique, BP n° 19, Torcy, 77201 Marne-La-Vallée cedex 1 Tél. 01 60 37 45 00 Fax 01 64 80 45 18</p>	<p><b>GERB S.A. Industries</b> 12, Rue de l'Orangerie 78000 Versailles Tél. 01 39 53 50 32 Fax 01 39 50 28 91</p>	<p><b>Société SERAC</b> 14bis, rue Gutenberg Zone Industrielle la Marinière 91919 Bondoufle cedex Tél. 01 60 86 43 19 Fax 01 60 86 54 59</p>
<p><b>COMPTOIR EUROPEEN DES FABRIQUES</b> (Distrib. Prod. BARRY) 17, Rue Touillet-Derel BP n° 39, 92603 Asnières cedex Tél. 01 46 88 01 20 Fax 01 47 33 38 87</p>	<p><b>LINATEX FRANCE S.A.</b> 347 Route Nationale BP 6, 59264 Onnaing Tél. 03 27 35 24 00 Fax 03 27 35 34 98</p>	<p><b>Usines G. WATTELEZ S.A.</b> 18 Rue G. Bongard 78302 Poissy cedex Tél. 01 30 74 02 07 Fax 01 30 74 20 09</p>
	<p><b>PAULSTRA HUTCHINSON</b> 61 Rue Marius Auffan 92305 Levallois-Perret Tél. 01 40 89 53 31 Fax 01 47 57 28 96</p>	

Reçu en juillet 96,  
accepté en novembre 96



**INSTITUT NATIONAL DE RECHERCHE ET DE SÉCURITÉ - 30 rue Olivier-Noyer 75680 Paris cedex 14**

Tiré à part de Cahiers de notes documentaires - Hygiène et sécurité du travail, 2<sup>e</sup> trimestre 1997, n° 167 - ND 2050 - 1 200 ex.  
N° CPPAP 804 AD/PC/DC du 14-03-85. Directeur de la publication : J.L. MARIE - ISSN 0007-9952 - ISBN 2-7389-0584-6