



Rapport de mission acoustique

CINEMA D'ORTHEZ
ETUDE VIBRATOIRE
VILLE D'ORTHEZ

Rédigé par Thierry Simoneau

Relu par Benjamin Guignard

Acoustique & Conseil

Agence sud-est

Rond-Point de la Gare – 13770 Venelles

T. +33 (0)4 42 54 13 48 – F. +33 (0)4 42 54 10 15

www.acoustique-conseil.com



AVANT-PROPOS

Dans le cadre de la construction du cinéma d'Orthez, la Ville d'Orthez a demandé à Acoustique & Conseil de réaliser une étude d'impact des vibrations générées par la voie ferrée voisine sur le projet. Ce document présente les résultats et les conclusions de cette étude.

SOMMAIRE

1. MESURES ET ANALYSES.....	4
1.1. Conditions de mesures.....	4
1.1.1. Dates des mesures.....	4
1.1.2. Matériel de mesure et d'analyse.....	4
1.2. Analyses effectuées.....	4
1.3. Résultats.....	6
2. SIMULATIONS.....	6
2.1. Méthode de calcul.....	6
2.2. Hypothèses de calcul.....	8
2.2.1. Bande spectrale.....	8
2.2.2. Salles étudiées.....	8
2.2.3. Aire d'absorption équivalente.....	9
2.2.4. Nature des parois.....	9
2.3. Résultats.....	10
2.3.1. Remarque préliminaire.....	10
2.3.2. Niveau sonore moyen.....	10
2.3.3. Niveau sonore moyen pour les trains de fret.....	10
2.3.4. Niveau sonore pour le train de fret le plus énergétique.....	10
3. CONCLUSION.....	11
ANNEXE – EVOLUTION TEMPORELLE DU NIVEAU D'ACCELERATION VIBRATOIRE.....	12

1. MESURES ET ANALYSES

1.1. Conditions de mesures

1.1.1. Dates des mesures

Les mesures ont été réalisées du lundi 23 mai à 14h00 au mardi 24 mai à 22h00.

1.1.2. Matériel de mesure et d'analyse

Pour réaliser les mesures, le matériel suivant a été utilisé :

- Carte d'acquisition et de traitement bi-voie de type SYMPHONIE de marque 01dB (n° série 00841),
- 2 accéléromètres piézo-électriques type A/120/V de marque DJB (n° série 2680 et 3144)
- Source étalon BRUEL & KJAER type 4294 (n° 1759823),
- Logiciels d'analyse dBTRIG et dBTRAIT de marque 01dB.

1.2. Analyses effectuées

Les mesures et analyses suivantes ont été effectuées :

- Grandeur stockée : niveau d'accélération vibratoire continu équivalent avec durée d'intégration de 100 ms, en dB réf. 10^{-6} ms^{-2}
- Bande spectrale : bande de tiers d'octave, de 12.5 Hz à 315 Hz
- Position des accéléromètres : 1 capteur vertical - 1 capteur horizontal à 50 m de la voie ferrée concernée, distance égale à celle entre la voie et la future salle 1 (cf. Figure 1 et Figure 2)
- Mode de fixation des accéléromètres : aimantés sur une pastille métallique collée sur la dalle du local
- Période d'analyse : du lundi 23 mai à 14h00 au mardi 24 mai à 22h00
- Nombres de circulations de trains analysées : 43 circulations, dont 5 circulations de trains de fret
- Fenêtrage temporel : début à l'instant de la montée et fin à l'instant de la descente du niveau d'accélération vibratoire 1 s à 40 Hz lors de la circulation concernée (cf. Figure 3)



Figure 1 : Position des capteurs.



Figure 2 : Vue aérienne - Position du point de mesure du niveau d'accélération vibratoire.

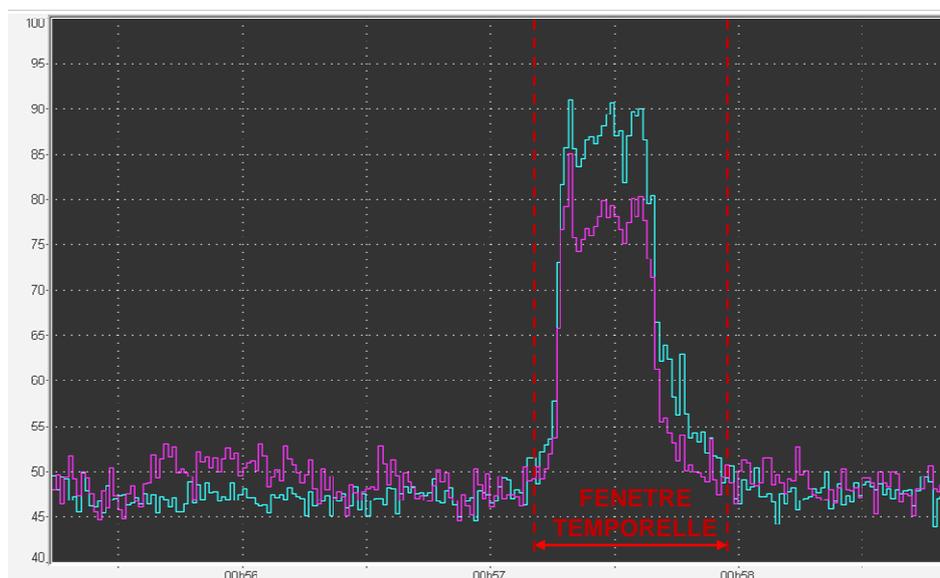


Figure 3 : Exemple de fenêtrage temporel du niveau d'accélération vibratoire lors d'une circulation de train.

1.3. Résultats

L'évolution temporelle du niveau d'accélération vibratoire est présentée en annexe.

On note que le niveau d'accélération vibratoire moyen sur les 43 circulations présente un maximum dans les bandes de tiers d'octave de 40 Hz à 63 Hz pour l'axe vertical, et de 20 à 25 Hz pour l'axe horizontal (cf. Figure 4).

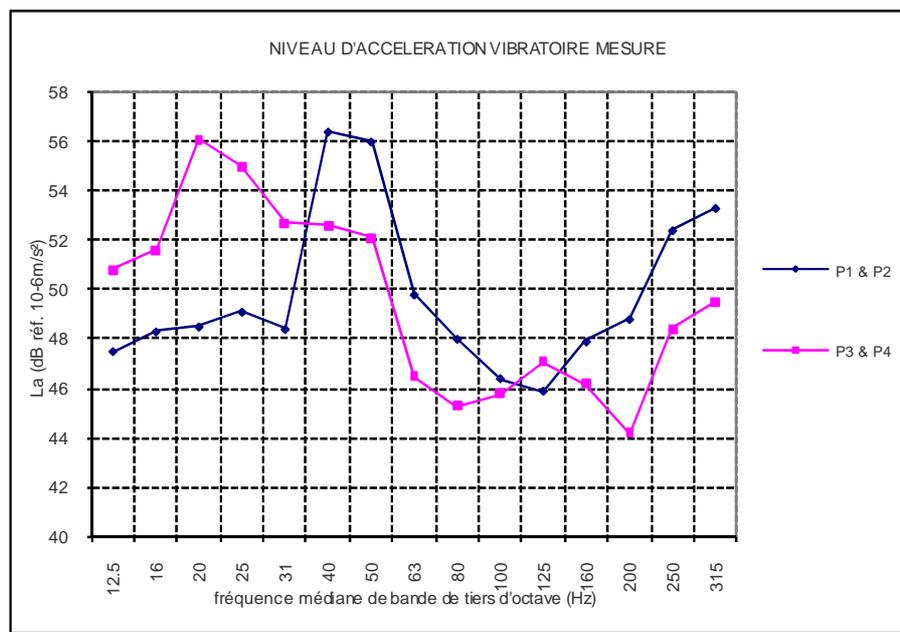


Figure 4 : Spectre tiers d'octave du niveau d'accélération vibratoire moyen (dB réf. 10^{-6} m/s²). La courbe en bleu correspond à l'axe vertical. La courbe en rouge correspond à l'axe horizontal.

2. SIMULATIONS

2.1. Méthode de calcul

La salle étudiée est considérée comme un parallélépipède rectangle dont les six parois sont assimilées à des plaques excitées aux passages des trains avec une vitesse vibratoire quadratique moyenne $\overline{v_k^2}$, k désignant la paroi concernée. La vitesse quadratique moyenne est déterminée par intégration de l'accélération vibratoire quadratique $\overline{\gamma_k^2}$, mesurée in situ dans 2 directions de l'espace comme suit :

$$\overline{v_k^2} = \frac{\overline{\gamma_k^2}}{(2\pi f)^2}$$

Où f désigne la fréquence du signal exciteur. Par ailleurs, la puissance acoustique rayonnée par la plaque k lorsqu'elle est excitée par un signal vibratoire de vitesse quadratique moyenne $\overline{v_k^2}$ s'écrit :

$$\overline{W}_k = \rho c S_k \sigma_k \overline{v_k^2}$$

Avec :

- ρ : densité de l'air
- c : célérité des ondes acoustiques
- S_k : surface de la $k^{\text{ème}}$ paroi de la salle
- σ_k : coefficient de rayonnement moyen de la $k^{\text{ème}}$ paroi

La littérature fournit plusieurs théories concernant le calcul du coefficient de rayonnement σ_k en fonction des caractéristiques mécaniques de la plaque constituant la paroi (épaisseur, module de Young, masse volumique). La méthode employée est celle décrite dans l'ouvrage « NOISE AND VIBRATION CONTROL ENGINEERING » - Istvan L. VER & Leo L. BERANEK (cf. Tableau 1).

Sur la base de la puissance acoustique rayonnée par les 6 parois de la salle, la pression quadratique moyenne \overline{p}^2 est calculée comme suit :

$$\overline{p}^2 = (\rho c)^2 \sum_k \overline{W}_k \frac{4}{A}$$

Avec A aire d'absorption équivalente de la salle.

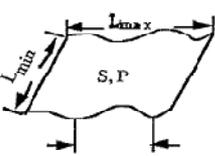
Body	Picture	σ_{rad}	Auxiliary Expressions
Finite thin plate supporting free bending waves; plate surrounded by rigid baffle		$\frac{P c_0}{\pi S f_c} \sqrt{f/f_c} c_1; f < f_c$ $0.45(P/\lambda_c)^{1/2} (L_{min}/L_{max})^{1/4}; j = f_i$ $(1 - f_c/f)^{-1/2}; f > 1.3 f_c$ $1; f \geq 1.5 f_c$ $g_1(\beta) = \begin{cases} ((4/\pi^4)[(1 - 2\beta^2)/\beta(1 - \beta^2)^{1/2}]); & f < 0.5 f_c \\ 0 & ; f > 0.5 f_c \end{cases}$ $g_2(\beta) = \left(\frac{1}{4\pi^2} \right) \frac{(1 - \beta^2) \ln[(1 + \beta)/(1 - \beta)] + 2\beta}{(1 - \beta^2)^{3/2}}; C_1 = \begin{cases} 1 \text{ for simple supported edges} \\ \beta^2 \exp(10\lambda_c/P) \text{ for clamped edges} \end{cases}$ $\sigma_{rad} = \frac{P c_0}{S \pi^2} \sqrt{\frac{f}{f_c^3}}$	f_c = critical frequency See Eq. 11.94 $\lambda_c = c_0/f_c$ $S = L_{max} L_{min}$ = area (one side) $P = 2(L_{max} + L_{min})$ = perimeter $\beta = (f/f_c)^{1/2}$

Tableau 1 : Calcul du coefficient de rayonnement moyen d'une plaque rectangulaire posée ou encastrée (extrait de NOISE AND VIBRATION CONTROL ENGINEERING – Istvan VER & Leo L. BERANEK).

2.2. Hypothèses de calcul

2.2.1. Bande spectrale

Les calculs ont été menés dans les bandes de tiers d'octave de 12.5 Hz à 315 Hz.

2.2.2. Salles étudiées

Etant la plus proche de la voie ferrée, la salle 1 a été choisie pour faire l'objet des simulations (cf. Figure 5 et Figure 6) Elle a été assimilée à un parallélépipède rectangle de dimensions moyennes 21.0 × 12.5 × 6.0 m.

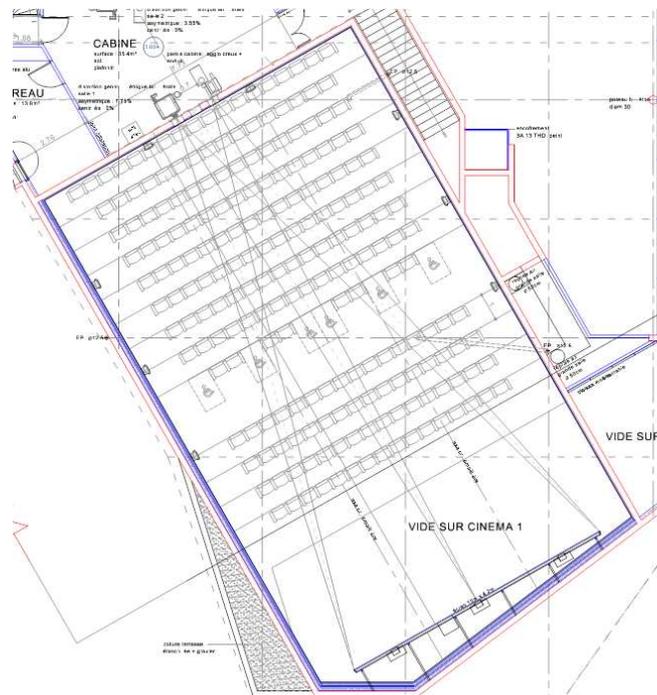


Figure 5 : Plan de la salle 1.

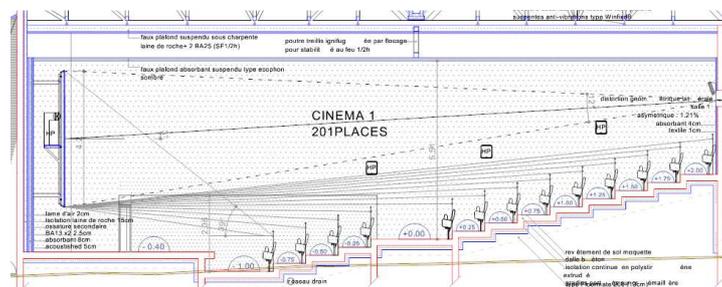


Figure 6 : Coupe sur salle 1.

2.2.3. Aire d'absorption équivalente

L'aire d'absorption équivalente est un paramètre déterminant pour le calcul du niveau sonore attendu dans les salles au passage des trains. Elle a été déterminée à partir du volume de la salle sur la base des objectifs de durée de réverbération définis par l'acousticien de la Maîtrise d'œuvre et des hypothèses de Sabine pour le calcul (cf. Figure 7).

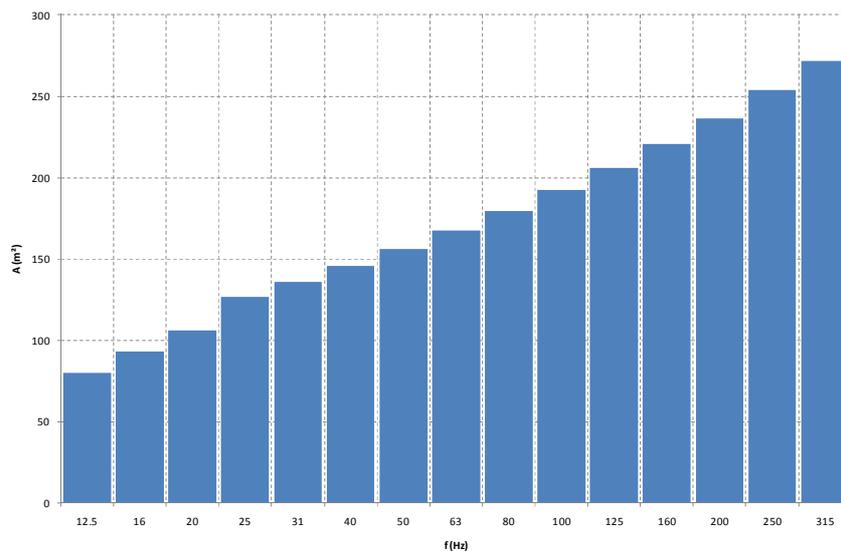


Figure 7 : Aire d'absorption de la salle en m² par bande de tiers d'octave. Les valeurs dans les bandes 12.5, 16 et 20 Hz ont été extrapolées à partir des bandes de fréquences supérieures

2.2.4. Nature des parois

Les propriétés mécaniques des matériaux constituant les parois sont également déterminantes pour le calcul. En effet, ce sont elles qui régissent les propriétés de rayonnement des parois. Pour les calculs, les hypothèses suivantes ont été effectuées :

- Plancher bas : béton 200 mm
- Murs latéraux : plaques de plâtre superposées
- Plafond : plaque de plâtre + plafond suspendu fibre.

2.3. Résultats

2.3.1. Remarque préliminaire

L'objectif de niveau sonore à respecter dans une salle de cinéma est NR27 (objectif défini par la CST). Il convient cependant de rappeler que cet objectif s'entend toutes sources confondues : circulations ferroviaire et bruit des équipements CVC. En vue de répartir équitablement l'énergie sonore de ces deux types de sources, il est préférable de fixer comme objectif de bruit d'origine ferroviaire la valeur NR24.

2.3.2. Niveau sonore moyen

Le niveau de pression acoustique moyen calculé dans la salle, moyenne correspondant au cumul des 43 circulations, vaut 19 dB[A] et atteint la courbe NR15 (cf. Figure 8). Le niveau sonore attendu est donc conforme à l'objectif NR24.

2.3.3. Niveau sonore moyen pour les trains de fret

Le niveau de pression acoustique moyen calculé dans la salle, moyenne sur les 5 circulations de trains de fret, vaut 24 dB[A] et atteint la courbe NR20 (cf. Figure 9). Le niveau sonore attendu est donc conforme à l'objectif NR24.

2.3.4. Niveau sonore pour le train de fret le plus énergétique

Le niveau de pression acoustique calculé dans la salle pour le train de fret ayant généré le plus haut niveau d'accélération vibratoire vaut également 25 dB[A] et atteint la courbe NR20 (cf. Figure 10). Ce résultat est sensiblement identique à celui correspondant à la moyenne des 5 circulations de fret. Le niveau sonore attendu est conforme à l'objectif NR24.

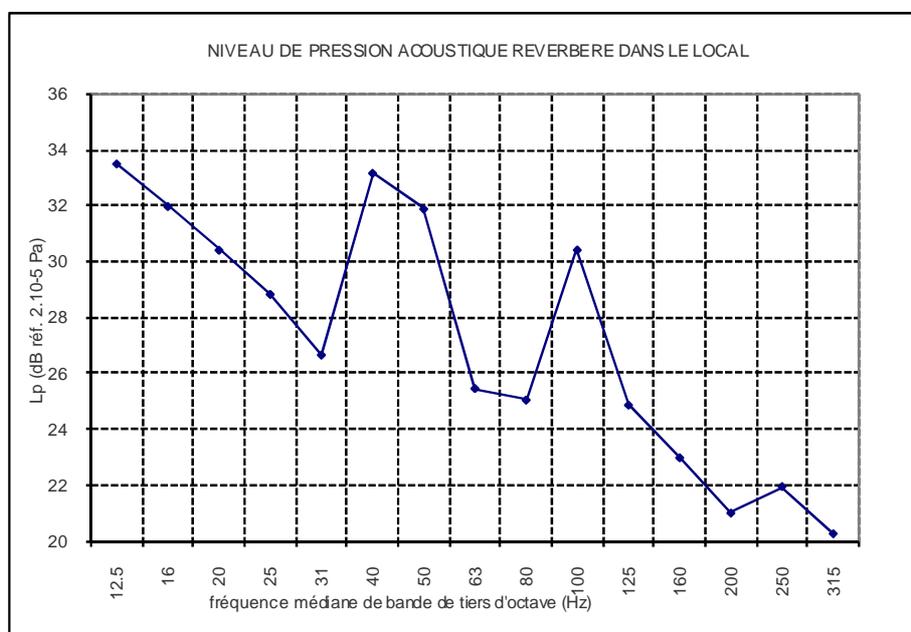


Figure 8 : Niveau de pression acoustique moyen par bande de tiers d'octave attendu dans la salle 1. On retrouve le maximum d'énergie autour de 40 Hz correspondant au maximum d'énergie vibratoire et un pic secondaire à 100 Hz, correspondant à la fréquence critique du plancher.

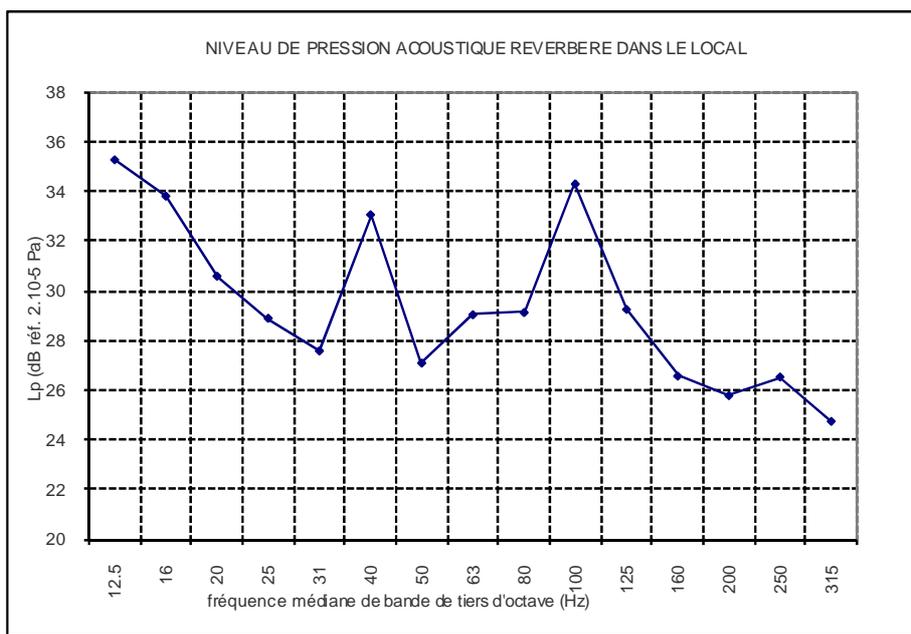


Figure 9 : Niveau de pression acoustique moyen par bande de tiers d'octave attendu dans la salle 1 dû à la circulation des 5 trains de fret observés.

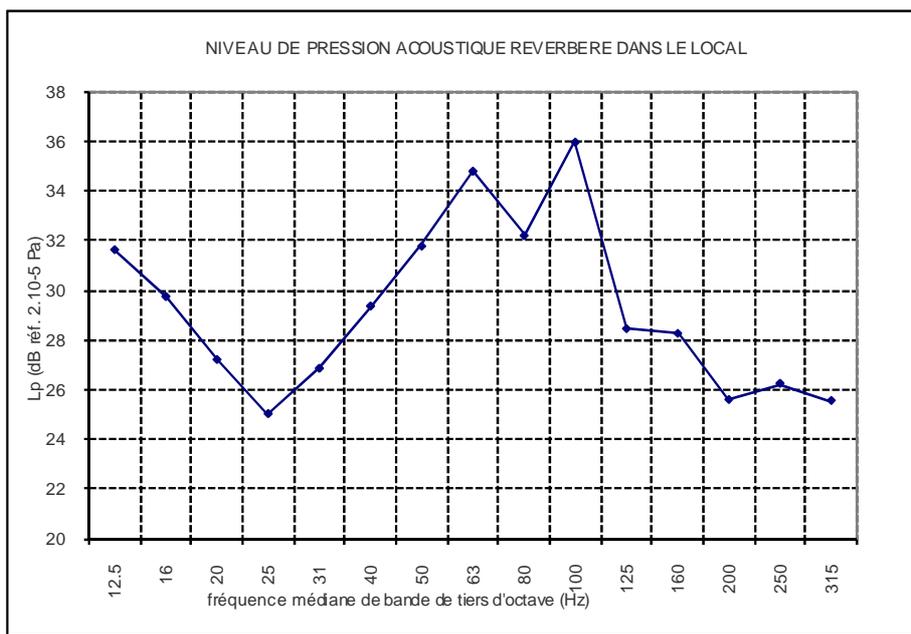
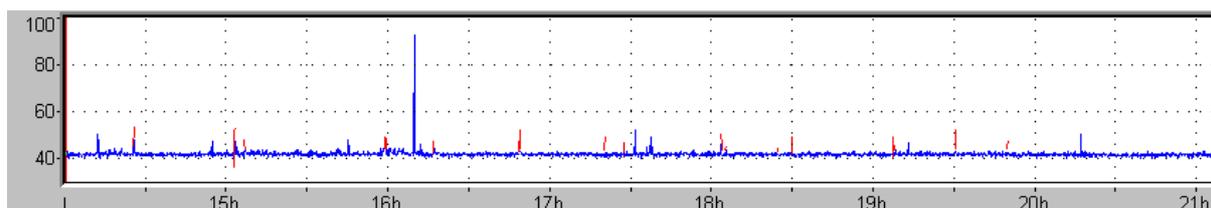
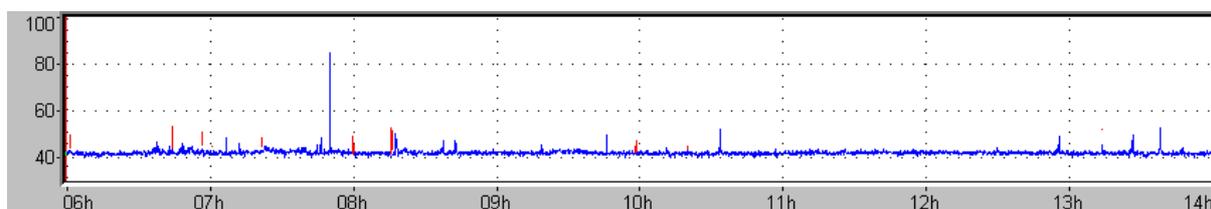
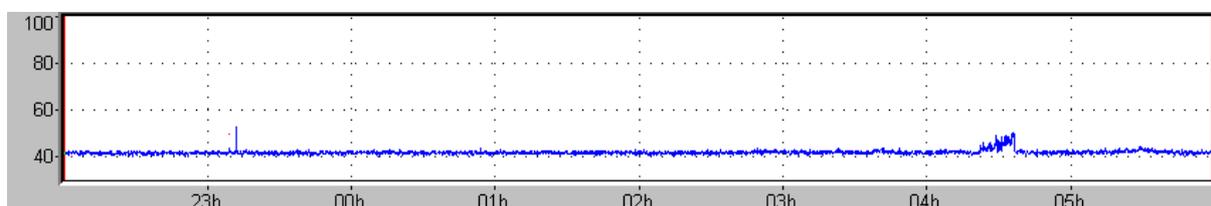
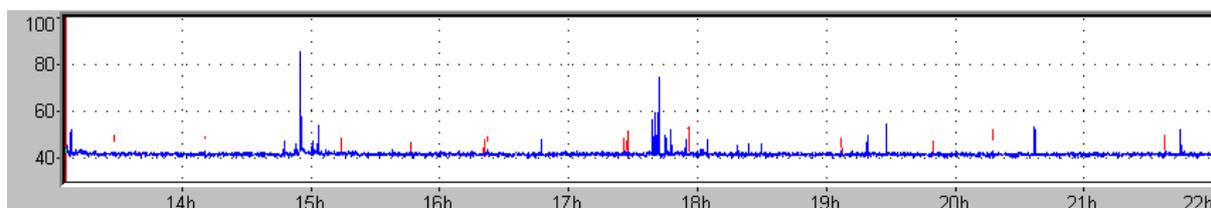


Figure 10 : Niveau de pression acoustique moyen par bande de tiers d'octave attendu dans la salle 1 lors de la circulation la plus énergétique.

3. CONCLUSION

Les essais vibratoires et les simulations réalisés montrent que l'énergie vibratoire due à la circulation des trains ne nécessite pas la mise en œuvre d'un traitement antivibratoire spécifique.

ANNEXE – EVOLUTION TEMPORELLE DU NIVEAU D'ACCELERATION VIBRATOIRE



Evolution temporelle du niveau d'accélération vibratoire (L_{eq} en dB réf. 10^{-6} m/s²) suivant l'axe vertical. Les circulations sont codées en rouge.