

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE DE LA CONSTRUCTION
M.Eng.

PAR
GEOFFROY PIGNAL

ÉTUDE ACOUSTIQUE ET VIBRATOIRE POUR LA TRANSFORMATION
D'UN AUDITORIUM EN SALLE POLYVALENTE

MONTRÉAL, LE 27 FÉVRIER 2003

© droits réservés de Geoffroy Pignal

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Mme Marie-José Nollet, directeur de mémoire
Département de génie de la construction de l'École de technologie
supérieure

M. Frédéric Laville, codirecteur
Département de génie mécanique de l'École de technologie supérieure

M. Gabriel Lefebvre, président du jury
Département de génie de la construction de l'École de technologie
supérieure

M. Marc Deshaies, directeur technique
Décibel Consultants Inc., Pointe-Claire, Québec

IL A FAIT L'OBJET D'UNE PRÉSENTATION DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 13 FÉVRIER 2003

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

ÉTUDE ACOUSTIQUE ET VIBRATOIRE POUR LA TRANSFORMATION D'UN AUDITORIUM EN SALLE POLYVALENTE

Geoffroy Pignal

SOMMAIRE

Ce mémoire porte sur l'étude des vibrations et des qualités acoustiques de l'auditorium de l'École de technologie supérieure à Montréal, Canada. L'objectif de cette démarche est de mettre en évidence les moyens qui permettraient de transformer cet auditorium en un espace polyvalent c'est-à-dire une salle pouvant remplir son rôle académique (cours, conférences), mais pouvant aussi accueillir à diverses occasions des manifestations culturelles (musique, théâtre). Trois champs d'étude distincts sont abordés : les vibrations de plancher, la qualité acoustique et l'isolation acoustique.

1) **Vibration des planchers.** Le contrôle des vibrations passe par l'évaluation de la fréquence naturelle du plancher de l'auditorium, de façons théorique et expérimentale. Si des activités rythmiques dans l'auditorium ne sont pas susceptibles de nuire à la structure de l'édifice, elles peuvent toutefois créer une gêne chez les occupants au voisinage de l'auditorium. Il faut donc soigneusement contrôler les périodes d'utilisation de l'auditorium pour des événements fortement rythmés.

2) **Qualité acoustique.** La qualité acoustique de l'auditorium est essentiellement déterminée par un facteur nommé temps de réverbération. Actuellement, l'auditorium vide est trop réverbérant, aussi nous proposons de rembourrer légèrement les sièges afin de pallier ce problème. Par ailleurs, la forme actuelle de l'auditorium est inadéquate pour des représentations musicales ou théâtrales. Des modifications peuvent être apportées dans le but de transformer cet auditorium en un espace modulable.

3) **Isolation acoustique.** Les mesures effectuées *in situ* montrent que l'isolation acoustique fournie par les cloisons acoustiques mobiles qui séparent les trois salles de classe dans l'auditorium n'est pas à la hauteur des garanties offertes par le fabricant. Plusieurs améliorations peuvent être apportées directement sur les cloisons de l'auditorium. Si les problèmes persistent, il faudra tester ces cloisons en laboratoire pour voir s'il ne s'agit pas d'un vice de fabrication.

Ce travail nous a permis également d'établir des liens entre les trois champs d'étude abordés. Dans le cas de l'auditorium, les vibrations du plancher, liées à la structure, sont indépendantes de la qualité et de l'isolation acoustique, ces dernières étant liées aux revêtements et aux matériaux employés dans la fabrication des parois. L'isolation et la qualité acoustique sont liées surtout à basse fréquence, où une faible perte par transmission du son est synonyme d'une absorption élevée du son. À haute fréquence, ces deux fonctions deviennent indépendantes. Dans le cas de structures plus légères, les trois domaines sont liés et doivent faire l'objet d'un traitement commun.

AVANT-PROPOS

Le sujet traité dans ce mémoire de maîtrise ne s'est pas présenté de lui-même, loin s'en faut. Il est le fruit d'une lente élaboration qui s'est prolongée sur plusieurs mois. Muni de mon bagage d'ingénieur en bâtiment, j'étais parti sur l'idée imprécise de profiter de la rédaction de ce mémoire pour approfondir mes connaissances théoriques et pratiques en acoustique du bâtiment, domaine qui excitait ma curiosité depuis plusieurs années. C'est avec l'aide inestimable de mes deux directeurs de maîtrise que nous avons pu édifier ensemble une structure cohérente, qui pouvait répondre à la fois à mes attentes et aux objectifs académiques d'un mémoire de maîtrise.

C'est pourquoi j'aimerais d'abord exprimer toute ma reconnaissance envers Marie-José Nollet et Frédéric Laville, mes deux directeurs de mémoire. Pour l'enthousiasme avec lequel ils ont accueilli l'idée de mettre en commun leurs compétences dans le cadre de ce travail. Pour le climat harmonieux dans lequel sa rédaction s'est déroulée. Pour le soutien et l'écoute formidables que j'ai trouvés dans les moments difficiles. Travailler avec eux fut une expérience profondément enrichissante, tant sur le plan scientifique que sur le plan humain. À eux deux, donc, un immense merci!

Merci aussi à Karine et à Gabriel, ainsi qu'à tous ceux de France ou du Québec, qui, par leur investissement ou par leur simple présence, ont pris part à l'achèvement de ce mémoire.

AN ACOUSTIC AND VIBRATORY STUDY FOR THE TRANSFORMATION OF AN AUDITORIUM INTO A MULTIPURPOSE HALL

Geoffroy Pignal

ABSTRACT

This thesis presents the acoustic and vibratory study of the auditorium of the École de technologie supérieure in Montreal, Canada. The objective of this project is to determine how the present auditorium could be transformed into a multipurpose hall. A multipurpose hall is a room in which the regular school activities will take place (classes, conferences), and also some additional activities, like cultural events (music, theatre). Floor vibrations, acoustic quality and acoustical insulation are the three main topics of this thesis.

1) **Floor vibrations.** The natural frequency of a floor is a basic value for the control of vibrations. It can be calculated or measured by experimental tests. Rhythmic activities taking place in the auditorium do not represent a risk for the structure of the building. However, people in adjoining rooms may be bothered by the vibrations produced by the floor. A strict organisation of the different activities in the auditorium is the best way to avoid displeasure due to the vibrations phenomena.

2) **Acoustic quality.** The acoustic quality of a room is mainly established by the value of its reverberation time. The reverberant field in the auditorium is too strong when it is empty, therefore we suggest replacing the present seats by lightly upholstered seats. Moreover, the present geometry of the auditorium is unsuitable for musical or theatrical shows. We propose guidelines to transform its actual geometry into one that varies according to circumstances.

3) **Acoustical insulation.** In our discussion about acoustical insulation, we focus on the mobile acoustical barriers between the three classrooms of the auditorium. Measurements in the auditorium show that these partitions are highly inefficient; therefore these partitions should be improved. Laboratory tests should be considered if performances continue to be low.

Finally, we have established links between floor vibrations, acoustic quality and acoustical insulation. In the case of the auditorium, floor vibrations, which depend on the structure characteristics, can be treated independently of acoustic quality and acoustical insulation, which rely on the coverings and materials used. Acoustical insulation and acoustic quality are linked at low frequencies: if a partition has a low transmission loss, the sound is highly absorbed. At high frequencies, acoustical insulation and acoustic quality become independent. In the case of constructions with light structure, the three topics are linked; therefore it is necessary to make a simultaneous study of the three questions.

Geoffroy Pignal

Étude acoustique et vibratoire pour la transformation d'un auditorium en salle polyvalente

Résumé pour la Bibliothèque Nationale

La transformation de l'auditorium de l'École de technologie supérieure en salle polyvalente (i. e. adaptée à des activités culturelles) nécessite une étude acoustique et vibratoire. Pour effectuer l'analyse vibratoire, nous avons modélisé le plancher de l'auditorium afin de calculer sa fréquence propre. Cette analyse a montré que la structure respecte les exigences du Code National du Bâtiment. La mesure du temps de réverbération dans l'auditorium permet d'évaluer sa qualité acoustique actuelle et de proposer les modifications permettant de l'améliorer. Ces modifications consistent à rembourrer les sièges et à transformer la salle en un espace modulable selon l'utilisation. L'étude des cloisons acoustiques mobiles dans l'auditorium montre par ailleurs que leur performance est nettement en-deçà des exigences voulues pour ce type de paroi. Certaines mesures permettraient d'améliorer cette performance. Finalement, nous établissons les liens entre les vibrations de plancher, la qualité acoustique d'une salle et son isolation phonique.

(146 mots)

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE	i
ABSTRACT	ii
AVANT-PROPOS.....	iii
TABLE DES MATIÈRES.....	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	vii
LISTE DES FIGURES	ix
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES	xi
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 : REVUE DE LA LITTÉRATURE	6
1.1 Vibrations des planchers dans les bâtiments	6
1.1.1 Considérations historiques sur la vibration dans les bâtiments.....	7
1.1.2 Problématique actuelle	8
1.1.3 Méthodes d'analyse actuelles.....	10
1.1.4 Méthodes de contrôle actuelles	12
1.2 Acoustique du bâtiment	13
1.2.1 Bases théoriques de l'acoustique.....	14
1.2.2 Acoustique des salles	20
1.2.2.1 Phénomène d'intégration sonore	20
1.2.2.2 Étude des réflexions sonores dans la salle.....	21
1.2.3 Développements récents dans le domaine de l'acoustique des salles ...	24
1.2.4 Normes actuelles dans le domaine de l'acoustique du bâtiment.....	26
CHAPITRE 2 : ÉTUDE DES VIBRATIONS DU PLANCHER DE L'AUDITORIUM...	28
2.1 Considérations générales à propos de l'auditorium de l'ÉTS	28
2.2 Description du phénomène de vibration des planchers	29
2.2.1 Modélisation des systèmes mécaniques	29
2.2.2 Définition des différents types de vibration	32
2.2.2.1 Vibrations transitoires	34
2.2.2.2 Vibrations continues.....	37

2.2.3	Évaluation de la fréquence naturelle d'un plancher	39
2.3	Mesures correctives	41
2.3.1	Mesures sans influence sur les propriétés du plancher	41
2.3.2	Mesures influant sur les propriétés du plancher	43
2.4	Élaboration d'un modèle sur logiciel informatique	44
2.4.1	Choix du logiciel	44
2.4.2	Modélisation de l'auditorium	45
2.4.2.1	Hypothèse n°1 : restriction de la zone d'étude à l'édifice de 1949	45
2.4.2.2	Hypothèse n°2 : délimitation de la zone d'étude aux premier et deuxième étages seulement	46
2.4.2.3	Hypothèse n°3 : délimitation de la zone d'étude à un périmètre précis du plancher	46
2.4.3	Analyse fréquentielle de l'auditorium	50
2.4.3.1	Modèle A : plancher de l'auditorium au complet	51
2.4.3.2	Modèle B : élément de dalle au centre de l'auditorium	53
2.4.3.3	Comparaison des résultats obtenus pour les deux modèles	55
2.5	Essais in situ	56
2.6	Conformité aux exigences du CNB	58
2.7	Conclusion et recommandations	63
CHAPITRE 3 : ÉTUDE DE LA QUALITÉ ACOUSTIQUE DE L'AUDITORIUM		65
3.1	Problématique	65
3.2	Loi de Sabine	66
3.3	Évaluation visuelle globale de l'auditorium	70
3.3.1	Forme de l'auditorium	70
3.3.2	Matériaux et revêtements utilisés dans l'auditorium	72
3.3.3	Hypothèses de calcul sur l'absorption des différentes composantes	73
3.4	Évaluation des temps de réverbération dans l'auditorium	74
3.4.1	Description des mesures acoustiques effectuées dans l'auditorium	75
3.4.2	Traitement des données et calcul des temps de réverbération	77
3.5	Calcul des coefficients d'absorption	82
3.5.1	Calcul des coefficients d'absorption moyens	83
3.5.2	Calcul des coefficients d'absorption des murs, des cloisons acoustiques et du plafond	84
3.6	Modifications des paramètres dues à la présence d'auditeurs	86
3.7	Modifications à apporter dans l'aménagement de l'auditorium	89
3.8	Réorganisation de l'auditorium en vue d'activités culturelles	91
3.8.1	Création d'un espace à géométrie variable	91
3.8.2	Modification des paramètres acoustiques pour des concerts	93
3.9	Conclusion et recommandations	94
CHAPITRE 4 : ÉTUDE DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE AU SEIN DE L'AUDITORIUM		97
4.1	Isolation acoustique d'un local	97

4.1.1	Perte en transmission et classe de transmission du son.....	98
4.1.2	Loi de masse.....	99
4.1.3	Creux de coïncidence	100
4.1.4	Cloisons à double paroi	103
4.1.4.1	Résonance masse-air-masse	103
4.1.4.2	Exemples de cloisons isolantes.....	105
4.1.5	Bruit de fond.....	106
4.2	Étude des cloisons acoustiques mobiles de l'auditorium	106
4.3	Bruit de fond dans l'auditorium	113
4.4	Conclusions et recommandations	114
CHAPITRE 5 : LIENS ENTRE LES DIFFÉRENTES PARTIES.....		116
5.1	Liens entre les vibrations du plancher et la qualité acoustique (chapitres 2 et 3).....	116
5.2	Liens entre les vibrations du plancher et l'insonorisation (chapitres 2 et 4)	118
5.3	Liens entre la qualité acoustique et l'insonorisation (chapitres 3 et 4)	120
CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS		123
ANNEXE 1 : Extraits du commentaire A du CNB 1995		128
ANNEXE 2 : Vérification du calcul des modes de déformation sur le logiciel SAFI..		132
ANNEXE 3 : Calcul du volume et des surfaces dans l'auditorium		135
ANNEXE 4 : Calculs du <i>STC</i> d'une cloison et du niveau <i>NCB</i> dans un local		141
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES		145

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I	Valeurs limites de f_0 suivant l'activité et le type de structure 38
Tableau II	Valeurs de β dans les cas courants 40
Tableau III	Informations supplémentaires sur les éléments structuraux et les charges appliquées 52
Tableau IV	Calcul de la surcharge dynamique..... 60
Tableau V	Valeurs du coefficient d'atténuation m 68
Tableau VI	Coefficients d'absorption d'un tapis collé au sol 74
Tableau VII	Temps de réverbération (en s) dans l'auditorium au complet 79
Tableau VIII	Temps de réverbération (en s) dans la salle 1160..... 79
Tableau IX	Temps de réverbération (en s) dans la salle 1170..... 80
Tableau X	Calcul des coefficients d'absorption moyens $\bar{\alpha}$ 84
Tableau XI	Calcul des coefficients d'absorption $\alpha_{\bar{p}}$ 85
Tableau XII	Coefficients d'absorption pour des bancs de bois occupés 87
Tableau XIII	Paramètres acoustiques de l'auditorium lorsque toutes les places sont occupées 88
Tableau XIV	Coefficients d'absorption de sièges légèrement rembourrés..... 89
Tableau XV	Nouveaux TR dans l'auditorium avec des sièges rembourrés 90
Tableau XVI	Paramètres acoustiques de l'auditorium modifié 92
Tableau XVII	Perception subjective des niveaux STC 99
Tableau XVIII	Fréquence critique de divers matériaux pour une épaisseur de 1 cm . 102
Tableau XIX	Valeurs approximatives de STC pour différents types de cloisons 105
Tableau XX	Niveaux de pression sonore dans les salles 1160 et 1170 108
Tableau XXI	TL de la cloison acoustique séparant les salles 1160 et 1170..... 109
Tableau XXII	Mesure du bruit de fond dans la salle 1160..... 113
Tableau XXIII	Coefficients d'absorption de planchers en bois..... 117

Tableau XXIV Nuisances et corrections possibles pour les vibrations de plancher et l'insonorisation	120
--	-----

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1	Types de champs sonores..... 19
Figure 2	Traçage d'un rayon réfléchi à partir de l'image..... 22
Figure 3	Images de premier et second ordres 23
Figure 4	Système dynamique à un seul degré de liberté 30
Figure 5	Identification des six premiers modes de vibration d'un plancher à l'aide d'une analyse modale effectuée sur ordinateur 32
Figure 6	Critères de nuisance pour les vibrations de plancher 33
Figure 7	Types de structures de planchers en béton 36
Figure 8	Courbe-type obtenue par la méthode du coup de talon..... 39
Figure 9	Zone cible soumise à l'étude..... 47
Figure 10	Premier modèle pour l'étude de la zone de sensibilité..... 48
Figure 11	Deuxième modèle pour l'étude de la zone de sensibilité..... 49
Figure 12	Modèle vibratoire de l'auditorium au complet (<i>modèle A</i>)..... 51
Figure 13	Représentation des charges permanentes (en kPa) s'appliquant sur le plancher du premier étage 53
Figure 14	Modèle de la zone cible de l'auditorium (<i>modèle B</i>) 54
Figure 15	Premier mode de vibration du <i>modèle B</i> 55
Figure 16	Mesure des niveaux de pression sonore par bandes d'octave de fréquence 67
Figure 17	Temps de réverbération optimums à 500 Hz suggérés selon l'usage de la salle 69
Figure 18	Forme de l'auditorium de l'ÉTS 71
Figure 19	Mesures dans l'auditorium au complet 76
Figure 20	Mesures dans les salles 1160 et 1170..... 76

Figure 21	Exemple de courbe obtenue à partir des mesures effectuées dans l'auditorium.....	77
Figure 22	Tracé de la courbe de tendance, avec affichage de l'équation de droite....	78
Figure 23	Courbes des trois mesures à 125 Hz dans l'auditorium au complet	81
Figure 24	Modification de la géométrie de l'auditorium	91
Figure 25	Positions du plafond amovible.....	94
Figure 26	Relation fréquence- <i>TL</i> pour une paroi isolante.....	101
Figure 27	Perte en transmission de deux types de cloisons à double paroi.....	104
Figure 28	Positions de mesure du niveau de pression sonore dans les salles 1160 et 1170.....	107
Figure 29	Calcul du <i>STC</i> de la cloison acoustique entre les salles 1160 et 1170.....	110
Figure 30	<i>TL</i> de la cloison de 45 m ² en fonction de la surface d'une ouverture	112
Figure 31	Modèle théorique d'un élément de dalle.....	133
Figure 32	Vue en coupe de l'auditorium.....	136
Figure 33	Vue de dessus de l'auditorium.....	137
Figure 34	Superposition de la courbe du <i>TL</i> et de la courbe normalisée <i>STC</i>	143
Figure 35	Courbes <i>NCB</i>	144

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

α	Facteur de surcharge dynamique (vibrations) Coefficient d'absorption (acoustique)
$\bar{\alpha}$	Coefficient d'absorption moyen
β	Coefficient d'amortissement
δ	Décrément logarithmique
ρ	Facteur de réponse dynamique (vibrations) Masse volumique, kg/m ³ (acoustique)
τ	Transparence
ω_0	Pulsation naturelle, rad/s
a	Accélération, m/s ²
a_0	Accélération maximale initiale, m/s ²
a_{max}	Accélération maximale du plancher, m/s ²
c	Amortissement, N×s/m (vibrations) Vitesse du son, m/s (acoustique)
c_c	Amortissement critique, N×s/m
d	Épaisseur de la lame d'air, mm
f	Fréquence d'excitation, Hz (vibrations) Fréquence, Hz (acoustique)
f_0	Fréquence naturelle, Hz
f_c'	Résistance en compression du béton, MPa
f_{mam}	Fréquence masse-air-masse, Hz
f_y	Contrainte à l'écoulement de l'acier, égale à 300 MPa
g	Accélération due à la pesanteur, égale à 9,81 m/s ²
h	Épaisseur, m
k	Rigidité, N/m
l	Longueur d'une arête de la plaque, m
m	Masse, kg (vibrations) Constante d'atténuation de l'énergie due à l'absorption de l'air, m ⁻¹ (acoustique)

m_s	Masse surfacique, kg/m^2
r	Pente de décroissance du niveau de pression sonore, dB/s
t	Temps, s
v	Vitesse, m/s
w	Charge permanente totale, N/mm
w_p	Poids des participants, kPa
w_t	Poids total, kPa
w_P	Charge linéairement répartie sur les poutres principales, N/mm
w_S	Charge linéairement répartie sur les poutres secondaires, N/mm
x	Déplacement, m
\dot{x}	Vitesse, m/s
\ddot{x}	Accélération, m/s^2
ϕ_s	Coefficient de résistance de l'acier, égal à 0,85
ASTM	American society for testing materials
BR	<i>Bass ratio</i> : coefficient de basses fréquences
CNB	Code national du bâtiment du Canada
E	Module d'élasticité, N/mm^2
ÉTS	École de technologie supérieure à Montréal
F	Force de sollicitation, N
I	Moment d'inertie, mm^4 (vibrations) Intensité sonore, W/m^2 (acoustique)
ISO	International standard organisation
L	Portée, mm
L_I	Niveau d'intensité acoustique, dB (référence : $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$)
L_P	Niveau de pression acoustique, dB (référence : $P_{0\text{eff}} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$)
L_W	Niveau de puissance acoustique, dB (référence : $W_0 = 10^{-12} \text{ W}$)
M_P	Moment fléchissant des poutres principales, N.mm
M_S	Moment fléchissant des poutres secondaires, N.mm
NCB	<i>Noise criteria in buildings</i> : indice de bruit en bâtiment

P_{eff}	Pression sonore efficace, Pa
Q	Facteur de directivité
R	Distance entre la source sonore et le récepteur, m
S	Surface, m^2
S_1	Surface des murs latéraux et des cloisons acoustiques, m^2
S_2 et S_3	Surfaces des murs derrière la scène, m^2
S_4	Surface du mur du fond de l'auditorium, m^2
S_5	Surface du plancher de l'auditorium, m^2
S_6	Surface du plafond de l'auditorium, m^2
S_g	Surface des gradins dans l'auditorium, m^2
S_P	Module de section élastique minimal des poutres principales, mm^3
S_S	Module de section élastique minimal des poutres secondaires, mm^3
STC	<i>Sound transmission class</i> : classe de transmission du son, dB
TL	<i>Transmission loss</i> : perte en transmission, dB
TR	Temps de réverbération, s
V	Volume, m^3
W	Puissance acoustique, W
W_i	Puissance acoustique incidente, W
W_r	Puissance acoustique réfléchie, W
W_t	Puissance acoustique transmise, W

INTRODUCTION

Le présent mémoire traite de l'intégration des aspects vibratoires et acoustiques dans la transformation d'un auditorium en salle polyvalente. On entend par salle polyvalente une salle pouvant remplir son rôle de salle de classe et de salle de conférence, mais pouvant aussi accueillir à diverses occasions des manifestations culturelles (musique, théâtre...). Cette étude fait intervenir les trois domaines suivants : la vibration du plancher de l'auditorium, la qualité acoustique de la salle et son isolation acoustique. Ces domaines sont définis de la façon suivante.

Vibration des planchers. Depuis le milieu du XX^e siècle, on observe une nette augmentation des cas de gêne imputables aux vibrations excessives des planchers (Young Benidickson, 1993). Nos ancêtres, qui construisaient massivement et sans les matériaux légers et résistants dont nous disposons, étaient rarement affectés par ce phénomène. Aujourd'hui, c'est une question qu'il faut considérer dans toute nouvelle conception. Les recherches et les recommandations qui se sont multipliées depuis l'apparition de ce problème permettent d'y apporter des solutions le plus souvent efficaces.

Qualité acoustique. Dans un auditorium, une bonne qualité acoustique signifie pouvoir entendre distinctement quelqu'un parler à n'importe quel endroit de la pièce, sans que cette personne ait à forcer la voix. Dans une salle de concert, il faut ajouter à cela des considérations plus spécifiques, pour que le son (musical, ici) possède un raffinement qui participe à la beauté de la musique. La salle devient alors un « instrument de musique », au même titre que les musiciens. Divers paramètres entrent en ligne de compte dans l'étude de la qualité acoustique d'une salle, comme la forme de l'auditorium ou l'absorption des différentes parois. À partir de là, plusieurs critères, essentiellement expérimentaux, ont pu être développés afin d'assurer l'optimisation de la qualité acoustique.

Isolation acoustique. L'isolation acoustique rassemble les moyens qui permettent d'empêcher le passage du son d'une pièce à l'autre. Le confort d'écoute des auditeurs dans un auditorium dépend beaucoup de la réussite de cette isolation. Si l'isolation est mal conçue, les bruits indésirables venant de l'extérieur viendront perturber la concentration des auditeurs. L'élévation du niveau de bruit de fond due à une mauvaise conception de l'isolation empêche par ailleurs les auditeurs les plus éloignés d'entendre correctement le message qui leur est adressé. La composition des parois isolantes et la façon dont elles ont été installées contribuent en grande partie à l'efficacité de l'isolation acoustique.

Problématique de recherche

Utilisé jusqu'à présent comme salle de classe et occasionnellement pour des conférences, l'auditorium de l'École de technologie supérieure devrait pouvoir s'adapter à d'autres types de manifestations, aussi bien scolaires que culturelles. Nous étudierons au cours de ce projet la possibilité d'en faire une salle polyvalente, c'est-à-dire une salle qui puisse être utilisée régulièrement pour les cours et les conférences, ce qui demeure sa principale fonction, mais qui offre également un environnement satisfaisant pour des concerts de musique, des représentations théâtrales ou encore des séances d'aérobic ou d'entraînement.

On peut aussi se demander quels sont les liens entre des domaines aussi spécifiques que la vibration des planchers, la qualité acoustique d'un auditorium et l'isolation acoustique. Pour pouvoir mettre ces liens en évidence, la théorie nous ouvre plusieurs portes car elle laisse apparaître des liens entre les différents domaines. Parallèlement, l'examen de l'auditorium de l'École de technologie supérieure nous permettra de vérifier la validité des hypothèses que nous avançons et de susciter l'émergence d'autres liens possibles.

Objectifs

L'objectif général de notre étude est de faire de l'auditorium de l'École de technologie supérieure un espace capable d'accueillir différentes sortes de manifestations, aussi bien académiques que culturelles, en proposant une série de mesures concrètes visant à le rendre modulable.

Les objectifs spécifiques sont les suivants :

- s'assurer que le plancher de l'auditorium ne présente pas de danger pour la sécurité et le confort des occupants de l'École de technologie supérieure si une activité rythmique vient exercer sur lui une sollicitation vibratoire;
- optimiser la qualité acoustique de l'auditorium, c'est-à-dire faire en sorte d'une part que tous les occupants, où qu'ils soient placés, entendent bien ce que dit l'enseignant ou le conférencier et, d'autre part, proposer les transformations qui permettent d'adapter l'auditorium à des concerts ou à des représentations théâtrales;
- vérifier l'efficacité réelle des cloisons acoustiques mobiles, qui sont sensées filtrer tous les bruits d'une salle de classe à l'autre;
- vérifier que le bruit de fond dans l'auditorium soit dans les limites tolérées pour ce genre de salle;
- à partir des résultats obtenus dans les démarches précédentes, mettre en évidence les liens existant entre la qualité acoustique, l'isolation acoustique et les vibrations de plancher.

Méthodologie

Le projet se prête bien à une méthodologie par volets. Les trois premiers volets correspondent aux trois domaines abordés. Un dernier volet permettra d'établir les liens entre ces trois domaines.

Volet 1 : vibrations du plancher de l'auditorium.

- a. Étude théorique de la littérature et des normes actuelles;
- b. analyse vibratoire du plancher par éléments finis pour calculer sa fréquence naturelle;
- c. validation de la fréquence naturelle calculée à l'aide d'essais *in situ*;
- d. vérification de la stabilité de la structure en cas d'excitation rythmique;
- e. vérification de la conformité aux normes émises dans le Code national du bâtiment.

Volet 2 : qualité acoustique de l'auditorium.

- a. Étude de la littérature et des outils théoriques qui contrôlent la qualité acoustique d'une salle;
- b. caractérisation de la géométrie et des revêtements intérieurs de l'auditorium par une inspection visuelle globale;
- c. mesures des temps de réverbération de l'auditorium à l'aide d'essais acoustiques *in situ* afin de calculer les coefficients d'absorption globaux de l'auditorium;
- d. proposition de modifications à apporter dans l'auditorium pour améliorer sa qualité acoustique.

Volet 3 : isolation acoustique au sein de l'auditorium.

- a. Étude de la littérature et des outils théoriques liés à l'isolation acoustique d'une salle;

- b. mesure *in situ* de la perte en transmission des cloisons acoustiques mobiles dans l'auditorium, dans le but de dégager les options qui permettraient d'améliorer leurs performances;
- c. mesure *in situ* du niveau de bruit de fond dans l'auditorium, et comparaison avec les exigences d'un auditorium.

Volet 4 : mise en évidence des liens existant entre les volets précédents.

Pour faire apparaître ces liens, nous nous appuyerons sur la théorie et les résultats obtenus dans les trois premiers volets.

Organisation du mémoire

Ce mémoire comprend cinq chapitres. Le premier est une revue de la littérature existante sur les différents thèmes abordés dans le présent travail. Le deuxième chapitre est consacré à l'étude des vibrations du plancher de l'auditorium. Le troisième se concentre sur l'acoustique de l'auditorium et le quatrième sur l'isolation des cloisons acoustiques mobiles. Dans le cinquième, nous mettons en évidence les liens qui existent entre les domaines abordés dans les chapitres 2, 3 et 4.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Ce chapitre est divisé en deux sous-sections principales : la première (section 1.1) présente une revue de la littérature sur le phénomène de vibrations des planchers et la seconde (section 1.2) porte sur l'acoustique du bâtiment. Comme l'acoustique constitue un domaine peu traité en construction, nous donnons dans la seconde section, avant de passer à la revue de la littérature en tant que telle, les fondements théoriques nécessaires à la compréhension du contenu de ce rapport.

1.1 Vibrations des planchers dans les bâtiments

Un bâtiment est en permanence soumis à des sollicitations qui le font entrer en vibration, la source du phénomène pouvant se situer à l'intérieur comme à l'extérieur du bâtiment. Les vibrations créent alors des contraintes qui viennent s'ajouter aux contraintes statiques du bâtiment au repos. Les sollicitations pouvant engendrer des vibrations sont les suivantes :

- a. les forces engendrées par le **vent**;
- b. les forces engendrées par les **séismes**;
- c. les excitations reliées à l'**utilisation** du bâtiment (machineries, activités humaines comme la marche...).

De ces sollicitations peuvent résulter des problèmes de défaillance des éléments structuraux et des problèmes liés au confort des occupants. Bien sûr, les cas extrêmes d'effondrement complet d'une structure à cause des vibrations de plancher ne défraient pas la chronique. Il n'en reste pas moins qu'il est important de contrôler les vibrations, afin de limiter les déformations et les surcharges.

Nous allons donc tenter d'expliquer brièvement le phénomène, ses causes et ses effets, avant de passer en revue les divers types de vibrations des planchers. Puis nous essaierons de dégager l'état des techniques actuelles et des interventions possibles permettant d'atténuer ces vibrations.

1.1.1 Considérations historiques sur la vibration dans les bâtiments

Ce n'est que depuis une cinquantaine d'années que le phénomène de vibration des planchers a commencé à se poser comme un sérieux problème dans le domaine de la construction, surtout comme source d'**inconfort** pour les occupants.. De 1974 à 1988, suite à la multiplication des plaintes concernant les vibrations excessives, on a mesuré des accélérations maximales allant de 0,4 % à 50 % de g (accélération due à la pesanteur, égale à $9,81 \text{ m/s}^2$) (Young Benidickson, 1993). Ceci dit, ce n'est pas forcément dans les cas où l'accélération maximale est très élevée que l'inconfort est le plus grand, car la sensibilité humaine dépend aussi de la fréquence de vibration et de la durée du phénomène. En général, les fréquences supérieures à 100 Hz ne posent pas de problème car la sensibilité humaine est très faible à cette hauteur. Par ailleurs, un plancher vibrant l'espace d'une minute produira moins de désagrément qu'un plancher vibrant à la même fréquence mais huit heures d'affilée. Des normes ont été conçues en rapport avec cette problématique, que L. Beranek reprend dans son ouvrage sur le contrôle des vibrations à la page 608 (Beranek & István, 1992). La figure 6 de la section 2.2.2 donne un exemple des courbes de tolérance utilisées comme référence.

Au Canada, les premiers critères concernant la vibration sont apparus dans l'édition de 1985 du Code national du bâtiment (CNB), afin d'y remédier dès la phase de conception. Cela fait donc à peine vingt ans que l'on y porte une attention réelle! Il est vrai que les constructions massives de nos ancêtres posaient moins de problèmes à ce niveau. Leur plus grande masse avait pour effet de diminuer l'amplitude des vibrations.

De plus, en terme d'amortissement, la maçonnerie et le bois sont des matériaux nettement plus performants que l'acier, par exemple.

On attribue à la combinaison de trois facteurs l'augmentation des problèmes de vibrations excessives (Young Benidickson, 1993) :

- « 1. **l'augmentation des activités rythmiques vigoureuses** (en particulier l'exercice aérobique et la participation de l'assistance à des événements comme les concerts rocks et les parties de football);
- 2. la **diminution de la fréquence propre** à laquelle les bâtiments vibrent (en raison de l'augmentation de la portée des planchers);
- 3. la **diminution de la capacité d'amortissement et de la masse** dans la construction (en raison de l'existence de matériaux plus résistants et plus légers). »

On le voit donc, ce sont à la fois des facteurs aussi bien d'ordre technique qu'économique ou sociologique qui entrent en jeu. Technique, car la performance des matériaux de construction est en amélioration constante (moins de matériau, plus de résistance). Économique, car on tend à construire toujours au moindre coût, donc à alléger le plus possible les structures afin de réduire les dépenses en matériaux. Sociologique, car la société de loisirs encourage davantage les activités culturelles ou sportives où un groupe de personnes se retrouve pour danser ou s'exercer sur un rythme donné. Et qui dit activité rythmique dit phénomène périodique, autrement dit : vibrations.

1.1.2 Problématique actuelle

On peut d'ores et déjà constater que la vibration des planchers n'est que très occasionnellement un phénomène qui va affecter la structure en tant que telle, bien que cela se soit déjà produit. En effet, dans la plupart des cas, on se trouve non pas face à une détérioration, voire, dans les pires situations, un effondrement du bâtiment, mais à des plaintes émanant des occupants, dues à la **gêne** occasionnée. On entend par gêne un

sentiment pénible d'insécurité et une perte de la concentration, particulièrement désagréables lorsqu'il s'agit d'un domicile ou d'un lieu de travail. Les bruits engendrés par les vibrations à basses fréquences sont également source de gêne, comme les tintements de vaisselle, le tremblement des portes vitrées ou les craquements de plancher.

La **perception humaine** des vibrations dépend majoritairement de l'activité menée par la personne concernée. On se doute bien qu'une personne en train de lire tranquillement assise dans son fauteuil sera davantage perturbée par des vibrations que quelqu'un en train de valser au milieu d'une piste de danse. Ainsi, dans des conditions de repos absolu, il semble que l'être humain éprouve une gêne provoquée par des vibrations continues à partir de valeurs comprises entre 0,25 et 0,35 % de g pour des fréquences inférieures à 2 Hz. Au-dessus de 2 Hz, la sensibilité baisse au fur et à mesure qu'augmente la fréquence : à 20 Hz, la limite de confort est à 3 % de g environ, toujours pour des vibrations continues. En bâtiment, on travaille en général dans la fourchette 0,4 à 7 % de g , ce qui représente un écart significatif : du simple à presque 20 fois plus (Young Benidickson, 1993). Le tableau A-3 du **commentaire A du CNB 1995** (reproduit dans l'annexe 1) fournit les limites d'accélération recommandées pour les vibrations causées par des activités rythmiques. Si le plancher sert à deux activités simultanées, comme repas et danse lors d'un dîner dansant ou haltérophilie et activités aérobiques dans une salle de sport, on retient la valeur la plus basse donnée par ce tableau, afin de s'assurer qu'aucun des occupants ne percevra de gêne.

Cependant, la crainte et l'insécurité ressenties par les personnes troublées par des vibrations sont, dans la plupart des situations, peu fondées. En effet, les **dégradations** réelles ne se produisent habituellement qu'à « des niveaux de 10 à 100 fois supérieurs à ceux qui causent l'inconfort », sauf bien sûr si l'ossature est déjà en très mauvais état (Allen & Rainer, 1976). À hauteur de 10 % de g , valeur qui peut être observée dans le

cas de vibrations transmises par le sol lors d'opérations de dynamitage, des fissures peuvent apparaître dans le plâtre, la maçonnerie et le béton.

Toutefois, il est possible de voir une structure se dégrader à cause des vibrations. En effet, lorsqu'on parvient à des accélérations de l'ordre de 100 % de g , la surcharge dynamique peut parfois dépasser la capacité en résistance du plancher, ce qui risque de causer son effondrement. Dans le même ordre d'idée, le phénomène de fatigue du plancher représente aussi un danger. Le phénomène essentiellement mis en cause ici, la **résonance**, se produit lorsque la fréquence naturelle de la structure et la fréquence d'excitation sont proches. Il se produit alors une accumulation d'énergie qui peut conduire à la rupture si l'amortissement fourni par la structure n'est pas suffisant.

Pour caractériser la fréquence naturelle d'une structure, il faut connaître sa masse et sa rigidité. C'est une donnée essentielle car elle permet de connaître la réponse de la structure à une sollicitation, qu'il s'agisse d'un choc ou d'une excitation rythmique.

1.1.3 Méthodes d'analyse actuelles

La méthode numérique traditionnelle consiste à discrétiser la structure dans un modèle en **éléments finis** (Zienkiewicz, 1967). Les calculs s'effectuent alors sous forme matricielle, en tenant compte des conditions aux frontières de chaque élément. Le grand avantage de cette méthode est qu'elle est aujourd'hui employée à peu près dans tous les domaines de l'ingénierie, grâce notamment au soutien de l'informatique, qui permet de venir rapidement à bout des calculs volumineux qu'elle sous-tend. La précision des résultats dépend du nombre d'éléments finis utilisés dans le maillage. L'augmentation du nombre d'éléments et du temps de calcul allant nécessairement de pair, ce n'est pas toujours la voie la plus indiquée.

Il est en général très difficile de résoudre directement l'équation globale décrivant des systèmes dynamiques complexes munis d'un grand nombre de degrés de liberté. La **méthode des sous-structures** a été développée afin de connaître les fréquences naturelles et les modes de déformation de tels systèmes. Elle consiste à traiter la structure comme un assemblage de sous-structures, le mouvement de chacune d'entre elles étant représenté par un ensemble de modes connus. En ayant recours aux équations d'équilibre des forces et aux conditions de compatibilité aux interfaces entre les sous-structures, ces dernières peuvent être couplées pour constituer finalement la structure d'ensemble. L'utilisation de cette démarche allège certes les calculs de façon significative, mais elle demande en contrepartie une parfaite connaissance des conditions aux frontières (Hassis, 2000).

La **méthode d'analyse par éléments continus** a pour but d'éviter les erreurs dues à la discrétisation spatiale de la méthode traditionnelle d'analyse par éléments finis. Elle est basée sur la solution exacte de l'équation différentielle décrivant le système, et permet d'obtenir des valeurs précises sur n'importe quelle bande de fréquences, là où la méthode par éléments finis ne donne une bonne précision qu'à basses fréquences. Limitée auparavant aux structures à une seule dimension, elle s'est développée pour des structures à deux dimensions, puis plus récemment à trois dimensions, mais en adoptant dans ce dernier cas des conventions particulières pour les conditions aux frontières (Kevorkian & Pascal, 2001).

Dans notre cas, puisque la structure à l'étude est un plancher de bâtiment, nous savons que nous serons confrontés à des fréquences naturelles assez basses. Nous pouvons donc supposer que la méthode traditionnelle d'analyse par éléments finis produira des résultats assez fiables et suffisamment précis pour nos besoins.

1.1.4 Méthodes de contrôle actuelles

Lorsqu'on est confronté à un problème de vibration dans une structure, on agit généralement de façon directe sur ses paramètres intrinsèques. Par exemple, en changeant la portée d'un plancher, en lui ajoutant ou en lui retirant de la masse, en modifiant sa rigidité, on peut espérer voir sa fréquence propre changer sensiblement. D'autres techniques permettent de jouer sur l'amortissement de la structure et donc d'atténuer le problème que constituent des vibrations trop fortes.

À l'heure actuelle, les scientifiques qui se penchent sur la question des vibrations de plancher développent en laboratoire des techniques novatrices comme l'**actionneur électromagnétique**, basé sur une approche par le contrôle actif des vibrations de plancher (Hanagan & Murray, 1997). Rendues possibles par le développement considérable des outils informatiques et électroniques durant la dernière décennie, ces méthodes s'avèrent fort prometteuses mais on peut être sûr qu'elles ne seront utilisées que dans des cas exceptionnels à cause de leur coût élevé.

Aussi, nous aimerions, en conclusion de cette première partie consacrée à l'étude des vibrations de plancher, porter l'attention du lecteur sur un point essentiel : l'importance de prendre en compte le problème de vibrations des planchers **dès la phase de conception**. Une intervention sur un bâtiment existant présente dans la plupart des cas d'innombrables difficultés et fait intervenir l'avis d'experts, engageant pas conséquent de nombreuses dépenses. Par ailleurs, il n'est pas toujours possible de déplacer une machine, ajouter des cloisons ou diminuer la portée du plancher incriminé sans avoir à redéfinir tout l'espace concerné.

Le CNB, ainsi que d'autres organismes comme l'*American Institute of steel construction*, fournissent désormais suffisamment de directives pour éviter de tels problèmes dans un bâtiment neuf. Aussi, les cas de traitement anti-vibrations devrait

progressivement se limiter aux bâtiments convertis pour un nouvel usage. Si par exemple un plancher existant doit être utilisé pour une activité rythmique, on recommande d'effectuer au préalable un essai de tenue en service avant de faire des transformations.

1.2 Acoustique du bâtiment

Historiquement, la question de l'acoustique dans le bâtiment remonte jusqu'à l'Antiquité. Certains théâtres ouverts, comme le Théâtre d'Épidaure en Grèce, témoignent déjà de solides connaissances sur le comportement du son dans un espace, comportement en grande partie lié aux lois de la trigonométrie découvertes par Pythagore (environ 580-490 avant Jésus-Christ). L'objectif, dans ces théâtres, était d'obtenir la meilleure **qualité acoustique** possible afin que la voix des acteurs parvienne jusqu'aux auditeurs assis dans les gradins. De fait, ces lieux sont toujours nimbés de légendes quant à l'excellence de leur acoustique.

La qualité acoustique d'une salle englobe les aspects suivants :

- a. un **niveau sonore suffisamment élevé** en tout point de la salle pour ne pas se sentir le besoin de « forcer l'oreille »;
- b. une **bonne intelligibilité du message**, qu'il s'agisse de la parole humaine ou de musique. Dans les salles trop réverbérantes, les syllabes (ou les notes) risquent de se mêler les unes aux autres, brouillant l'information contenue dans le message;
- c. pour les salles dédiées à la musique, on a recours parfois à des **critères plus spécifiques**, comme par exemple une bonne diffusion sonore ou le renforcement des basses fréquences. Certains de ces critères sont présentés en détail dans la section 1.2.3.

Il a fallu attendre la fin du XIX^e siècle et les travaux de Wallace Clement Sabine (1868-1919) pour voir apparaître certains facteurs quantifiables, permettant à l'acoustique de

sortir de l'ornière de l'empirisme (Bertrand, 2000). Tout au long du XX^e siècle, ces connaissances se sont étoffées et ont abouti à ce mariage heureux de la théorie et de l'expérience qu'est aujourd'hui l'**acoustique des salles**. L'acoustique des salles est la branche de l'acoustique du bâtiment qui s'intéresse à l'optimisation de la qualité de l'acoustique d'un local.

En complément, l'**isolation acoustique** constitue une problématique relativement récente, tout au plus vieille d'un siècle. L'isolation acoustique est l'ensemble des moyens et des méthodes qui permettent d'empêcher la propagation du son d'un local à l'autre. On verra que dans ce domaine, la *loi de masse* prédomine pour les parois constituées d'une seule couche de matériau; autrement dit, plus les parois ont une masse surfacique élevée, plus la perte en transmission du son est grande (cf. chapitre 4). Or, nos ancêtres avaient l'habitude, jusqu'à l'avènement de matériaux de construction de plus en plus légers comme l'acier et le verre, de bâtir des édifices épais et solides. Le son, passant d'une pièce à l'autre, était donc très atténué.

De nos jours, la structure porteuse des bâtiments a tendance à se dissocier de plus en plus du cloisonnement, aussi ces parois non porteuses ont-elles été allégées au maximum. Toutefois, on ne peut indéfiniment réduire l'épaisseur de ces parois, au risque de rendre la vie entre voisins impossible. À la rigidité et la solidité de ces parois légères est donc venu se greffer un troisième paramètre, à savoir la perte en transmission du son de ces parois.

1.2.1 Bases théoriques de l'acoustique

Les acousticiens ont dû, en se basant sur les perceptions subjectives de notre sens de l'ouïe, mettre au point un système qui permette d'identifier des niveaux sonores corrélativement à la sensibilité de l'oreille humaine. Les grandeurs que nous identifions ici sont les plus couramment utilisées.

Intensité sonore et niveau d'intensité sonore

L'**intensité sonore** d'une onde propagative est donnée par la formule suivante :

$$I = \frac{P_{eff}^2}{\rho c} \quad (\text{en W/m}^2) \quad (1.1)$$

où P_{eff} est la pression efficace de l'onde, en pascals (Pa), ρ la densité volumique du milieu dans lequel l'onde se propage en kg/m³ et c la vitesse du son en m/s.

Les observations sur le mode de perception de l'oreille humaine ont mis à jour le fait que celle-ci était sensible à une **variation relative** de l'intensité sonore. Afin d'utiliser une mesure qui corresponde à notre perception, il a donc été convenu d'adopter l'échelle logarithmique pour l'étude des phénomènes sonores, le 0 marquant le seuil d'audition de l'oreille à 1 000 Hz. On définit ainsi le **niveau d'intensité sonore**, mesuré en décibels :

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (\text{en dB}) \quad (1.2)$$

où I_0 est le seuil d'audition de l'oreille à 1 000 Hz, égal à 10^{-12} W/m².

Niveau de pression sonore

Si l'on remplace l'expression donnée en (1.1) dans l'équation (1.2), on obtient :

$$L_I = 10 \log \frac{P_{eff}^2 / \rho c}{P_{0eff}^2 / \rho_0 c_0}$$

$$L_I = 20 \log \frac{P_{eff}}{P_{0eff}} - 10 \log \frac{\rho c}{\rho_0 c_0} \quad (1.3)$$

À partir de ce résultat on définit le **niveau de pression sonore** comme étant :

$$L_p = 20 \log \frac{P_{eff}}{P_{0eff}} \quad (\text{en dB}) \quad (1.4)$$

où $P_{o\text{eff}}$ est la pression effective correspondant au seuil d'audibilité, égale à 20 μPa dans l'air. Il s'agit d'une grandeur infime comparée aux 101,3 kPa de la pression atmosphérique standard régnant à la surface de la Terre. Cette valeur témoigne de la très haute sensibilité de l'oreille aux phénomènes sonores.

Avec l'approximation $\rho c \cong \rho_0 c_0$, l'équation (1.3) devient :

$$L_I = L_p \quad (1.5)$$

ce qui veut dire que, pour une onde propagative, les niveaux d'intensité et de pression sont les mêmes.

Puissance acoustique et niveau de puissance acoustique

La **puissance** d'une source, calculée en watts (W), correspond au flux d'énergie émis par la source traversant une surface donnée par unité de temps. Elle se définit donc grâce à l'équation suivante :

$$W = I \times S \quad (\text{en W}) \quad (1.6)$$

où S est la surface considérée, en m^2 .

De même que les niveaux d'intensité et de pression sonores, on définit le **niveau de puissance acoustique** comme étant :

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (\text{en dB}) \quad (1.7)$$

où W_0 est la valeur de référence égale à 10^{-12} W.

Types d'ondes

Le son est une onde propagée par un support constitué par le milieu ambiant (air, eau, poutre métallique...). Ce milieu est une condition *sine qua non* de la propagation du son, à la différence de la lumière et de toutes les autres ondes électromagnétiques qui, elles,

peuvent se propager dans le vide. Selon les caractéristiques de ce milieu, comme la masse volumique ou la température, la vitesse de propagation de l'onde sonore va prendre une valeur bien précise. Dans le cas de l'acoustique des salles, le milieu ambiant étant l'air, on observe à une température de 20°C une masse volumique ρ de l'air égale à 1,21 kg/m³ et une vitesse de propagation notée c de **343 m/s**, soit 1 235 km/h environ.

Une onde sonore peut se propager dans une ou plusieurs directions. On distingue trois types d'onde :

- a. les **ondes planes**, caractérisées par des fronts d'ondes plans et parallèles. On les trouve uniquement dans les conduits de section constante;
- b. les **ondes cylindriques**, caractérisées par des fronts d'ondes cylindriques. Les ondes cylindriques sont utilisées pour modéliser le bruit émanant de la circulation sur une autoroute ou de toute autre source linéique;
- c. les **ondes sphériques**, caractérisées par des fronts d'ondes sphériques et concentriques. On parle alors de **source ponctuelle**, c'est-à-dire d'une source qui rayonne de façon homogène dans toutes les directions. Comme le rapport entre la taille de la source et le volume où le son rayonne est souvent très petit en acoustique des salles, on considère qu'on est dans le cas d'ondes sphériques.

Sachant cela, on peut bâtir une **loi de décroissance** du niveau sonore, en fonction de la distance à la source. En effet, si l'on passe d'une distance R à une distance $2R$ de la source, la surface de la sphère constituée par le front d'ondes quadruple ($S=4\pi R^2$). Comme la puissance de la source est conservée, on a en R une intensité sonore I_1 et en $2R$ une intensité sonore I_2 égale à $I_1/4$. Par conséquent :

$$L_{I_2} = 10 \log \frac{I_2}{I_0} = 10 \log \frac{I_1/4}{I_0}$$

$$L_{I_2} = 10 \log \frac{I_1}{I_0} - 10 \log 4$$

$$L_{I_2} = L_{I_1} - 6 \quad (\text{en dB}) \quad (1.8)$$

Autrement dit, chaque fois que la distance source-récepteur double, le signal au point de réception perd 6 dB.

Champs sonores direct, diffus et réverbérant

Lorsqu'un son est produit par une source sonore ponctuelle dans un local fermé, celui-ci, véhiculé par l'air, se propage à partir de la source dans toutes les directions. Il se réfléchit sur les parois et parcourt le chemin inverse. Cette propagation se faisant à la vitesse élevée de 340 m/s environ, cela laisse le temps au signal incident (émis par la source) de se superposer au signal réfléchi, et l'auditeur ne fait normalement pas la différence entre les deux. Les acousticiens prennent soin de bien différencier ces deux signaux, selon la zone où l'on se situe. Proche de la source, c'est le signal émis par celle-ci qui va prédominer, mais plus on s'en éloigne, plus le signal direct perd en intensité (6 dB en moins à chaque doublement de distance) et plus la composante réfléchie va prendre de l'importance.

Si le son émis ne varie pas dans le temps, comme c'est le cas pour les machineries ou les dispositifs de ventilation, au bout de quelques secondes se crée un état sonore permanent dans le local. Près de la source on observe la loi de décroissance normale du son pour une source ponctuelle due au **champ direct**, mais lorsqu'on s'en éloigne, on constate que les multiples réflexions sur les parois du local vont créer un **champ réverbéré** qui dépend des caractéristiques de la pièce. La superposition de ces deux champs crée le **champ total**. On parle de **champ diffus** lorsque le champ réverbéré est homogène, c'est-à-dire que sa valeur est constante quel que soit l'endroit où l'on se positionne. C'est une hypothèse qui est souvent formulée en acoustique des salles, où elle est d'ailleurs connue sous le nom d'hypothèse de Sabine. La figure 1 résume les différents types de champs sonores dans un local.

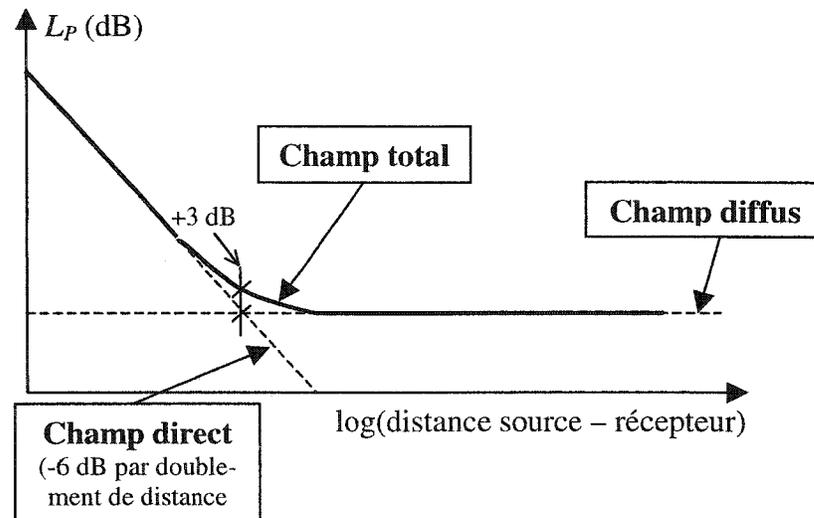


Figure 1 Types de champs sonores

La prédominance du champ direct sur le champ réverbéré dépend de la capacité des parois à absorber le son. Plus les parois sont absorbantes, plus l'énergie réfléchi est faible comparée à l'énergie incidente, et donc plus le champ réverbéré est faible devant le champ direct. On quantifie l'absorption d'une paroi grâce à une grandeur appelée **coefficient d'absorption** noté α , et dont la valeur est donnée par l'équation suivante :

$$\alpha = 1 - \frac{W_r}{W_i} \quad (1.9)$$

où W_r est la puissance du son réfléchi et W_i celle du son incident. La valeur de α est donc comprise entre 0 (ou 0 %), correspondant à une absorption nulle, et 1 (ou 100%), correspondant à une absorption totale.

Relation pression-puissance

La formule fondamentale de l'acoustique des salles permet de connaître, à partir de la puissance acoustique d'une source, le niveau de pression acoustique en n'importe quel point du local. Elle est donnée par le relation suivante :

$$L_p = L_w + 10 \log \left[\frac{Q}{4\pi R^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S\bar{\alpha}} \right] \text{ (en dB)} \quad (1.10)$$

où :

L_p est le niveau de pression acoustique en un point donné du local, en dB;

L_w le niveau de puissance acoustique émis par la source, en dB;

Q le facteur de directivité, selon que la source est placée loin des parois ($Q = 1$), sur le sol ($Q = 2$), contre une arête ($Q = 4$) ou dans un coin de la pièce ($Q = 8$);

R la distance séparant la source du point où l'on mesure le niveau L_p , en m;

S la surface totale des parois, en m^2 ;

$\bar{\alpha}$ le coefficient d'absorption moyen du local. $\bar{\alpha}$ est donné par la formule suivante :

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_i \alpha_i S_i}{S} \quad (1.11)$$

1.2.2 Acoustique des salles

Plusieurs considérations sont à prendre en compte lorsqu'il est question de concevoir l'espace d'une salle où le son doit être porté d'un émetteur (l'orateur, l'orchestre...) jusqu'à un récepteur (les auditeurs). Nous détaillerons dans les paragraphes suivant la liste de ces critères.

1.2.2.1 Phénomène d'intégration sonore

Le phénomène d'**intégration sonore** (ou effet de Haas) caractérise la capacité de l'oreille humaine d'intégrer en un son unique deux sons identiques qui se succèdent dans un bref intervalle de temps, comme si ces sons n'étaient pas séparés. C'est, d'une certaine manière, le pendant pour notre sens de l'ouïe du phénomène de persistance rétinienne qui se produit dans nos yeux. Si les deux sons ont le même niveau sonore, le retard maximal pour lequel le phénomène d'intégration a lieu est de 50 ms. Au-delà de ce temps critique, l'oreille perçoit deux sons distincts, comme dans un écho.

Dans une salle, les échos ne sont pas souhaitables : les sons se mélangeant, la parole devient alors beaucoup plus difficile à comprendre, et la musique perd de son intelligibilité. C'est pourquoi l'intervalle de temps qui sépare le son direct du son réfléchi ne doit pas dépasser 50 ms. Avec une vitesse de 340 m/s du son dans l'air, cela correspond à une différence maximale de 17 m de longueur entre le chemin emprunté par le son direct et celui emprunté par le son réfléchi. On arrondit généralement cette valeur à 20 m car le son réfléchi transporte moins d'énergie que le son direct, du fait de la plus grande distance parcourue.

Cette hypothèse suppose bien entendu qu'on ne peut augmenter infiniment le volume des auditoriums ou des salles de concert, car arrive un moment où le phénomène d'intégration sonore ne se produit plus.

1.2.2.2 Étude des réflexions sonores dans la salle

La propagation du son dans un local peut être étudiée sous la forme de rayons sonores qui se réfléchissent sur les parois, comme la lumière sur un miroir. Cette analogie est d'autant plus pertinente que les réflexions de l'onde sonore, à l'instar de l'onde lumineuse, sont régies par les lois de l'optique. Ces dernières énoncent que le **rayon réfléchi** se situe dans le plan formé par le **rayon incident** et la **normale** à la surface réfléchissante, et que l'angle entre le rayon incident et la normale (l'**angle incident**) est égal à l'angle entre le rayon réfléchi et la normale (l'**angle réfléchi**).

Sachant cela, il apparaît clairement que la forme de la salle va avoir une incidence notable sur la propagation et la diffusion du son. Il existe deux méthodes courantes qui permettent de prévoir à partir de modèles le comportement du son connaissant la position et la nature des différentes composantes réfléchissantes de la salle : plafond, plancher, murs, scène, etc. Il s'agit de la **méthode des images** et de la **méthode des rayons** (Stephenson, 1990).

La **méthode des images** a été utilisée durant de nombreuses années par les acousticiens et les ingénieurs consultants à cause de son utilité pour la conception des salles non assistée par ordinateur. Des considérations géométriques élémentaires montrent que l'on peut utiliser comme source du rayon réfléchi un point imaginaire, situé quelque part derrière la surface réfléchissante (cf. figure 2).

D'après cette figure, la différence de chemin entre les deux rayons est égale à $IR - ER$, et l'on sait, d'après le paragraphe précédent, que sa valeur doit être inférieure à 20 m. Cette démarche constitue donc une bonne base pour la conception d'une salle, car elle permet de supprimer dès la première étape tout risque d'écho gênant.

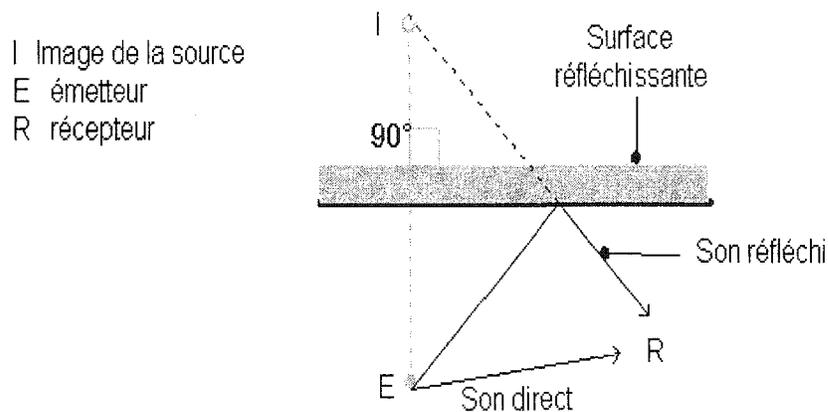


Figure 2 Traçage d'un rayon réfléchi à partir de l'image

Lorsque la salle comporte plusieurs surfaces réfléchissantes, ce qui est presque toujours le cas, on voit apparaître des « images d'image » ou images de second ordre qu'il faut également prendre en compte. La figure 3 illustre une situation avec deux surfaces réfléchissantes placées à angle droit, produisant en tout trois images. L'image I_1 se conduit comme une source pour la surface réfléchissante 2 et produit une image I_{12} . De la même façon, L'image I_2 se conduit comme une source pour la surface réfléchissante 1

et produit une image I_{21} . Dans ce cas, les images I_{12} et I_{21} sont superposées à cause de l'orthogonalité des surfaces réfléchissantes.

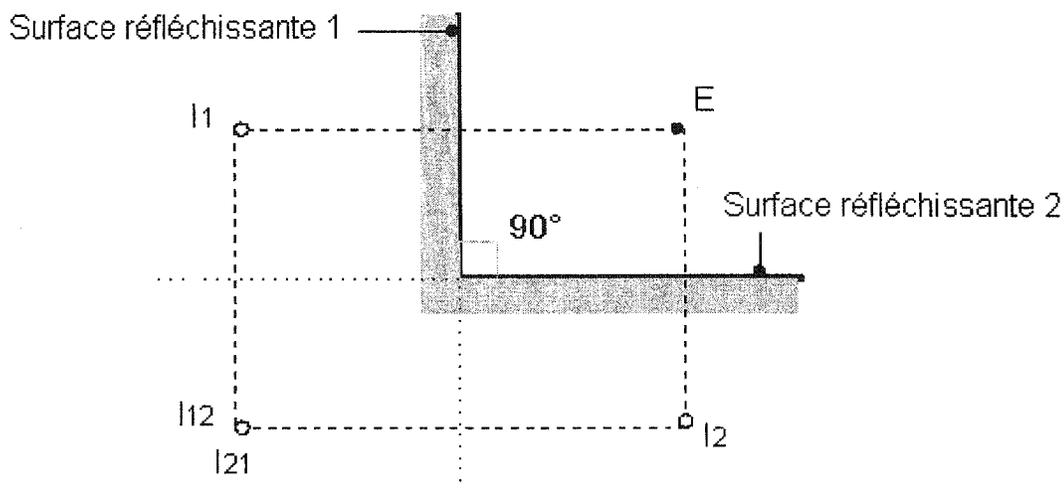


Figure 3 Images de premier et second ordres

Une image de second ordre montre simplement la direction de la deuxième réflexion d'un rayon sonore. Dans une salle, où un rayon peut être réfléchi plusieurs fois avant d'être entièrement absorbé ou suffisamment affaibli, il peut y avoir des images du second, du troisième, voire du quatrième ordre. Il n'y a en théorie aucune limite. Cependant, dans la conception d'un auditorium, seules les images du premier ordre sont habituellement prises en considération, puisqu'elles sont de loin les plus significatives.

La **méthode des rayons** consiste simplement à tracer un nombre limité de rayons sonores partant aléatoirement d'une source et d'observer leur évolution dans la salle, de réflexion en réflexion. C'est en général une méthode plus souvent utilisée que la précédente car on obtient rapidement avec la méthode des images un nombre très encombrant d'images dont une bonne partie sont en réalité inexistantes du fait que certaines surfaces réfléchissent mieux ou moins bien que d'autres (Stephenson, 1990). On lui préfère donc la méthode des rayons, moins lourde, et plus évidente à l'œil car on

observe directement le trajet des rayons sonores sur un plan. Par ailleurs, lorsqu'on étudie la salle à l'aide d'un modèle informatique, ce qui est souvent le cas de nos jours, on note que le temps de calcul augmente moins avec le nombre de sources dans le cas de la méthode des rayons que pour la méthode des images. Enfin, la méthode des rayons, contrairement à la méthode des images, peut être étendue aux effets de diffraction et de dispersion sonores.

1.2.3 Développements récents dans le domaine de l'acoustique des salles

La grande difficulté en acoustique consiste à lier des notions subjectives à des paramètres objectifs. Lorsqu'il s'agit de définir la manière dont on perçoit la musique au sein d'une salle de concert, on fait appel à des critères comme la « clarté », la « force » ou la « diffusion » du son. D'un autre côté, il existe toute une série de paramètres, normalisés ou non, permettant d'évaluer les qualités acoustiques de la salle étudiée. L'un de ces paramètres est le **temps de réverbération**, que nous utiliserons abondamment dans la présente étude et qui correspond au temps (en secondes) mis par un signal pour décroître de 60 dB à l'intérieur de la salle. Celui-ci a été employé par Sabine dès la fin du XIX^e siècle. Depuis, on a assisté à la floraison d'une multitude d'autres paramètres dont l'utilisation est plus ou moins répandue. Certains s'affichent maintenant au côté du temps de réverbération comme des critères indispensables à l'évaluation d'une salle, comme le *Early decay time* (temps de réverbération initial) ou le *Initial time delay gap* (intervalle de temps séparant le son direct de la première réflexion). D'autres sont restés dans l'ombre. Quoi qu'il en soit, il n'existe toujours pas de critère universellement accepté pour définir la qualité d'une salle.

L. Beranek, dans son ouvrage sur les salles de concert et d'opéra, soutient que six paramètres sont responsables de la qualité de la salle, mais que la contribution de chacun d'entre eux n'a pas la même importance. Ces paramètres, suivis de leur facteur pondérateur, sont les suivants (Beranek, 1996) :

- a. le *Early interaural correlation coefficient* (noté $IACC_E$), un coefficient donnant la corrélation entre les deux impulsions perçues par les oreilles durant les 80 ms initiales, 25 %;
- b. le temps de réverbération initial (noté EDT), 25 %;
- c. la valeur moyenne du niveau sonore dans la salle aux fréquences médianes (noté G_{mid}), 15 %;
- d. le *Surface diffusivity index* (noté SDI), un indice qui rend compte de l'efficacité des parois dans leur rôle de diffuseur du son, 15 %;
- e. le temps séparant le son direct de la première réflexion pour un auditeur situé au centre du parterre (noté t_1), 10 %;
- f. le *Bass ratio* (noté BR), un coefficient indiquant si les basses fréquences sont suffisamment renforcées dans la salle, 10 %.

Malgré la pertinence du choix de ces critères, il n'y a rien qui prouve avec exactitude que ces pondérations soient exactes. C'est pourquoi certains chercheurs sont tentés d'identifier plus précisément les liens qui unissent les sensations de l'auditeur, donc le côté subjectif de la perception, à ces différents et nombreux paramètres. L'article de M. Farina permet de voir la façon dont a été menée une telle étude au sein de huit salles de concert italiennes. En appliquant des méthodes de calcul statistique, il montre à quelles notions se relie le mieux chaque paramètre, et accessoirement que certains d'entre eux sont parfaitement étrangers à toute impression ressentie par l'auditeur durant l'écoute, et par là-même inutiles (Farina, 2001).

Mais ce n'est pas toujours le rapport entre les plans objectif et subjectif qui est difficile à établir. Parfois, c'est aussi la façon de quantifier un paramètre qui pose certaines difficultés, comme la diffusion du son due aux surfaces de la salle (murs, plancher, plafond, ornements...). Dans son article consacré à ce sujet, M. Fricke conclut qu'à l'heure actuelle, c'est encore le jugement visuel qui permet de donner à la salle un indice

en rapport avec la diffusion sonore, car ce sont principalement les aspérités et les irrégularités de surface qui sont à l'origine du phénomène (Fricke, 2000).

1.2.4 Normes actuelles dans le domaine de l'acoustique du bâtiment

Les normes dans le domaine de l'acoustique du bâtiment sont partagées en cinq catégories (Goydke, 1997) :

- a. évaluation et classement des propriétés acoustiques des matériaux : norme *ISO 354 Acoustics* pour la mesure des coefficients d'absorption et norme *ISO 9052-1 Acoustics* pour la détermination de la rigidité dynamique des matériaux;
- b. mesure du temps de réverbération dans les salles : norme *ISO 3382 Acoustics* (actualisée et rééditée en 1997);
- c. évaluation et classement de l'isolation acoustique des bâtiments et des éléments de construction : norme *ISO 140 Acoustics* (révisée dans les années 1990) pour la mesure et norme *ISO 717 Acoustics* pour le classement;
- d. essais en laboratoire sur les émissions sonores des installations de plomberie et des équipements de service dans les bâtiments : norme *ISO 3822 Acoustics*;
- e. estimation de la performance acoustique d'un bâtiment à partir de celle de ses composantes : norme *ISO* en cours de développement.

À l'échelle nationale, l'Association canadienne de normalisation s'emploie également à développer certains standards. En 2000, deux comités techniques travaillaient dans le domaine de l'acoustique : le comité *Z94*, responsable du standard sur la protection de l'appareil auditif et le comité *Z107*, divisé en neuf sous-comités, responsable de tous les autres standards en acoustique (Kelsall, 2000). Ces comités ont pour mission d'harmoniser l'usage des différentes normes aussi bien au Canada que dans le contexte des échanges internationaux.

Particulièrement au niveau du bâtiment, les normes de l'American society for testing materials (ASTM) sont préconisées en Amérique du Nord. Le CNB utilise les normes ASTM pour définir ses critères sonores. De plus, le Conseil national de recherches du Canada (CNRC) effectue ses essais et publie selon les normes ASTM, principalement en ce qui a trait à la transmission sonore, à l'absorption phonique et à la transmission des bruits d'impact.

CHAPITRE 2

ÉTUDE DES VIBRATIONS DU PLANCHER DE L'AUDITORIUM

Dans ce chapitre, nous procéderons à l'étude des vibrations du plancher de l'auditorium de l'ÉTS. Ce dernier sera d'abord brièvement décrit dans la section 2.1. Nous reviendrons ensuite sur la nature et les causes du phénomène de vibration des planchers dans un bâtiment, et les différentes façons d'y remédier (sections 2.2 et 2.3). La section suivante est consacrée aux modèles informatiques que nous avons employés pour évaluer la fréquence propre du plancher de l'auditorium. Dans la section 2.5 se trouve une discussion à propos des essais *in situ* réalisés. Les résultats de nos calculs sont présentés dans la section 2.6, où nous étudions la conformité du plancher de l'auditorium de l'ÉTS face aux exigences du CNB. Enfin, nos conclusions sur cette étude sont fournies dans la section 2.7.

2.1 Considérations générales à propos de l'auditorium de l'ÉTS

L'auditorium soumis à l'étude est situé au sein du bâtiment qu'occupe depuis 1997 l'École de technologie supérieure à Montréal. Il convient donc de revenir brièvement sur l'historique de ce bâtiment.

L'édifice tel qu'il se présente aujourd'hui est en fait constitué de deux bâtiments construits à deux époques différentes. Le premier, bâti en 1949 au coin des rues Peel et Notre-Dame à Montréal, servait comme usine pour la fabrication de la bière O'Keefe. En 1976, la compagnie O'Keefe décide de construire un bâtiment adjacent afin d'accroître la capacité de production de sa brasserie. Ce second bâtiment est construit dans le prolongement de l'ancien suivant la direction de la rue Notre-Dame. En 1991, O'Keefe est racheté par Molson, qui devient alors Molson O'Keefe. C'est à cette

compagnie que l'ÉTS rachète en 1994 les deux bâtiments, désaffectés depuis plusieurs années, et y installe son nouveau campus.

L'auditorium est une nouvelle installation faisant partie du programme de réhabilitation entrepris lors de l'acquisition de l'édifice par l'École de technologie supérieure. Il se situe entièrement dans le bâtiment le plus ancien, celui construit en 1949. Il s'agit d'un amphithéâtre en forme d'éventail possédant une capacité totale de 352 places assises, disposées en gradins. Deux cloisons acoustiques coulissantes permettent actuellement de le diviser en trois salles, chacune pouvant être utilisée comme salle de classe à part entière, munie de toutes les installations audiovisuelles nécessaires. Ce sont, en partant de la droite vers la gauche en regardant vers la scène, les locaux 1150, 1160 et 1170. Le local central (local 1160) compte 132 sièges, et les deux autres, 110 sièges.

2.2 Description du phénomène de vibration des planchers

Cette section décrit sommairement les outils qui nous seront utiles pour procéder à l'analyse vibratoire du plancher de l'auditorium de l'ÉTS.

2.2.1 Modélisation des systèmes mécaniques

Le premier mode de vibration de n'importe quel système mécanique peut-être évalué en assimilant ce dernier à un système équivalent constitué d'une masse, d'un ressort et d'un amortisseur (cf. figure 4). Il s'agit alors d'un système à un seul degré de liberté, donc à un mode de vibration. Les systèmes réels ont un nombre infini de degrés de liberté et de modes, mais l'étude des vibrations de plancher est souvent ramenée à celle du premier mode car c'est pour celui-là, situé à très basse fréquence, qu'il y a le plus d'amplitude.

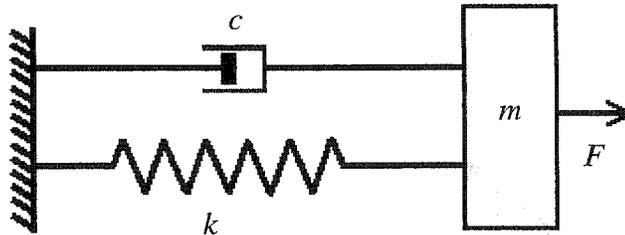


Figure 4 Système dynamique à un seul degré de liberté

Dans un système dynamique à un seul degré de liberté :

- la **masse** est notée m et exprimée en kg;
- le ressort fournit la **rigidité** k , en N/m. Ce sont le choix des matériaux et la géométrie du plancher qui vont caractériser la rigidité du plancher;
- l'amortisseur fournit l'**amortissement** c , en N s/m. La valeur de c dépend essentiellement du type de matériau employé. Dans le domaine de la construction, on utilise plutôt le **coefficient d'amortissement** β , déterminé à l'aide de l'équation suivante :

$$\beta = \frac{c}{c_c} \quad (2.1)$$

où c_c est l'amortissement critique, égal à $2\sqrt{k \cdot m}$.

Le système dynamique répond alors à l'équation suivante :

$$m \cdot a + c \cdot v + k \cdot x = F(t) \quad (2.2)$$

où a , v et x sont respectivement l'accélération (en m/s^2), la vitesse (en m/s) et le déplacement (en m) du système. F est la force de sollicitation, en N, dont la valeur varie en fonction du temps t (en s). En prenant pour acquis que $a = \ddot{x}$ et que $v = \dot{x}$, on peut réécrire l'équation (2.2) sous la forme suivante :

$$\ddot{x} + 2\beta\omega_0 \cdot \dot{x} + \omega_0^2 \cdot x = \frac{F(t)}{m} \quad (2.3)$$

où ω_0 est la **pulsation naturelle** du système, en rad/s, telle que :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi \cdot f_0 \quad (2.4)$$

où f_0 est la **fréquence propre**, ou **fréquence naturelle** du système, en Hz.

La fréquence naturelle est un paramètre essentiel pour toute analyse vibratoire. Elle exprime la fréquence à laquelle le système (ou le plancher) va osciller librement. L'**amplitude** de la déformation est fonction à la fois des caractéristiques du système et de la sollicitation (fréquence, amplitude).

Si plusieurs modes sont considérés (donc à des fréquences plus élevées que le premier mode de vibration), on peut évaluer le comportement des planchers grâce à une **analyse modale** effectuée sur micro-ordinateur. La simulation sous certains logiciels permet d'obtenir directement les caractéristiques dynamiques du plancher à chaque mode de vibration. La figure 5 donne un exemple de ce que l'on peut obtenir à l'aide d'un logiciel de modélisation du type ANSYS.

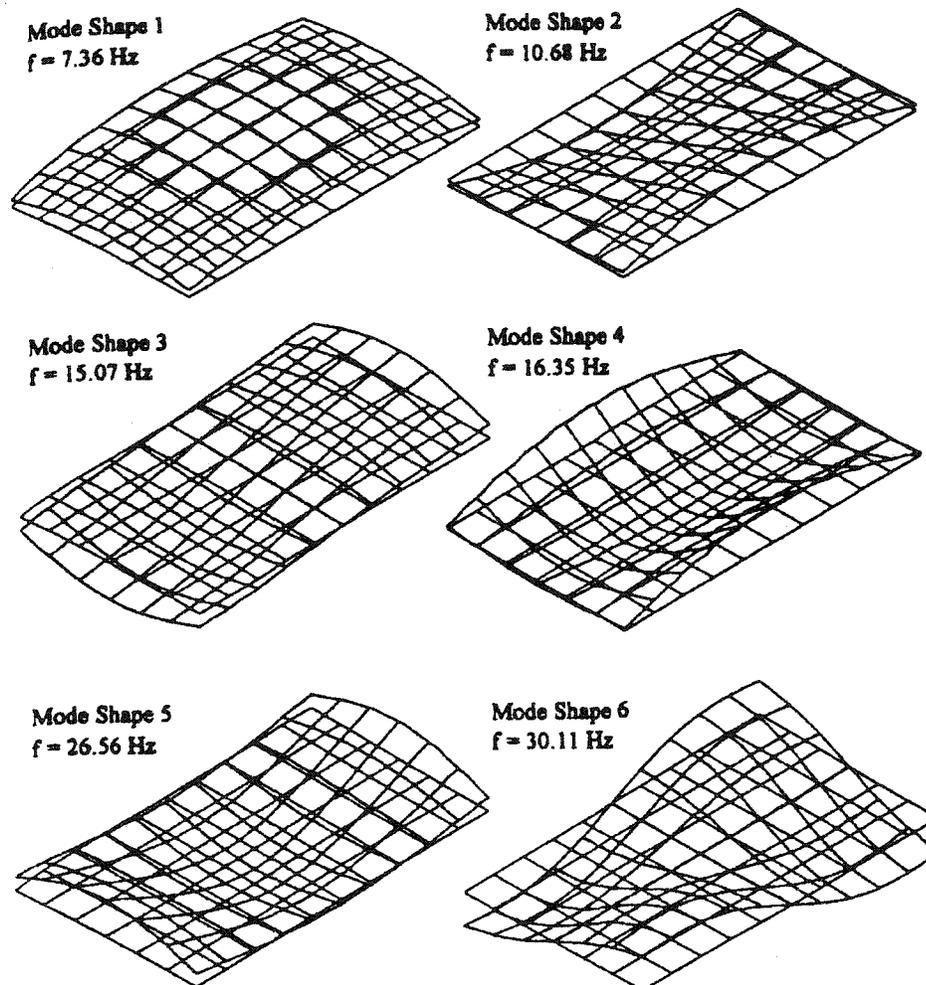


Figure 5 Identification des six premiers modes de vibration d'un plancher à l'aide d'une analyse modale effectuée sur ordinateur (Hanagan & Murray, 1997)

2.2.2 Définition des différents types de vibration

Les occupants de domiciles, de bureaux et d'écoles n'aiment pas percevoir des vibrations. On peut donc établir un critère de nuisance pour ces lieux de présence humaine.

La figure 6 donne sous la forme d'un graphique les seuils de tolérance en terme d'accélération maximale, en fonction de la fréquence d'excitation. On voit qu'il est ici question de deux grands types de vibration : les **vibrations transitoires**, essentiellement causée par la marche des personnes sur le plancher et les **vibrations continues**. On peut remarquer que les vibrations continues sont plus désagréablement ressenties que les vibrations transitoires (seuils plus bas pour une fréquence identique). De façon générale, si la durée d'une vibration diminue, le seuil de tolérance augmente. C'est pourquoi les seuils d'un plancher ayant un coefficient d'amortissement de 12 % sont plus hauts que ceux d'un plancher ayant un coefficient d'amortissement de 3 %, où l'énergie sera dissipée plus lentement et donc la vibration plus longuement ressentie.

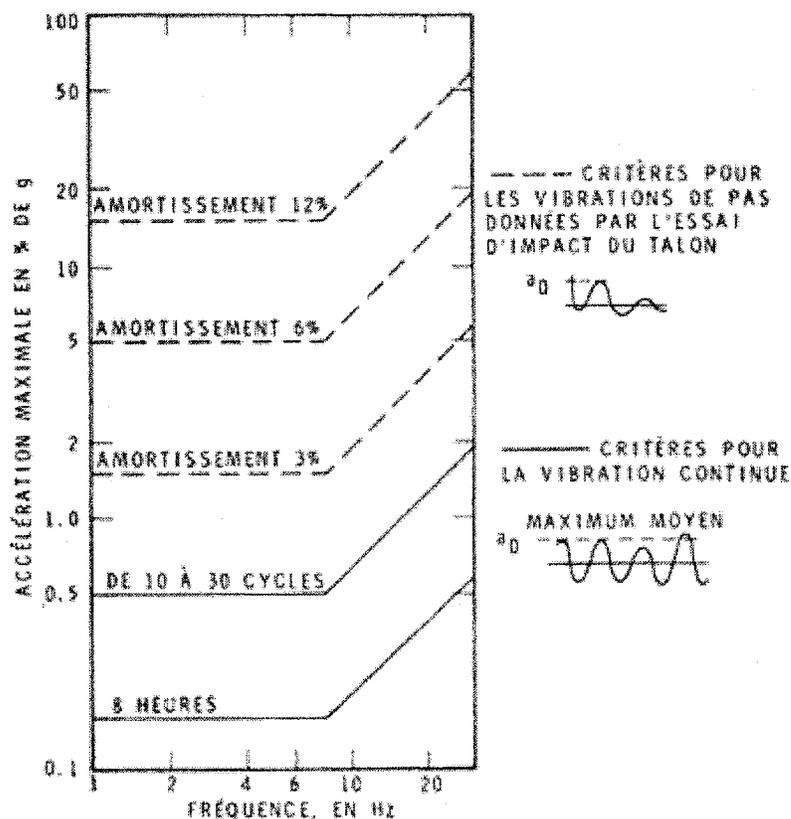


Figure 6 Critères de nuisance pour les vibrations de plancher (Allen & Rainer, 1976)

2.2.2.1 Vibrations transitoires

On entend par vibrations transitoires celles qui sont produites à la suite d'un impact, et qui font osciller le plancher à sa fréquence naturelle f_0 . La principale cause de vibrations transitoires dans les bâtiments trouve sa source dans le déplacement des personnes qui l'occupent. Chaque pas peut en effet être considéré comme un impact qui va engendrer une réponse libre du plancher. Les vibrations causées par d'autres types d'impact, plus forts et plus rares, comme les travaux de construction ou les chocs accidentels, entrent également dans cette catégorie. Ces oscillations vont être amorties à une cadence plus ou moins rapide, suivant la valeur de β .

Ce problème n'est pas nouveau; en 1828, Tredgold écrivait :

« Si on utilise des poutres de longue portée, il faut toujours que la hauteur de leur section soit plus que suffisante, car il vaut mieux qu'un plafond soit un ou deux pouces plus bas et éviter qu'il ne fissure de partout, sans compter l'inconvénient de ne pouvoir marcher sans faire tout trembler dans la pièce. » (Allen & Rainer, 1976)

À l'heure actuelle, le phénomène s'est aggravé avec l'apparition des bureaux à aires ouvertes. On entend par là des espaces de travail de vaste surface, où chaque poste n'est séparé des autres qu'à l'aide de simples cloisons à mi-hauteur, afin d'assurer le confort acoustique et de préserver l'espace privé de chacun. De telles installations imposent très souvent des portées excessivement longues pour les planchers. Or, on sait que la fréquence naturelle d'un plancher est inversement proportionnelle à sa portée élevée au carré, facteur donc de très grande importance dans les calculs. Par exemple, pour un plancher reposant sur des appuis simples, la fréquence naturelle est donnée par l'équation suivante :

$$f_0 = 156 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{w \cdot L^4}} \quad (\text{en Hz}) \quad (2.5)$$

où E est le module d'élasticité en N/mm^2 , I le moment d'inertie de l'élément en mm^4 , w la charge permanente totale en N/mm et L la portée en mm . Le CNB 1995 propose une équation pour le calcul de la fréquence naturelle f_0 , en fonction de la flexion Δ des éléments (cf. annexe 1).

On voit donc que plus la portée est grande, plus la fréquence naturelle est basse. Pour les bureaux à aires ouvertes, on descend parfois jusqu'à des valeurs de 4 à 6 Hz. Or, des études ont démontré que dans 95 % des cas, les occupants marchent à un rythme compris entre 1,6 et 2,4 Hz (Bachmann & Rainer, 1995). Si l'on considère cette dernière valeur, on voit qu'un problème peut se présenter avec la première harmonique ($2 \times 2,4 = 4,8$ Hz) si la fréquence naturelle du plancher avoisine trop la valeur de 4,8 Hz.

L'exemple précédent basé sur les bureaux à aires ouvertes sert à illustrer un problème plus général, car beaucoup de facteurs entrent en jeu, à commencer par le **type de structure**. La figure 7 illustre les trois types de structure de béton que l'on rencontre principalement pour les planchers. Il est prouvé qu'une structure composite avec poutrelles d'acier et plancher de béton (deuxième schéma de la figure 7) est moins efficace contre les vibrations qu'une structure poutre-dalle structurale en béton armé (premier schéma de la figure 7) de même fréquence naturelle, notamment à cause d'une masse plus grande et d'un amortissement plus élevé du plancher en béton armé. Par ailleurs, les structures de béton en poutres continues (troisième schéma de la figure 7) sont reconnues pour ne pas présenter de problèmes de vibration car leur fréquence naturelle est en général supérieur à 7,5 Hz.

Le **coefficient d'amortissement**, qui peut varier de façon importante, va également être un facteur déterminant dans la réponse vibratoire du plancher. Il dépend du recouvrement de plancher, de l'ameublement, de la répartition des cloisons, etc. de sorte qu'il est difficile à prédire, mais peut toutefois être estimé.

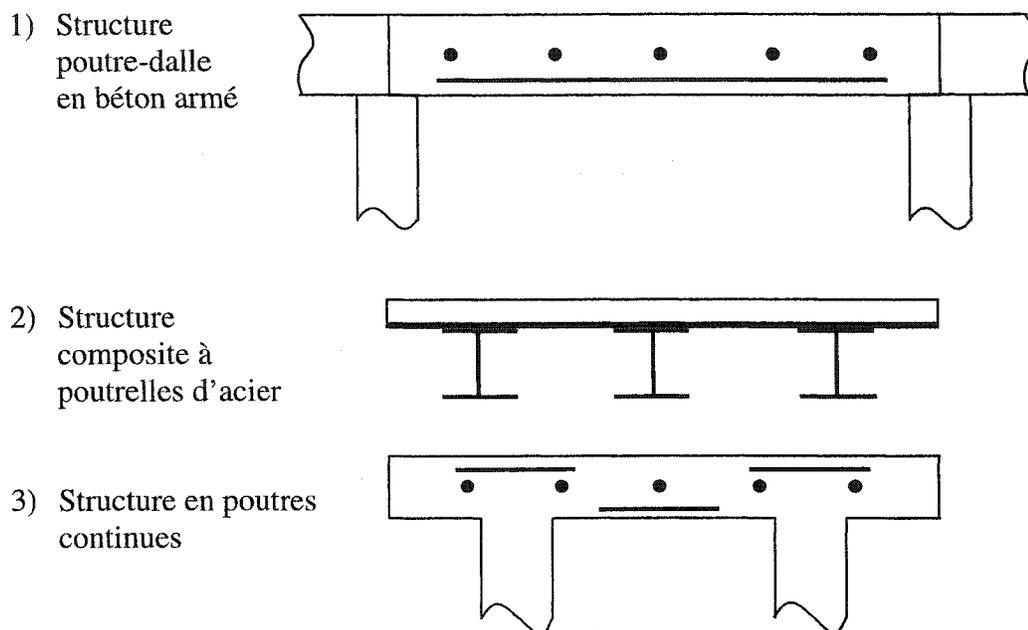


Figure 7 Types de structures de planchers en béton

La précaution la plus élémentaire afin de se prémunir contre les vibrations transitoires consiste à prévoir dès la phase de conception une fréquence naturelle adéquate au plancher. Par exemple, pour les planchers bien amortis ($\beta > 5 \%$), la fréquence naturelle devra être supérieure à la première harmonique de la marche humaine (4,8 Hz). On ciblera donc une valeur de f_0 de 5 Hz. En revanche, pour les planchers peu amortis ($\beta < 5 \%$), la fréquence naturelle devra être supérieure à la deuxième harmonique ($3 \times 2,4 = 7,2$ Hz). On se fixera donc comme objectif une valeur de 7,5 Hz pour f_0 .

Ainsi, d'une façon générale, le meilleur moyen de contrôler les vibrations transitoires d'un plancher est de prévoir une fréquence naturelle **supérieure à 7,5 Hz**. Cependant, il faut bien voir que ce critère est extrêmement simpliste, car il ne tient pas explicitement compte de l'amortissement. On peut trouver des planchers pour lesquels $f_0 < 7,5$ Hz, et qui répondent de manière satisfaisante aux vibrations transitoires.

En matière de vibrations transitoires, le CNB 1995 établit pour les planchers de courte portée ($L < 6$ m et $f_0 > 10$ Hz) des critères de flèche maximale suivant le type de matériau et la fonction de l'élément. Ces critères, rassemblés dans le tableau A-1 du commentaire A du CNB 1995, sont reproduits dans l'annexe 1. Si ces critères sont respectés, on s'assure d'éviter toute gêne occasionnée par les vibrations transitoires.

2.2.2.2 Vibrations continues

On entend par vibrations continues les vibrations d'une durée supérieure à environ 10 cycles. Elles peuvent être provoquées par les mouvements périodiques des machines, par certaines activités humaines comme la danse (s'échelonnant sur des fréquences allant de 1,5 à 3 Hz) ou les exercices sportifs rythmés (de 1,8 à 3,4 Hz), ou par la circulation des véhicules dans le voisinage.

Les problèmes dus aux vibrations continues prennent essentiellement leur source dans le phénomène de **résonance**. Ce dernier se produit lorsque la fréquence d'excitation (ou l'une de ses harmoniques) se rapproche de la fréquence naturelle du plancher. À chaque cycle de chargement, le plancher reçoit une plus grande quantité d'énergie et l'amplitude des vibrations augmente. Dans de tels cas, il faut vérifier s'il n'y a pas surcharge, c'est-à-dire si la charge totale, comprenant les composantes statique et dynamique, n'est pas supérieure à la charge totale nominale que la structure peut supporter. Si la fréquence naturelle du plancher f_0 est assez éloignée de la fréquence d'excitation, la surcharge dynamique a tout simplement le même effet qu'une surcharge statique de la même amplitude.

Pour les activités rythmiques, comme la danse ou certains exercices sportifs, le CNB 1995 fournit une démarche permettant d'évaluer la surcharge dynamique correspondante. Cette démarche est décrite en détail dans la section 2.6.

Pour aider lors de la phase de conception, le CNB 1995 fournit les fréquences minimales recommandées pour les planchers selon leur utilisation et le type de structure (cf. tableau A-4 reproduit dans l'annexe 1). D'une façon générale, on veillera à se fixer une valeur f_0 toujours supérieure à l'harmonique gênante. Certains ouvrages proposent également des limites inférieures pour la fréquence naturelle f_0 des planchers selon les mêmes critères, tel qu'illustré dans le tableau suivant.

Tableau I

Valeurs limites de f_0 suivant l'activité et le type de structure (Bachmann & Rainer, 1995)

	Plancher de sport	Plancher de danse
Structures de béton armé	$f_0 > 7,5$ Hz	$f_0 > 6,5$ Hz
Structures de béton précontraint	$f_0 > 8,0$ Hz	$f_0 > 7,0$ Hz
Structures composite	$f_0 > 8,5$ Hz	$f_0 > 7,5$ Hz
Structures d'acier	$f_0 > 9,0$ Hz	$f_0 > 8,0$ Hz

La présence de machines dans un local demande un traitement spécial. Les machines à mouvement alternatif sont par principe sources de vibration, mais les machines rotatives ne le sont normalement pas. Pour ces dernières toutefois, l'usure ou l'encrassement peut créer un débalancement et engendrer une force de sollicitation sinusoïdale. Si la fréquence de cette force est proche de la fréquence naturelle du plancher, alors le phénomène de résonance se produit. Il faut donc non seulement veiller à ce que les machines soient toujours bien équilibrées, et donc bien entretenues, mais aussi bien s'assurer que leur fréquence est différente de celle du plancher. Dans tous les cas une isolation antivibratoire doit être convenablement étudiée et installée au préalable.

2.2.3 Évaluation de la fréquence naturelle d'un plancher

Il arrive que l'on soit confronté dans des bâtiments existants à des problèmes de vibrations excessives causées par la marche des occupants. Le plancher est ici en réponse libre, il s'agit donc de vibrations transitoires. Cela peut-être dû à un défaut dans la conception du plancher incriminé ou bien à un nouvel usage de ce dernier (suppression de cloisons, augmentation ou diminution de la charge vive, etc.). Toute intervention passe d'abord par l'évaluation de la fréquence naturelle du plancher. La méthode du coup de talon est une méthode extrêmement simple d'application, peu coûteuse et donnant des résultats fiables sur les paramètres du plancher à l'étude.

L'expérience en soi consiste à demander à une personne de se dresser sur la pointe des pieds puis de se laisser tomber soudainement sur le plancher. Un capteur dynamique trace la courbe de comportement du plancher dans le temps, dont la figure 8 donne un exemple très simplifié.

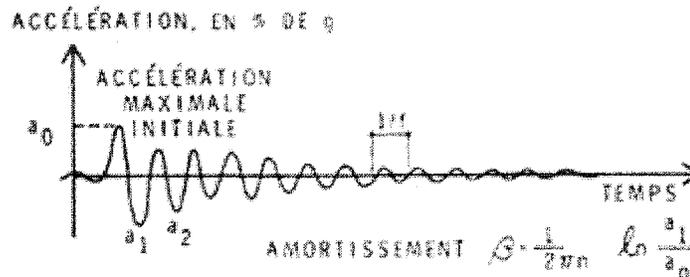


Figure 8 Courbe-type obtenue par la méthode du coup de talon (Allen & Rainer, 1976)

L'équation du coefficient d'amortissement β donnée dans ce graphique provient du calcul du décrément logarithmique δ , dont la formule est :

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{a_1}{a_n} \quad (2.6)$$

Sachant que :

$$\beta \cong \frac{1}{2\pi} \delta \quad (2.7)$$

on retrouve bien l'équation donnée dans la figure 8.

À l'aide du coup de talon, on peut donc obtenir les paramètres f_0 et β du plancher de façon directe, ainsi que l'accélération maximale initiale a_0 , donnée par le premier pic. En reportant ces valeurs sur la figure 6, on est en mesure de déterminer s'il s'agit d'un cas de gêne excessive ou non. Le cas échéant, il faudra prendre des mesures de correction.

À titre d'exemple, le tableau suivant donne quelques coefficients d'amortissement moyens dans différentes situations.

Tableau II

Valeurs de β dans les cas courants (Allen & Rainer, 1976)

Plancher nu	0,03
Plancher fini (plafond, conduits, revêtement de sol, ameublement...)	0,06
Plancher fini, cloisons installées	0,12

La méthode du coup de talon est particulièrement recommandée pour les structures à dalle de béton et solives en acier ainsi que pour les structures dalle-poutre en béton. Toutefois, elle est limitée aux planchers dont la fréquence propre est inférieure à 10 Hz et la portée supérieure à 8 m. Hors de ces limites, la contribution de la personne en poids et en amortissement est trop importante et peut introduire une erreur dans les résultats. Dans ce cas, il faut passer à un calcul par la méthode du CNB 1995 basée sur le calcul de la flèche statique (cf. annexe 1).

2.3 Mesures correctives

Nous détaillerons dans cette partie les différentes options pouvant se présenter à l'ingénieur confronté à un problème de vibrations excessives pour un plancher de bâtiment.

2.3.1 Mesures sans influence sur les propriétés du plancher

Dans un premier temps nous étudierons les mesures qui n'ont pas d'incidence sur les paramètres intrinsèques du plancher, à savoir la masse, la rigidité et l'amortissement. Ces mesures sont les suivantes :

- a. il y a tout d'abord la possibilité de **ne rien faire**, surtout lorsque l'accélération maximale est forte mais ne se produit que très occasionnellement (par exemple dans un stade de football, quand ceux qui assistent à un concert rock scandent la musique), et lorsque l'accélération maximale est faible mais assez constante, produisant des vibrations gênantes dans les espaces adjacents (un studio de danse aérobique se trouvant sur le même étage que des bureaux). Dans le premier cas, si le problème n'est pas assez sérieux pour compromettre l'intégrité structurale (et donc la sécurité des occupants), il peut être justifié de ne pas en tenir compte pour ne pas avoir à supporter le coût du renforcement de la structure. Dans le second cas, on peut réduire le désagrément en exerçant un minimum de contrôle sur l'activité incriminée, par exemple en évitant un rythme musical donné ou en enlevant, déplaçant ou isolant les objets qui vibrent en cadence avec le plancher et accentuent le problème;
- b. si les vibrations sont causées par une activité rythmique, on peut **déplacer l'activité dans un autre local**. Transférer l'activité incriminée à un local possédant un plancher plus rigide constitue souvent la solution la plus logique. Il peut aussi

convenir de trouver un nouveau local pour l'activité ultra-sensible qui est affectée par le problème. Cependant, il faut examiner attentivement cette option en fonction de la sensibilité éventuelle des nouveaux locataires;

- c. si le trafic est à l'origine de la nuisance, on peut **agir sur le trafic** à l'extérieur du bâtiment, en diminuant la vitesse ou en restreignant le poids des véhicules par exemple. Si c'est l'état de la chaussée qui est en cause, on peut en aplanir la surface ou améliorer l'assise de la route;
- d. l'utilisation d'un **amortisseur accordé**, une masse fixée au plancher au moyen d'un ressort et d'un dispositif d'amortissement (tout comme le système de suspension des voitures), peut s'avérer parfois nécessaire. Cependant, jusqu'ici, l'utilisation de ce dispositif n'a pas donné de résultats vraiment probants. Les raisons en sont la difficulté d'accorder au départ l'amortisseur sur toutes les fréquences possibles, l'incapacité de tenir compte des vibrations hors résonance, et les exigences d'entretien. Les amortisseurs accordés peuvent toutefois être efficaces dans certains cas, en particulier lorsque le coefficient d'amortissement du plancher est peu élevé et qu'on n'est en présence que d'un ou deux modes de vibration critiques;
- e. s'il s'agit de vibrations causées par une machinerie importante, on peut les réduire en **équilibrant ou en isolant les machines** créant des vibrations nuisibles. On peut les raccorder à une masse lourde, en augmentant ainsi la résistance d'inertie au mouvement, ou bien avoir recours au procédé de « flottement », c'est-à-dire placer la source de vibration (machine) ou bien l'aire à isoler (plancher, bâtiment) sur des ressorts souples ou des tampons amortisseurs. Il existe plusieurs types d'isolateurs, qui varient suivant le matériau ou la forme employée : isolateurs en élastomère ou en fibres de verre, ressorts hélicoïdaux en acier sont les plus couramment utilisés (Mehta, Johnson, & Rocafort, 1999).

2.3.2 Mesures influant sur les propriétés du plancher

Les autres méthodes pour se défaire de vibrations excessives consistent à jouer sur les paramètres intrinsèques du plancher. On peut, entre autres :

- a. **ajouter des cloisons, les modifier ou les déplacer.** Si elles sont disposées convenablement, les cloisons peuvent isoler une section désignée contre les vibrations en empêchant leur transmission par les poutres du plancher. Ainsi, elles jouent le rôle d'obstacle contre les vibrations. Il est difficile de prévoir les effets qu'auront l'ajout de cloisons, leur modification ou leur déplacement, et l'avis d'un expert est recommandé afin d'effectuer une étude spéciale. Par ailleurs, on a vu précédemment que les cloisons avaient un impact significatif sur le coefficient d'amortissement β du plancher (cf. tableau II). On peut donc les utiliser pour accroître celui-ci afin de réduire l'amplitude des vibrations de résonance. Toutefois, cette méthode n'est habituellement efficace que si l'amortissement existant est peu important;
- b. **renforcer le plancher** en raidissant tout ou une partie de ses éléments (poutres, dalle...). On voit d'après l'équation (2.5) que cela permet de modifier sa fréquence naturelle f_0 et de l'éloigner ainsi de la fréquence d'excitation f . On peut coller par exemple des plaques d'acier sur une dalle de béton afin d'augmenter la rigidité du plancher, mais c'est une solution en général peu pratique, dont les résultats ne sont d'ailleurs pas toujours probants. De la même manière, il est possible d'ajouter de la masse pour réduire l'excitation par les charges dynamiques. Il faut bien entendu veiller à ce que cela ne provoque pas de surcharge au niveau de la structure;
- c. **augmenter ou diminuer la portée** du plancher. Toujours d'après l'équation (2.5), on voit qu'une variation de la portée va avoir une influence sur la valeur de la fréquence propre f_0 du plancher. En diminuant suffisamment la portée du plancher,

on peut obtenir en retour une fréquence f_0 suffisamment grande pour ne plus être gêné par les activités rythmiques (fréquence d'excitation f ainsi que ses harmoniques). Cependant, cela suppose l'installation de nouveaux poteaux ou d'autres éléments porteurs, ce qui n'est pas toujours compatible avec l'aménagement de l'espace. Ce genre d'opération exige au préalable une étude spéciale.

2.4 Élaboration d'un modèle sur logiciel informatique

La problématique qui nous intéresse ne nécessitant pas de prendre en compte le bâtiment de l'ÉTS dans son entier, nous avons émis une série d'hypothèses. Ces hypothèses sont autant d'étapes qui nous ont permis d'arriver au modèle de l'auditorium le plus représentatif et le plus simple à des fins d'analyse vibratoire de la structure du plancher.

2.4.1 Choix du logiciel

La majorité des logiciels d'analyse des structures permettent de réaliser des analyses fréquentielles. Les logiciels considérés pour le projet sont les suivants : SAP 2000, VisualDesign version 5.4, SAFI version 5.8 et ETABS.

Après quelques essais sur des modèles simples, notre choix s'est arrêté sur le logiciel SAFI. Les options de modélisation disponibles rendent l'analyse fréquentielle des modes de vibration de la structure du plancher simple et conviviale. De plus, l'interface est directe et agréable, et les résultats sont présentés de façon suffisamment claire pour que nous puissions tirer les conclusions de nos essais.

2.4.2 Modélisation de l'auditorium

Avant de commencer à élaborer notre modèle, nous avons vérifié la conformité des calculs effectués sur SAFI avec la théorie des vibrations à l'aide d'un modèle simple constitué d'un élément de dalle carré encastré à ses quatre extrémités. Le détail de cette analyse est donnée dans l'annexe 2. Les résultats ayant été probants, nous avons continué notre travail sur l'auditorium de l'ÉTS, en émettant les hypothèses simplificatrices suivantes.

2.4.2.1 Hypothèse n°1 : restriction de la zone d'étude à l'édifice de 1949

Comme un joint de dilatation sépare les deux bâtiments (celui construit en 1949 et celui construit en 1976), nous pouvons supposer que les deux bâtiments sont bien découplés du point de vue vibratoire. Nous ne tiendrons donc plus compte du bâtiment de 1976 par la suite.

Penchons-nous maintenant plus spécifiquement sur l'édifice de 1949. Celui-ci compte un sous-sol, quatre planchers et un toit et ses dimensions approximatives sont de 130 m sur la rue Peel, et de 48 m sur la rue Notre-Dame. La structure du bâtiment, reposant sur des fondations sur pieux, est constituée de poutres et de colonnes d'acier. L'espacement des colonnes forme un maillage relativement régulier d'environ 8 m.

Des poutres secondaires dans le sens est-ouest soutiennent des dalles de béton (135 mm d'épaisseur au premier étage, 105 mm au deuxième), elles-même recouvertes d'une chape de béton de finition. Enfin, la hauteur moyenne entre étages est de 5,6 m. D'après les données issues d'un rapport d'étude sur le bâtiment par MM. Chaallal et Malenfant : « Les assemblages des poutres aux colonnes sont réalisés par des doubles cornières rivetées, ce qui résulte en un joint essentiellement articulé, pouvant fournir une fixité nominale. » (Chaallal, Malenfant, Crépeau, & Amar, 1998).

2.4.2.2 Hypothèse n°2 : délimitation de la zone d'étude aux premier et deuxième étages seulement

Il est clair qu'une sollicitation aussi faible que la marche d'une personne dans le bâtiment ne saurait créer des contraintes significatives que sur le plancher sur lequel se situe cette personne. Étant donné que les colonnes du bâtiment sont assez massives, on peut croire qu'elles assureront une bonne isolation de la vibration des planchers d'un étage à l'autre (approximation qui ne serait en aucun cas valable pour des forces sismiques). Par conséquent, nous avons choisi de ne tenir compte dans notre modèle que des deux planchers qui forment le sol et le plafond de l'auditorium, autrement dit les planchers du premier et du deuxième étage. Les colonnes sont encastées à leurs extrémités, c'est à-dire aux niveaux du rez-de-chaussée et du troisième étage.

2.4.2.3 Hypothèse n°3 : délimitation de la zone d'étude à un périmètre précis du plancher

Pour évaluer la fréquence naturelle de vibration du plancher de l'auditorium, il serait déraisonnable de prendre en compte toute la surface de plancher des premier et deuxième étages de l'édifice de 1949. Les modes de vibration seraient bien trop nombreux, et les calculs bien trop lourds, même pour un micro-ordinateur.

Aussi, nous nous sommes proposé de faire au préalable une étude de sensibilité à l'aide du logiciel SAFI. Cette étude consiste en quelques essais sur des modèles simples afin de connaître l'influence de la zone de plancher du bâtiment sur la valeur de la fréquence naturelle de celui-ci.

Pour pouvoir procéder au calcul des fréquences naturelles à l'aide de SAFI, nous avons donné aux composantes de nos modèles, à savoir les poutres, les colonnes et les éléments de plaques, des dimensions issues du catalogue de SAFI. Nous n'en donnerons

pas ici les détails car ce qui nous importe ici n'est pas tant le résultat que la comparaison d'un modèle à l'autre.

La zone cible soumise à l'étude est un plancher carré de côté d ($d = 3$ m), compris entre quatre colonnes et quatre poutres identiques, tel que représenté à la figure 9. Le maillage choisi de trois éléments de plaque par trois éléments de plaque doit permettre d'identifier les premiers modes de vibration de ce plancher, chose que ne permettrait pas un maillage de un par un.

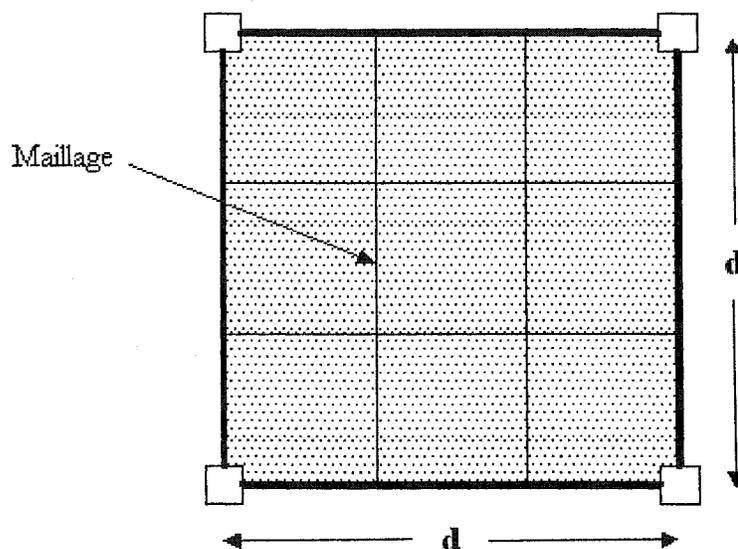


Figure 9 Zone cible soumise à l'étude

L'analyse de la zone cible sur SAFI donne pour le premier mode vibration (i.e. la première fréquence naturelle) une valeur de **8,405 Hz**.

À partir de là, nous avons conçu un premier modèle, représenté à la figure 10. Ce premier modèle, d'une largeur égale à $3d$, comprend en son centre la zone cible (en

grisé). Pour rester conforme à l'hypothèse n°2, nous avons développé ce modèle sur deux étages exactement identiques, joints par les 16 colonnes.

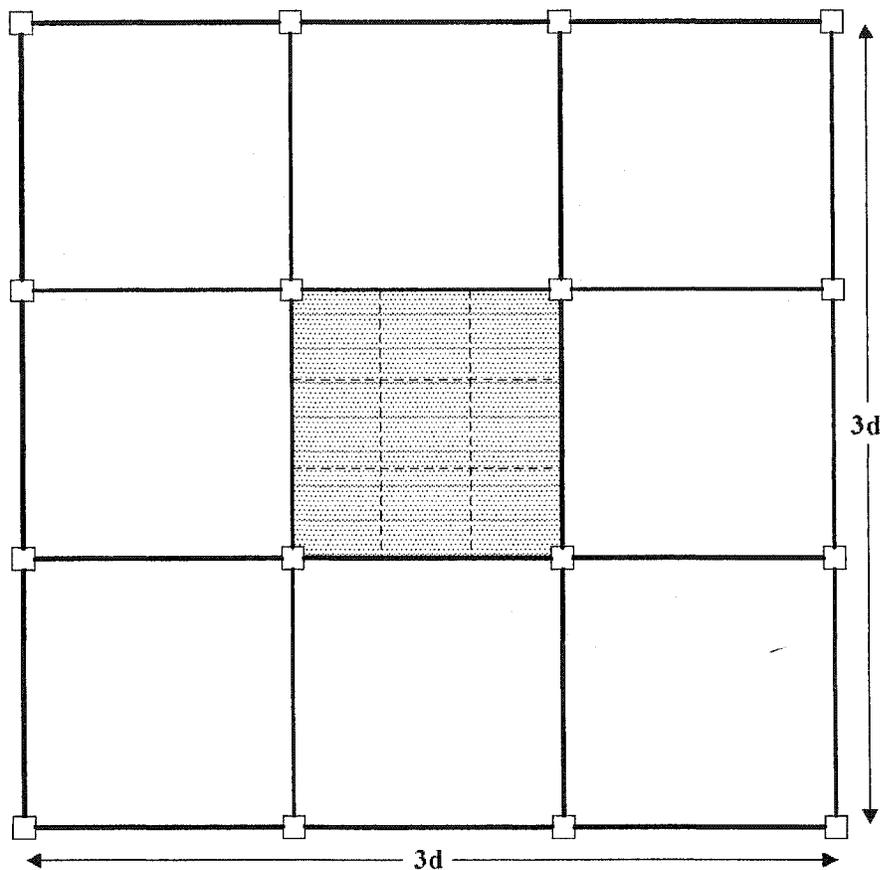


Figure 10 Premier modèle pour l'étude de la zone de sensibilité

Le premier mode de vibration de ce premier modèle est égal à **8,393 Hz**. Il correspond au mode de vibration principal à un seul ventre de la zone cible, en phase avec les huit zones qui l'entourent.

Le deuxième modèle n'est guère différent du premier : la largeur totale du plancher est juste passée de $3d$ à $5d$ (cf. figure 11). Il comprend toujours deux étages associés grâce aux 25 colonnes, conformément à notre hypothèse n°2.

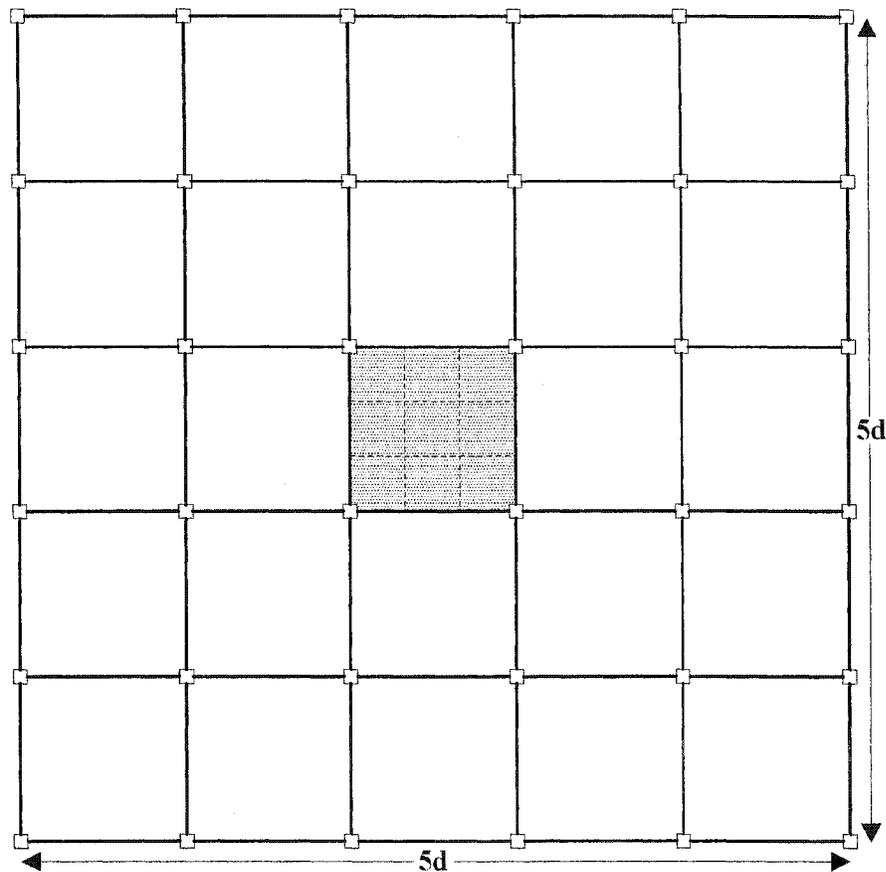


Figure 11 Deuxième modèle pour l'étude de la zone de sensibilité

En gardant les mêmes dimensions de poutres, de colonnes et d'éléments de plaque, l'analyse de ce deuxième modèle donne pour le premier mode de vibration une fréquence de **8,396 Hz**. Comme pour le premier modèle, ce mode de vibration correspond au mode principal de vibration à un seul ventre de la zone cible et des 24 zones qui l'entoure.

Un troisième modèle de largeur $7d$ donne une fréquence du premier mode de vibration égale à **8,390 Hz**. La variation du premier mode de fréquence d'un modèle à l'autre est donc très faible, de l'ordre du dixième de pour cent. On pouvait s'y attendre puisque la zone cible vibre pratiquement indépendamment de ce qui l'entoure.

Cette analyse de sensibilité montre bien qu'il n'est pas nécessaire de tenir compte d'une grande surface de plancher, lorsque celui-ci est homogène et que les colonnes sont espacées uniformément, pour obtenir sa fréquence naturelle.

2.4.3 Analyse fréquentielle de l'auditorium

Fort des trois hypothèses énoncées ci-dessus, nous pouvons maintenant passer à la modélisation de l'auditorium de l'ÉTS.

Suite aux conclusions de l'hypothèse n°3, l'on pourrait juger que l'analyse fréquentielle de l'auditorium devrait se limiter à l'étude de la zone cible. Nous avons vu en effet que la fréquence ne variait pratiquement pas en passant de la zone cible, de côté d , au modèles 1, 2 et 3, respectivement de côté $3d$, $5d$ et $7d$. Cette zone cible correspondrait dans le cas de l'auditorium à la zone de plancher comprise entre quatre colonnes située au centre de l'auditorium.

Cependant, cette simplification se révélerait probablement un peu trop hâtive eu égard à certaines spécificités observées sur les plans du bâtiment de l'ÉTS, que l'on ne retrouve pas dans les modèles précédents. D'abord, la **répartition des charges** n'est pas uniforme à cause des gradins dans l'auditorium. De plus, il existe une légère **dissymétrie** dans l'espacement des colonnes que nous ne rencontrons pas dans les modèles précédents, parfaitement carrés.

Plutôt que de nous limiter à un seul modèle, nous avons donc préféré concevoir deux modèles du plancher de l'auditorium, et de comparer les résultats obtenus pour chacun d'entre eux. Ces deux modèles sont décrits en détail ci-après.

2.4.3.1 Modèle A : plancher de l'auditorium au complet

Le *modèle A* comprend la structure colonnes-poutres avec dalle de béton sur deux étages (premier et deuxième) qui délimite l'emplacement de l'auditorium dans le bâtiment. D'après les plans de structure, les axes G et K dans le sens nord-sud, et 10 et 15 dans le sens est-ouest formeront le périmètre du *modèle A*. La figure 12 en donne une représentation en trois dimensions.

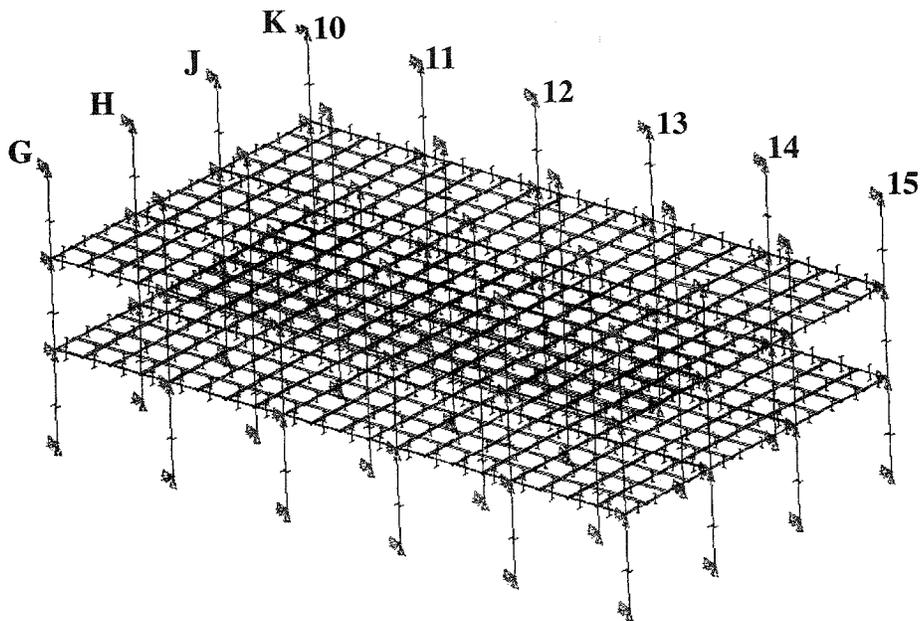


Figure 12 Modèle vibratoire de l'auditorium au complet (*modèle A*)

Les informations nécessaires à notre analyse sont les suivantes :

- a. espacement régulier des colonnes de 8 230 mm dans le sens de la longueur;
- b. espacement des colonnes dans le sens de la largeur : 8 230 mm, 7 620 mm et 7 620 mm;
- c. les poutres secondaires sont disposées régulièrement par quatre d'une colonne à l'autre, ce qui donne un espacement de 2 057,5 mm entre chacune d'entre elles. C'est cet espacement régulier qui nous a fait opter pour un maillage de 4x4;

- d. la hauteur de plancher à plancher est de 5 785 mm du rez-de-chaussée au premier étage, 5 555 mm du premier au deuxième et 5 700 mm du deuxième au troisième;
- e. les colonnes du rez-de-chaussée et du premier étage sont identiques, ce sont des sections d'acier W360×237 (Chaallal et al., 1998);
- f. les colonnes du deuxième étage sont des W360×147;
- g. les poutres principales disposées dans le sens de la longueur sont des W920×345 ou des W840×329;
- h. les poutres secondaires, disposées dans le sens de la largeur, sont toutes de la même dimension : W610×125. Les joints poutres secondaires-colonnes et poutres secondaires-poutres principales sont articulés;
- i. toutes les poutres et les colonnes sont en acier;
- j. les données spécifiques à chaque étage sont précisées dans le tableau suivant.

Tableau III

Informations supplémentaires sur les éléments structuraux et les charges appliquées

	Épaisseur de la dalle de béton (20 MPa)	Charges permanentes (chape + cloisons)	Autres charges
1 ^{er} étage	135 mm	3,7 kPa	Auditorium : 2,6 kPa
2 ^{ème} étage	105 mm	5,5 kPa	Aucune

Les charges dues à l'auditorium ont été réparties de façon à ce qu'elles donnent une juste représentation de la configuration de celui-ci au sein du bâtiment. Elles croissent linéairement de la scène aux gradins les plus élevés, ce qui donne au niveau du premier étage la répartition de charge représentée sur la figure 13. Il est important de noter que pour l'analyse fréquentielle, les charges ne sont pas majorées par les coefficients de charges du CNB.

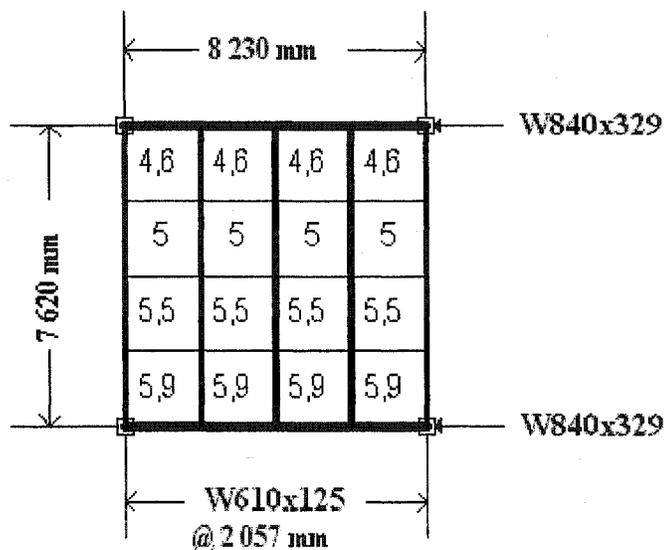


Figure 14 Modèle de la zone cible de l'auditorium (*modèle B*)

Les éléments de plaque sont toujours constitués de béton 20 MPa d'une épaisseur de 135 mm, et la dalle est encastrée à ses quatre extrémités. Le maillage de quatre par quatre s'imposait de lui-même avec la disposition régulière des poutres secondaires W610×125.

L'analyse du *modèle B* donne une fréquence naturelle de **8,58 Hz**. Il s'agit du mode principal de la plaque, avec un seul ventre situé au centre comme l'illustre la déformée obtenue à la figure 15.

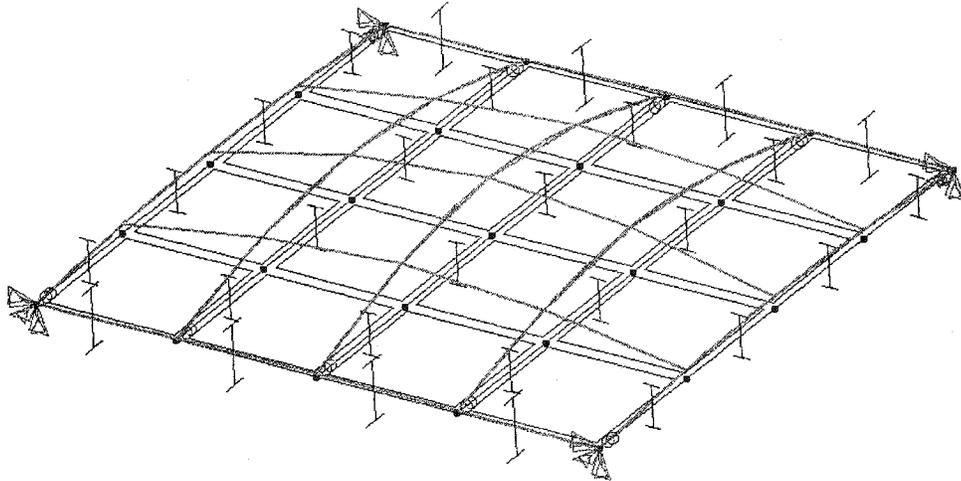


Figure 15 Premier mode de vibration du *modèle B*

2.4.3.3 Comparaison des résultats obtenus pour les deux modèles

L'écart relatif entre les valeurs des deux fréquences naturelles des *modèles A* et *B* est de 13 %. Cet écart peut se justifier si l'on sait que notre structure n'est pas exactement semblable d'un élément de dalle à l'autre, du fait que les charges permanentes ne sont pas toutes les mêmes au premier étage. De plus, une légère dissymétrie existe puisque l'espacement des poteaux dans le sens de la largeur n'est pas régulier. Ces facteurs peuvent être à la source de la variation entre les valeurs de fréquence naturelle mesurées pour les *modèles A* et *B*.

Le logiciel SAFI permet également de connaître la valeur du **facteur de participation modale** pour chaque mode de vibration. Ce facteur donne un aperçu de la participation de chacun des modes à la déformation globale de la structure lorsque celle-ci est sollicitée par une charge dynamique uniforme. Dans le cas du *modèle A*, le facteur de participation modale suivant l'axe vertical du premier mode de vibration est très faible :

0,14 %, alors que pour le *modèle B*, elle est de 63,40 %. Bien que chacun de ces modes existe réellement dans les deux modèles, on devine déjà qu'il sera très difficile à détecter au sein de l'auditorium puisqu'on s'attend à ce qu'il soit noyé par une quantité d'autres modes dont la participation modale est plus élevée.

Toutefois, puisque l'écart entre les fréquences naturelles de nos deux modèles est raisonnable, nous pouvons estimer que notre modélisation est parvenue à nous faire connaître la fréquence naturelle du plancher de l'auditorium. Nous prendrons désormais cette fréquence égale à celle du *modèle A*, soit **7,45 Hz**, car ce dernier est plus représentatif de la situation réelle que le *modèle B*.

Insistons sur le fait que cette valeur nous indique davantage un ordre de grandeur de la fréquence naturelle qu'une valeur exacte. Nous nous garderons bien d'affirmer que la fréquence naturelle du plancher du premier étage de l'ÉTS est réellement égale à 7,45 Hz, étant donné qu'un certain nombre d'incertitudes demeurent au sujet de nombreux facteurs, tels que la masse et la rigidité de nos éléments, ainsi que les charges permanentes. Nous ne pouvons faire mieux qu'avancer que cette fréquence se situe autour de 7,45 Hz, mais cette information est suffisante pour notre étude.

2.5 Essais in situ

Les essais in situ qui avaient été prévus à l'origine du projet n'ont pas été concluants. Ceux-ci devaient consister à déterminer et étudier, à l'aide d'une sonde accélérométrique, la réponse libre du plancher de l'auditorium soumis à une sollicitation (chute d'une masse sur le plancher). Cette réponse serait analysée sous deux formes : la réponse temporelle, qui devrait permettre de confirmer la valeur de 7,45 Hz de la fréquence naturelle, et la réponse en terme de spectre fréquentiel, qui aurait permis d'observer le pic dû à la fréquence naturelle, mais aussi de connaître d'éventuels modes secondaires à de plus hautes fréquences.

Voici les raisons qui, d'après nous, ont pu faire échouer cette démarche expérimentale :

- a. le bâtiment de l'ÉTS est très massif. Il suffit de savoir qu'il s'agit d'une ancienne fabrique de bière pour le comprendre : la présence des cuves de fermentation devait imposer de fortes hauteurs de plafond et de solides planchers. Aussi est-il particulièrement difficile de l'exciter pour pouvoir obtenir une réponse temporelle claire et donc, analysable. Nous espérions au départ pouvoir faire une application directe de l'essai du coup de talon (voir plus haut), mais nous avons vite compris que cet essai très simple ne pouvait s'appliquer qu'aux planchers légers de structures telles que celles rencontrées dans les pavillons résidentiels, facilement exposés à un problème de vibration excessive. Ce n'est certes pas le cas du bâtiment de l'ÉTS. Nous avons essayé avec des éléments de plus en plus lourds, allant de la simple barre de métal jusqu'au sac de sable de 30 kg, sans obtenir de réponse significative de la part du bâtiment;
- b. il était également difficile de trouver une masse qui puisse tomber sur le plancher sans faire de rebond. Le rebond est en effet néfaste puisqu'il ajoute une multitude d'autres excitations là où l'on n'en attendait qu'une seule, claire et forte. Le sac de sable avait l'avantage de pallier ce problème, mais le choc était trop mou et trop étalé pour exciter le plancher;
- c. l'accéléromètre à notre disposition n'était pas réellement adapté à l'étude de fréquences de cet ordre de grandeur. La sensibilité de cet appareil électronique s'étend davantage sur la gamme des centaines ou des milliers de Hertz, et décroît considérablement aux très basses fréquences, comme c'est le cas ici, d'où une perte importante du signal fourni par le plancher;
- d. le mode principal, qui correspond à la fréquence naturelle de la structure, n'est qu'un mode de vibration du bâtiment, et il en existe quantités d'autres. Les analyses sur SAFI, qui peuvent donner jusqu'au centième mode par ordre croissant des fréquences, montrent bien qu'en excitant la structure en un point donné, nous aurions non seulement sollicité le premier mode de vibration, mais aussi une

multitude de modes secondaires qui seraient venus perturber notre réponse. Les facteurs de participation modale que donne SAFI pour chacune des fréquences démontrent clairement l'importance des modes secondaires pour la réponse de la structure à une excitation. Pour être tout à fait certain de n'exciter que la fréquence naturelle de la structure, il aurait fallu effectuer l'excitation à la position très exacte du ventre, c'est-à-dire au centre géométrique d'un élément de dalle compris entre quatre poteaux. La moindre déviance exciterait suffisamment de modes secondaires pour « noyer » le premier mode, surtout à cause des poutres secondaires longitudinales, qui créent un grand nombre de modes supplémentaires. Or, il est difficile, que ce soit avec une barre de métal ou un sac de sable de viser avec précision la position de ce ventre. Nous obtenons sur le spectre en fréquences de réelles différences selon l'endroit où nous frappons le sol, sans doute à cause de ces poutres secondaires, espacées d'environ deux mètres les unes des autres.

En définitive, nous avons abandonné ces essais en mettant toute notre confiance dans les résultats donnés par nos modèles informatiques. Il existe bien sûr des actionneurs capables de produire une sollicitation suffisamment forte, sans rebond, et précise quant à l'endroit où ils frappent : la littérature en donne quelques exemples (Hanagan & Murray, 1997). Malheureusement, ce sont des dispositifs très onéreux et peu commercialisés. La problématique de ce projet n'aurait pas justifié l'investissement dans un tel appareillage.

2.6 Conformité aux exigences du CNB

La première chose que nous constatons est que si la fréquence naturelle du plancher de l'auditorium est de 7,45 Hz, comme nous l'avons établi précédemment, il ne devrait pas se présenter de problème avec les vibrations transitoires, car nous sommes juste au-dessus de la valeur de la deuxième harmonique de la cadence de marche humaine, égale à environ 7,2 Hz.

Si nous voulons que l'auditorium de l'ÉTS puisse être utilisé comme salle polyvalente, et qu'il accueille, à l'occasion, un groupe musical susceptible d'engendrer, par le biais de l'assistance, une excitation périodique sur le plancher, il faut vérifier au préalable que cela ne présente un danger ni pour la structure, ni pour les occupants.

Pour que le plancher entre en résonance, il faut l'exciter avec une fréquence f proche de sa fréquence naturelle f_0 , égale à 7,45 Hz. Le CNB donne une fourchette de 1,5 à 3 Hz pour les concerts et événements sportifs animés. Une excitation à 2,5 Hz aurait une deuxième harmonique à 7,5 Hz, valeur très proche de f_0 . Il pourrait alors y avoir résonance. En ce cas, il faut évaluer la contribution dynamique de la deuxième harmonique. En revanche, comme la fréquence d'excitation fondamentale à 2,5 Hz et sa première harmonique à 5 Hz sont éloignées de f_0 , nous pouvons considérer que celle-ci n'occasionnent qu'un accroissement de la charge statique du plancher.

Le **facteur de réponse dynamique** ρ permettant de calculer la surcharge dynamique est donné par l'équation (1) du commentaire A du CNB 1995 (INRC, 1998) :

$$\rho = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_0}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2 \cdot \beta \cdot f}{f_0}\right)^2}} \quad (2.8)$$

Le CNB recommandant de prendre β égal à 0,06 pour un plancher de béton et d'acier, nous avons tenu compte de cette valeur dans nos calculs. Avec $f_0 = 7,45$ Hz et $f = 7,5$ Hz, nous trouvons ρ égal à **8,23**.

Les charges supplémentaires qui viendront s'ajouter aux charges permanentes peuvent dès lors être résumées dans le tableau IV.

Tableau IV

Calcul de la surcharge dynamique

	Facteur de réponse dynamique ρ	Poids des participants w_p (kPa)	Facteur de surcharge dynamique α	Charge supplémentaire (kPa)
Fréquence d'excitation	---	1,5	0,25	$\alpha w_p = 0,375$
Première harmonique	---	1,5	0,25	$\alpha w_p = 0,375$
Deuxième harmonique	8,23	1,5	0,25	$\rho \alpha w_p = 3,086$
Total				3,836 \approx 3,8

Les valeurs de w_p et α sont déterminées à partir du tableau A-2 du commentaire A du CNB 1995, reproduit dans l'annexe 1.

La charge permanente totale qui s'applique au niveau de l'auditorium de l'ÉTS est calculée ci-dessous (Chaallal et al., 1998).

chape de béton de 120 mm :	2,69 kPa
dalle de béton de 135 mm :	2,99 kPa
acier des poutres :	0,98 kPa
acier des colonnes :	0,28 kPa
cloisons :	1,00 kPa
gradins de l'auditorium :	2,60 kPa
total :	10,6 kPa

On voit que l'excitation rythmique due au concert, occasionnant une surcharge de 3,8 kPa, augmente considérablement (de plus d'un tiers) les charges appliquées en temps normal sur la structure. Conformément au CNB, le calcul se fait aux états limites pour la

vérification de la résistance. La charge statique pondérée équivalente s'élève donc à $10,6 \times 1,25 + 3,8 \times 1,5 = 19 \text{ kPa}$.

Vérification des poutres principales. Nous ferons nos calculs de résistance sur une poutre W840×329, puisque c'est la plus petite section de poutre principale que nous ayons sur notre modèle.

Calcul de la charge linéairement répartie : $w_p = 19 \text{ kPa} \times 7\,620 \text{ mm} = 144,8 \text{ N/mm}$.

Les poutres principales sont des poutres continues, mais pour des considérations sécuritaires, nous préférons nous situer dans le cas le plus défavorable pour calculer le moment qui s'applique sur elles; il s'agit du cas où la poutre repose sur des appuis simples. Le moment maximal appliqué sur la poutre est alors :

$$M_p = \frac{w_p \cdot l^2}{8} \quad (\text{en N.mm}) \quad (2.9)$$

où l est la longueur de la poutre entre deux appuis, égale à 8 230 mm. Alors :

$$M_p = 1,226 \times 10^9 \text{ N.mm.}$$

Les poutres sont toutes faites d'un acier 300 MPa (Chaallal et al., 1998), donc le module de section élastique minimal S_p de la poutre est :

$$S_p = \frac{M_p}{\phi_s \times f_y} = \frac{1,226 \times 10^9 \text{ N.mm}}{0,85 \times 300 \text{ MPa}} = 4\,810 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

où ϕ_s est le coefficient de résistance et f_y la contrainte à l'écoulement de l'acier.

Le module de section élastique d'une poutre W840×329 étant égal à $12\,400 \times 10^3 \text{ mm}^3$, on peut en déduire que les poutres principales ne présentent aucun danger. Si ces poutres peuvent paraître surdimensionnées après ce calcul, c'est parce que la conception originale de l'édifice, en tant que brasserie industrielle, tenait compte de charges beaucoup plus importantes.

Vérification des poutres secondaires. Calcul de la charge linéairement répartie :

$$w_s = 19 \text{ kPa} \times 2 \text{ 057,5 mm} = 39,1 \text{ N/mm.}$$

Les poutres secondaires reposant sur des appuis simples, nous n'avons cette fois-ci pas le choix d'utiliser l'équation (2.9). On en déduit un moment M_s égal à $3,310 \times 10^8 \text{ N.mm}$, et un module de section élastique minimal S_s de $1 \text{ 300} \times 10^3 \text{ mm}^3$. Le module de section élastique d'une poutre W610×125 étant de $3 \text{ 220} \times 10^3 \text{ mm}^3$, nous pouvons en conclure que les poutres secondaires ne présentent pas plus de danger que les poutres principales.

Vérification de la conformité aux normes en vibration. Si l'on est maintenant rassuré quant à la sécurité des occupants de l'ÉTS lorsqu'un concert a lieu dans l'auditorium, il reste à savoir si les vibrations engendrées ne provoqueront pas un sentiment de gêne chez les spectateurs comme chez les occupants.

Pour calculer l'accélération maximale du plancher excité en terme de pourcentage par rapport à l'accélération de la pesanteur g , le CNB propose l'équation suivante :

$$a_{\max}/g = \frac{1,3 \cdot \alpha \cdot w_p/w_t}{\sqrt{\left[\left(\frac{f_0}{f}\right)^2 - 1\right]^2 + \left(\frac{2 \cdot \beta \cdot f_0}{f}\right)^2}} \quad (\text{en \% de } g) \quad (2.10)$$

Dans le cas de la deuxième harmonique à 7,5 Hz, α est égal à 0,25, w_p à 1,5 kPa et w_t à 11,4 kPa (les 10,6 kPa des charges permanentes plus l'apport équivalent en charge statique dû à la fondamentale et à la première harmonique, soit 0,8 kPa). En prenant toujours une fréquence naturelle f_0 de 7,45 Hz et un coefficient d'amortissement β de 0,06, a_{\max} est alors égale à plus de 35 % de g , ce qui excède de bien loin la limite suggérée par le CNB dans de telles situations, fixée à 7 % de g (cf. tableau A-3 de l'annexe 1). Pour respecter ce critère, il faudrait que f_0 soit supérieure à 9,5 Hz.

Faut-il en conclure qu'il ne peut se donner de concert rock dans l'auditorium de l'ÉTS? Les chiffres nous disent effectivement qu'il peut se présenter un risque de nuisance mais souvenons-nous que nous avons une fréquence f_0 approximative et un coefficient d'amortissement β estimé. Comme nous l'avons mentionné plus haut, il se pourrait fort bien que la fréquence naturelle du plancher soit légèrement plus grande que 7,45 Hz; rappelons que plus le maillage est fin, plus la fréquence naturelle s'approche de la valeur théorique, par valeurs inférieures. De plus, il y a des chances que l'amortissement soit supérieur à la valeur suggérée de 0,06, du fait de la présence des nombreuses cloisons qui délimitent les locaux du premier étage. Si l'on prend une valeur pour β de 0,1 au lieu de 0,06 et une valeur pour f_0 de 8 Hz au lieu de 7,45 Hz, l'accélération a_{max} passe à 17 % de g , soit moins de la moitié de ce que nous avons trouvé plus haut, mais c'est encore passablement loin au-dessus du seuil de tolérance.

Toutefois, il faut nous rappeler que lors de nos tentatives d'essais in situ, le principal problème rencontré était la difficulté que nous avons à exciter le premier mode de vibration de la structure à cause de la présence de nombreux modes secondaires dus notamment aux poutres secondaires. Selon l'endroit où se situeront les personnes, l'énergie se répartira dans les différents modes de vibration et il faudrait vraiment une masse importante de personnes bien en rythme situées au voisinage du ventre du premier mode de vibration pour parvenir à exciter convenablement ce mode.

2.7 Conclusion et recommandations

En définitive, il semble peu probable que les vibrations occasionnées lors d'un concert organisé dans l'auditorium de l'ÉTS soient préjudiciables pour les personnes y participant. Il faudrait juste s'assurer qu'une activité sensible n'est pas en train de se dérouler dans une partie voisine du bâtiment, autrement dit organiser une bonne planification de l'utilisation des installations de l'ÉTS et faire en sorte qu'une expérience délicate et un concert rock n'aient pas lieu en même temps dans l'édifice.

Nous sommes finalement confinés à des questions liés non pas à la **sécurité** des occupants, mais à leur **confort**. Bien qu'il ne s'agisse pas du même ordre de priorité, il convient de ne pas négliger ce deuxième aspect pour assurer au bâtiment une bonne fonctionnalité, afin que personne ne soit entravé dans son occupation, qu'il s'agisse de travailler, d'étudier, de discuter avec un tiers ou tout simplement de circuler d'un endroit à un autre.

Pour confirmer cette idée, nous recommandons d'effectuer une **nouvelle série d'essais** pour évaluer la fréquence naturelle du plancher de l'auditorium. Le matériel devra être choisi adéquatement afin de se donner les meilleures chances de capter la fréquence naturelle. Il faudra donc prévoir : a) une sonde accélérométrique très sensible, reliée à une station de traitement des données (micro-ordinateur); b) une masse adaptée à ce genre d'essais, comme un actionneur électromagnétique (Hanagan & Murray, 1997).

Concluons cette partie en notant que d'un simple point de vue pratique, l'auditorium de l'ÉTS n'est peut-être pas le local du bâtiment le plus adapté pour un concert de musique du style pop, rock'n'roll, etc. Le gymnase situé au rez-de-chaussée, légèrement transformé afin d'offrir une acoustique confortable, serait un meilleur espace pour accueillir ce genre de manifestations. La disposition des gradins dans l'auditorium, entravant les mouvements de danse, favoriserait davantage des styles de musique plus calmes, où le public peut rester assis, comme la musique de chambre ou les petites formations de jazz. Il est clair que dans ces cas-là le problème des vibrations forcées ne se pose même plus.

CHAPITRE 3

ÉTUDE DE LA QUALITÉ ACOUSTIQUE DE L'AUDITORIUM

Dans ce troisième volet, nous étudierons la qualité de l'acoustique intérieure de l'auditorium de l'ÉTS. Après avoir cerné dans la section 3.1 les enjeux de la problématique, nous définirons en 3.2 les lois théoriques qui nous seront utiles dans ce chapitre. Dans la section 3.3, nous décrivons l'auditorium tel qu'il se présente actuellement. Nous nous appuyons sur cette description pour émettre deux hypothèses importantes pour la suite de l'étude. Les techniques de mesures et le calcul des temps de réverbération de l'auditorium sont décrites dans la section 3.4. Nous en déduisons alors les valeurs des coefficients d'absorption des différentes surfaces dans l'auditorium (section 3.5). Dans la section 3.6, nous évaluons les paramètres acoustiques de l'auditorium (temps de réverbération, coefficients d'absorption) lorsque celui-ci est rempli d'auditeurs. À partir de là, nous pouvons nous demander quelle sont les modifications à apporter pour améliorer la qualité acoustique de l'auditorium (section 3.7). La question plus spécifique de l'utilisation de l'auditorium comme salle de spectacle ou de concert est abordée dans la section 3.8. Enfin, la section 3.9 vient conclure en récapitulant les recommandations suggérées.

3.1 Problématique

L'auditorium de l'ÉTS a été conçu pour accueillir des cours et des conférences. Lorsque les cloisons acoustiques sont fermées, les trois salles de classe sont munies de toutes les installations nécessaires pour l'enseignement : bureau pour l'enseignant, support informatique, écran de projection, etc.

Les questions que nous nous poserons du point de vue de la qualité acoustique sont : a) l'auditorium présente-t-il les conditions acoustiques optimales pour recevoir des

conférenciers?; b) l'auditorium est-il adapté à des concerts et si non, comment le modifier pour le rendre apte à accueillir ce genre de manifestation?

Pour y répondre, nous avons d'abord besoin de connaître un facteur essentiel de l'auditorium, à savoir son **temps de réverbération**. En effet, c'est en se basant sur sa valeur que nous pouvons améliorer, d'après les dimensions de la salle, l'intelligibilité de la parole ou la clarté de la musique.

Nous commencerons donc par faire un retour sur la théorie liée au temps de réverbération, avant de nous pencher sur le cas spécifique de l'auditorium.

3.2 Loi de Sabine

Le temps de réverbération (TR) est une donnée fondamentale de tout local dont on est en droit d'attendre une certaine qualité acoustique, que celui-ci soit destiné à la musique ou à la parole. Il représente le temps que met une impulsion sonore à décroître de 60 dB au sein du local. La loi permettant de le calculer a été déterminée empiriquement par W. C. Sabine à la fin du XIX^e siècle, et a été démontrée de façon théorique depuis. On calcule le TR à l'aide de la formule suivante (équation de Sabine) :

$$TR = \frac{0,161 \cdot V}{S\bar{\alpha}} \quad (\text{en s}) \quad (3.1)$$

où V est le volume du local en m^3 , S la surface totale des parois en m^2 et $\bar{\alpha}$ le coefficient d'absorption moyen du local.

Comme la vitesse de décroissance d'un son dans une salle dépend de la hauteur du son, c'est-à-dire de sa fréquence, on ne peut se limiter à une valeur unique du TR . Pour se représenter le comportement acoustique de la salle sur l'ensemble du spectre audible, on doit donc évaluer le TR dans plusieurs bandes de fréquence. Chaque bande est définie par une fréquence centrale et deux bornes (inférieure et supérieure). Les fréquences

centrales de chaque bande sont distantes d'une octave l'une de l'autre, c'est-à-dire que chaque nouvelle fréquence est égale au double de la précédente. On parle donc de **bandes d'octave de fréquence**. Réglé en bandes d'octave de fréquence, le sonomètre (i.e. l'appareil servant à mesurer le niveau sonore) effectue la somme énergétique sur toute la longueur de la bande pour obtenir une valeur unique du niveau de pression acoustique pour chaque bande d'octave de fréquence. Sur l'écran du sonomètre, cela se traduit par un spectre, tel que l'illustre la figure 16. Dans notre étude, nous considérerons les six bandes d'octave de fréquence centrées sur les fréquences suivantes : 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1 kHz, 2 kHz et 4 kHz. Les sons produits pas la voix humaine ou par la musique se tiennent en effet à peu près tous dans cette zone. Il n'est donc pas nécessaire de nous intéresser aux bandes d'octave de fréquence situées au-dessus ou en-dessous de cette zone.

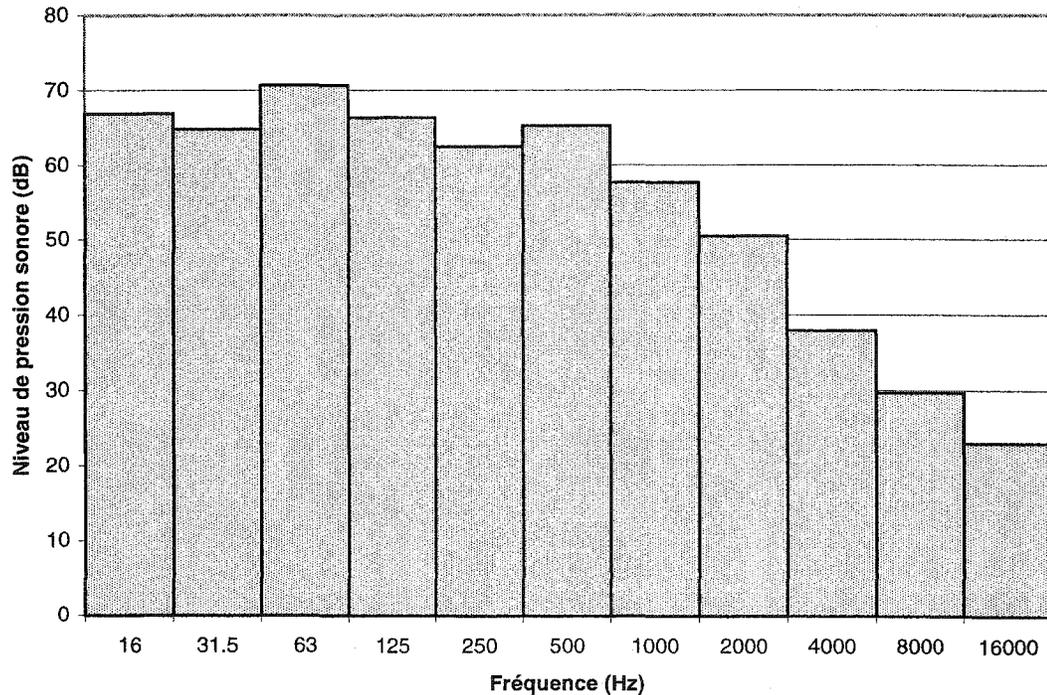


Figure 16 Mesure des niveaux de pression sonore par bandes d'octave de fréquence

Pour les fréquences supérieures ou égales à 2 kHz, correspondant à des longueurs d'onde assez courtes (de l'ordre du décimètre), il faut prendre en compte la capacité d'absorption de l'air. L'équation de Sabine s'écrit alors :

$$TR = \frac{0,161 \cdot V}{S\bar{\alpha} + mV} \quad (\text{en s}) \quad (3.2)$$

où m est le coefficient d'atténuation de l'énergie par mètre due à l'absorption de l'air. Les valeurs de m sont données dans le tableau suivant pour des conditions standards (température de 20°C, humidité comprise entre 40 et 60 %).

Tableau V

Valeurs du coefficient d'atténuation m (Mehta et al., 1999)

Fréquence (Hz)	m (m ⁻¹)
2 000	0,009
4 000	0,025
8 000	0,080

Dans chaque situation, deux tendances opposées doivent s'affronter, qui aboutissent nécessairement à une valeur optimale pour le TR . Ces deux tendances sont les suivantes.

Première tendance. Pour que la **parole soit parfaitement intelligible**, il faut un TR le plus court (donc le plus faible) possible. Un TR trop élevé aura tendance à mêler les syllabes qui se succèdent et donc à embrouiller le discours de l'orateur.

Seconde tendance. D'un autre côté, **les auditeurs les plus éloignés doivent pouvoir entendre sans avoir à forcer l'oreille**. Or, nous savons que le champ sonore direct décroît de 6 dB à chaque doublement de distance (cf. figure 1). Il faut donc qu'un TR

suffisamment grand règne dans la salle afin que les diverses réflexions sonores puissent renforcer le son qui se dirige vers les parties les plus éloignées de l'auditoire.

De plus, il faut tenir compte des premières réflexions vers le fond de la salle pour augmenter le signal et éviter les réflexions d'onde du fond de la salle retournant vers la scène sous forme d'écho.

Le TR que l'on vise est donc un compromis entre ces deux tendances. Il existe des courbes, comme celles représentées à la figure 17, suggérant les TR optimaux à 500 Hz selon l'activité prévue dans la salle, et en fonction du volume de celle-ci.

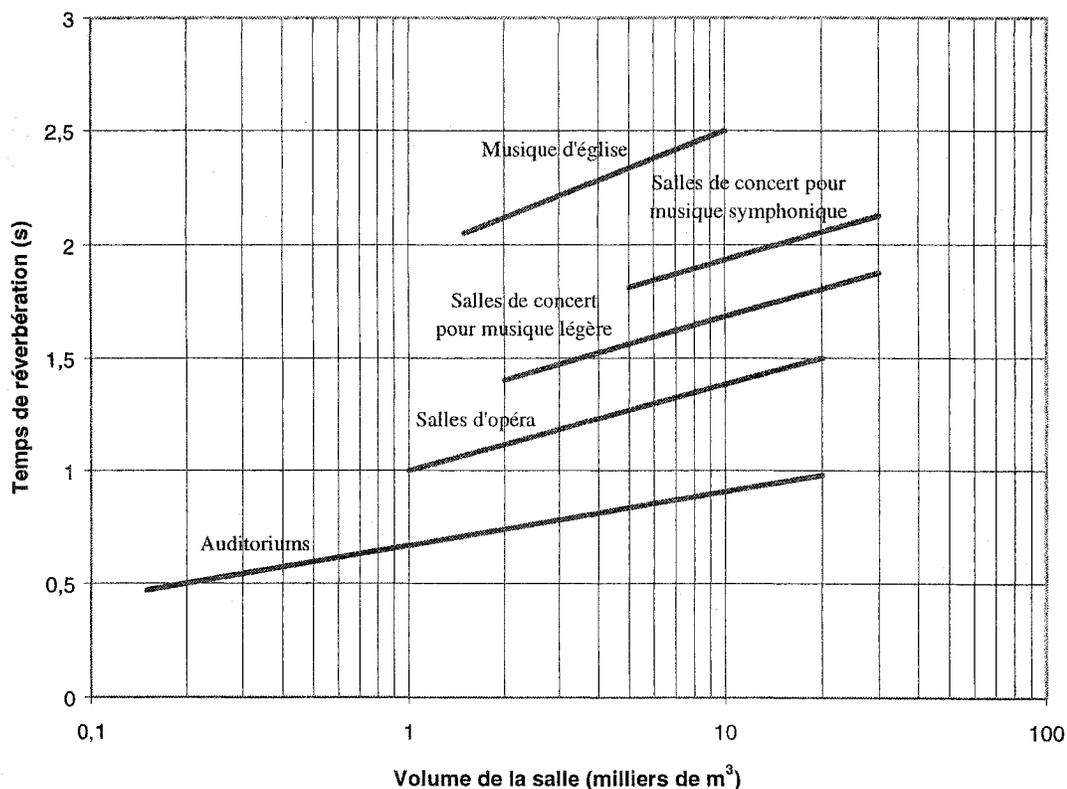


Figure 17 Temps de réverbération optimaux à 500 Hz suggérés selon l'usage de la salle (Mehta et al., 1999)

Le TR devrait être raisonnablement constant sur toute la gamme de fréquences. Cependant, afin de dispenser une plus grande énergie sonore dans les basses fréquences, zone où la sensibilité de l'oreille est plus faible, une légère augmentation du TR à 125 et 250 Hz est souhaitable. Le *Bass ratio* a été défini pour mesurer la « chaleur » du son rendu par un auditorium, c'est-à-dire sa richesse en basses fréquences (Beranek, 1996). C'est une valeur particulièrement importante pour les salles destinées à la musique, mais il est bon d'en tenir compte aussi dans les auditoriums. On calcule le *Bass ratio*, noté BR , à l'aide de la formule suivante :

$$BR = \frac{TR_{125} + TR_{250}}{TR_{500} + TR_{1000}} \quad (3.3)$$

où chaque TR , exprimé en s, correspond à celui à la fréquence indiquée en indice.

Un bon BR a une valeur comprise entre 1,1 et 1,45. Un BR inférieur à 1 signifiera que la salle manque de « chaleur ».

3.3 Évaluation visuelle globale de l'auditorium

Avant de procéder au calcul des TR , cette section présente à toute fin utile une description générale de l'auditorium.

3.3.1 Forme de l'auditorium

L'auditorium de l'ÉTS est en forme d'**éventail**. C'est la forme la plus couramment utilisée pour ce type de salles, avec la forme rectangulaire. En se fixant une distance maximale entre l'orateur et l'auditeur le plus éloigné, une salle en forme d'éventail a une plus grande capacité d'audience (i.e. en terme de nombre de sièges) qu'une salle rectangulaire. De plus, la forme de l'éventail permet de diriger les réflexions se produisant sur les murs latéraux vers le fond de la salle. Comme l'onde acoustique a

parcouru une plus grande distance en atteignant le fond de la salle, le son est plus atténué, mais ces réflexions permettent de le renforcer.

Cependant, la forme de l'auditorium de l'ÉTS est un peu particulière, du fait que les murs derrière la scène sont en angle. La figure 18 permettra de mieux saisir cette particularité.

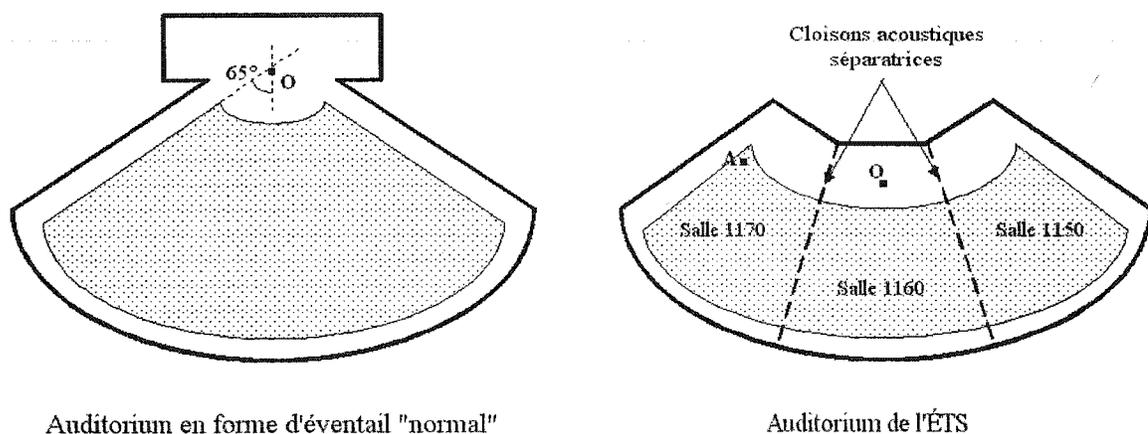


Figure 18 Forme de l'auditorium de l'ÉTS

Comme on peut le remarquer, c'est la division de l'auditorium en trois salles de classe séparées par des cloisons acoustiques qui est à l'origine de l'inclinaison des murs derrière la scène. Cette disposition est avantageuse lorsque les cloisons sont fermées, mais pas lorsqu'elles sont ouvertes. Dans ce cas, un auditeur A placé à l'extrémité des gradins (en grisé) peut se retrouver complètement de côté par rapport à l'orateur O, position très inconfortable pour l'écoute. Dans l'auditorium en éventail "normal", une telle configuration ne peut pas se produire. L'angle de 65° représenté constitue la limite acceptable, au-delà de laquelle l'écoute devient inconfortable (Mehta et al., 1999).

Ainsi, à l'occasion d'une manifestation dans l'auditorium au complet (i.e. avec les cloisons acoustiques ouvertes), un bon nombre de places aux extrémités latérales des gradins ne pourraient être occupées à cause de la position trop inconfortable des auditeurs. Nous aurons à discuter de ce problème et à trouver le moyen d'y remédier.

3.3.2 Matériaux et revêtements utilisés dans l'auditorium

Murs. Les murs qui forment l'enceinte de l'auditorium sont constitués de plaques de plâtre fixées sur des montants métalliques, entre lesquels on a installé une laine isolante. Une peinture en couche mince a été appliquée pour la finition. Ces parois lisses et rigides sont probablement légèrement absorbantes aux basses fréquences, mais très peu aux fréquences élevées.

Plafond. Le plafond de l'auditorium ressemble à un plâtre d'aspect rugueux, comme un crépi. Sa surface n'est pas régulière, étant donné la présence de renforcements pour installer l'éclairage. Il est possible qu'une telle disposition fasse du plafond une surface qui absorbe assez bien les sons aux hautes fréquences, par **diffusion** sur la surface rugueuse et par **multiples réflexions** dans les renforcements. Cette particularité mise de côté, l'absorption du plafond doit être relativement similaire à celle des murs.

Cloisons acoustiques séparatrices. Fabriquées par la compagnie Moderco, les cloisons acoustiques mobiles qui séparent les trois salles de classe dans l'auditorium sont surtout destinées à assurer une bonne isolation acoustique d'une salle à l'autre (ce point fait l'objet du prochain chapitre). Ces cloisons sont constitués d'un périmètre structural en aluminium recouvert de deux plaques de plâtre. Le revêtement est en vinyle, matériau peu absorbant. Du point de vue de l'absorption, les cloisons acoustiques sont donc probablement très semblables aux murs.

Plancher. Le sol de l'auditorium comprend deux composantes : a) les pièces de mobilier comme les tables et les sièges; b) le tapis collé au sol. Les pièces de mobilier (meubles de mélamine, chaises en plastique) ne sont recouvertes d'aucun matériau compressible, ce qui doit les rendre peu absorbantes. En revanche, les multiples réflexions qui peuvent se produire entre le dessous des tables et le tapis vont probablement atténuer le son. En ce qui concerne le tapis, il est connu que ce type de revêtement absorbe bien aux hautes fréquences, mais pas aux basses fréquences.

3.3.3 Hypothèses de calcul sur l'absorption des différentes composantes

Récapitulons ce que nous avons rapporté dans la section précédente :

- a. les murs absorbent moyennement le son aux basses fréquences et peu aux hautes fréquences;
- b. les cloisons acoustiques se comportent à peu de chose près comme les murs;
- c. le plafond se comporte également comme les murs, à ceci près que les multiples réflexions et la diffusion peuvent le rendre légèrement plus absorbant;
- d. les pièces de mobilier n'absorbent pratiquement rien;
- e. le tapis absorbe bien aux hautes fréquences, mais pas aux basses fréquences.

De ces observations nous avons déduit les deux hypothèses simplificatrices suivantes.

Hypothèse n°1. Puisque le mobilier dans l'auditorium ne participe que très faiblement à l'absorption totale du sol, nous supposons qu'au niveau du **plancher** seul le tapis est responsable de l'absorption. Une table de référence, reproduite dans le tableau VI, nous permet de connaître les coefficients d'absorption du tapis (notés α_p , l'indice p désignant le plancher) pour chaque bande d'octave.

Tableau VI

Coefficients d'absorption d'un tapis collé au sol (Mehta et al., 1999)

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Coefficient d'absorption α_p du tapis (%)	3	5	9	20	30	40

Ces valeurs ne sont sans doute pas exactement représentatives de la réalité, mais elles ont l'avantage de bien montrer la croissance régulière du coefficient d'absorption avec la fréquence à partir de 500 Hz. Nous utiliserons donc ces valeurs dans nos calculs pour représenter l'absorption du plancher de l'auditorium.

Hypothèse n°2. Puisque les murs, les cloisons acoustiques et le plafond se comportent à peu près de la même façon du point de vue de l'absorption, nous supposons que leurs coefficients d'absorption sont les mêmes. Nous nous retrouvons donc avec deux types de surface dans l'auditorium, à savoir le plancher d'un côté et les murs, les cloisons acoustiques et le plafond de l'autre. Par conséquent, nous noterons les coefficients d'absorption des murs, des cloisons acoustiques et du plafond $\alpha_{\bar{p}}$, l'indice \bar{p} représentant toutes les autres surfaces que le plancher dans l'auditorium.

Nous ne connaissons pas a priori la valeur des coefficients d'absorption $\alpha_{\bar{p}}$, mais les essais que nous avons effectués dans l'auditorium vont nous permettre de les évaluer. C'est là l'objet des deux prochaines sections.

3.4 Évaluation des temps de réverbération dans l'auditorium

Pour bien connaître l'environnement acoustique que présente l'auditorium, il ne suffit pas de connaître seulement ses TR lorsque les cloisons acoustiques sont ouvertes. Il faut

aussi avoir une idée des TR dans chacune des salles de classe lorsque les cloisons acoustiques sont fermées. Étant donné que les salles 1150 et 1170 sont similaires en tout point, nous avons jugé nécessaire et suffisant de mesurer les TR :

- a. dans la salle 1160;
- b. dans la salle 1170;
- c. dans l'auditorium au complet (i.e. avec les cloisons acoustiques ouvertes).

Nous allons d'abord décrire la démarche adoptée pour ces mesures, puis nous présenterons ensuite les résultats que ces essais nous ont fournis.

3.4.1 Description des mesures acoustiques effectuées dans l'auditorium

Les mesures ont été effectuées en deux séries séparées. La première série, ayant eu lieu dans l'auditorium avec les cloisons acoustiques ouvertes, nous a permis de connaître les TR de l'auditorium au complet. La seconde série, avec les cloisons acoustiques fermées, nous a permis d'évaluer les TR dans les salles de classe 1160 et 1170. Chaque série a fait l'objet d'une démarche expérimentale différente, c'est pourquoi il nous faut bien les différencier.

Première série de mesures (juillet 2002). Dans nos deux séries de mesures l'instrument mesurant le son était un **analyseur Larson Davis** modèle 2900B muni d'un **microphone** Larson Davis modèle 900B. L'impulsion sonore, nécessaire pour la mesure des TR , était ici fournie par la détonation d'un pistolet de départ. Trois mesures ont été prises, à chaque fois à des positions différentes du tireur (T) et du porteur du Larson Davis (LD) (cf. figure 19).

Entre les mesures 1 et 2, le tireur et le porteur du Larson Davis ont juste échangé leur position. Pour la mesure 3, le but était d'éloigner le tireur le plus possible du porteur du Larson Davis, tout en gardant la possibilité de se faire des signes de l'un à l'autre.

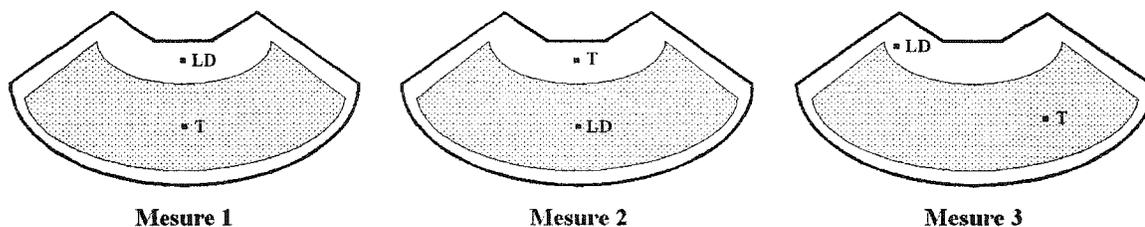


Figure 19 Mesures dans l'auditorium au complet

Seconde série de mesures (octobre 2002). Pour des raisons de sécurité, il n'a pas été possible de renouveler les essais avec le pistolet de départ dans les salles 1160 et 1170. Nous avons utilisé à la place un **générateur de signaux Minirator MR1 de la compagnie Neutrik**. Cet appareil produit un bruit rose, c'est à dire un bruit ayant la même intensité sonore à chaque bande d'octave de fréquence, que nous avons amplifié à l'aide de haut-parleurs. Ici la source était fixe (S) et le porteur du Larson Davis se déplaçait dans la salle (positions LD1 à LD4, cf. figure 20). Pour pouvoir mesurer les *TR*, un opérateur coupait la source et le porteur du Larson Davis mesurait la décroissance du son. En tout, huit mesures ont été prises : quatre dans la salle 1160 et quatre dans la salle 1170.

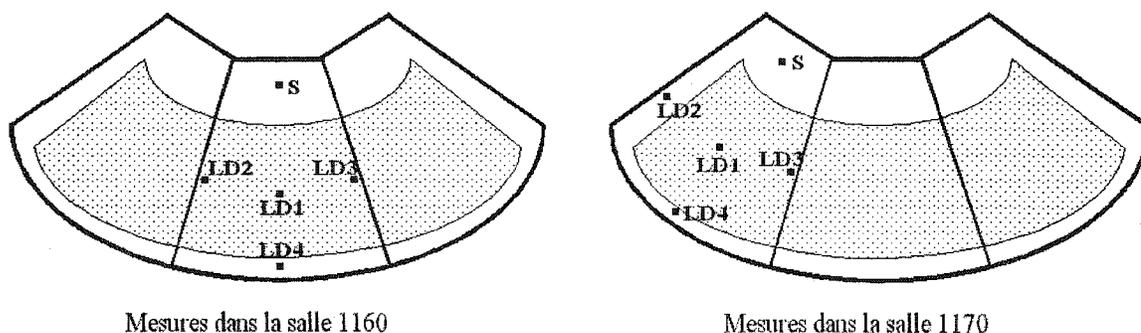


Figure 20 Mesures dans les salles 1160 et 1170

3.4.2 Traitement des données et calcul des temps de réverbération

Les mesures obtenues grâce au Larson Davis ont été retranscrites en tableaux de données numériques. À partir de ces tableaux, on peut tracer les courbes d'évolution du niveau de pression acoustique par rapport au temps, à chaque bande d'octave de fréquence. On obtient donc six courbes pour chaque mesure, puisqu'il y a six bandes d'octave (125, 250, 500, 1 000, 2 000 et 4 000 Hz). En guise d'exemple, le graphique de la figure 21 montre la courbe obtenue pour la mesure 2 dans la salle 1160 à 1 000 Hz.

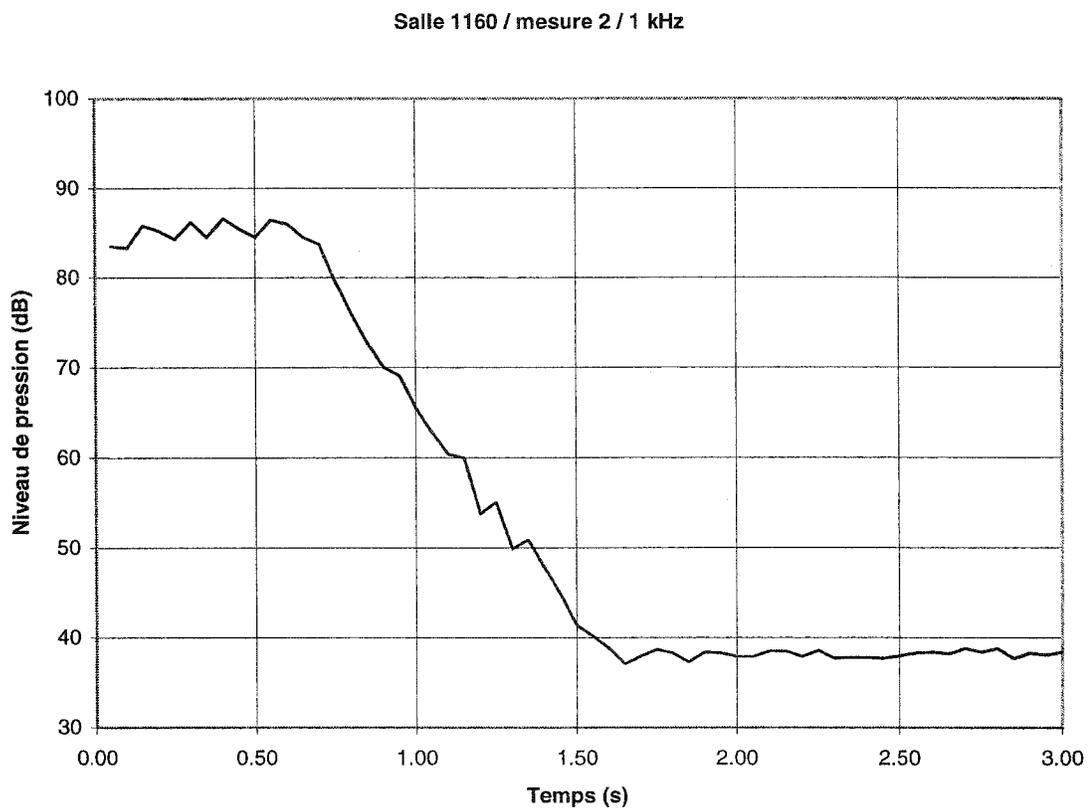


Figure 21 Exemple de courbe obtenue à partir des mesures effectuées dans l'auditorium

Suite à cela, nous avons calculé le TR pour chacune de nos courbes. La méthode adoptée consiste à prendre la partie décroissante de la courbe, et à tracer une courbe de tendance.

En faisant apparaître l'équation de droite de cette courbe de tendance, nous pouvons obtenir directement le TR à l'aide de l'équation suivante :

$$TR = -\frac{60}{r} \quad (\text{en s}) \quad (3.4)$$

où r est la pente qui apparaît dans l'équation de la droite, en dB/s.

Le graphique de la figure 22 fait apparaître la courbe de tendance et la valeur du TR correspondant au cas présenté dans la figure 21 (mesure 2 dans la salle 1160 à 1 kHz).

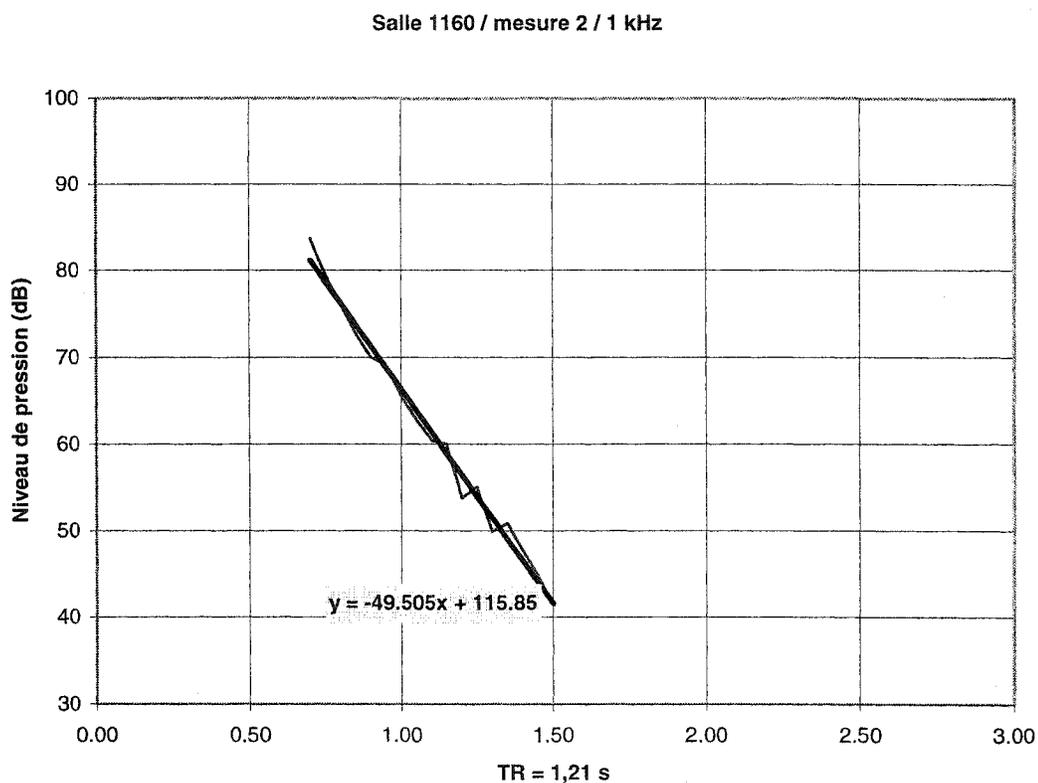


Figure 22 Tracé de la courbe de tendance, avec affichage de l'équation de droite

Les tableaux VII à IX présentent les résultats respectivement obtenus dans l'auditorium au complet, dans la salle 1160 et dans la salle 1170.

Tableau VII

Temps de réverbération (en s) dans l'auditorium au complet

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Mesure 1	1,40	1,44	1,46	1,23	0,94	0,86
Mesure 2	0,86	1,42	1,51	1,29	0,95	0,82
Mesure 3	0,96	1,49	1,59	1,36	1,01	0,89
Moyenne	1,07	1,45	1,52	1,29	0,96	0,86
Écart-type	0,29	0,04	0,07	0,07	0,04	0,03

Tableau VIII

Temps de réverbération (en s) dans la salle 1160

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Mesure 1	0,98	1,15	1,42	1,26	0,91	0,71
Mesure 2	0,90	1,32	1,39	1,24	0,87	0,67
Mesure 3	0,96	1,23	1,48	1,21	0,91	0,68
Mesure 4	0,97	1,27	1,43	1,25	0,92	0,70
Moyenne	0,95	1,24	1,43	1,24	0,90	0,69
Écart-type	0,04	0,07	0,04	0,02	0,02	0,02

Tableau IX

Temps de réverbération (en s) dans la salle 1170

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Mesure 1	1,04	1,31	1,35	1,20	0,82	0,67
Mesure 2	0,97	1,31	1,29	1,21	0,84	0,66
Mesure 3	1,04	1,32	1,39	1,22	0,82	0,64
Mesure 4	1,14	1,36	1,43	1,28	0,97	0,75
Moyenne	1,05	1,33	1,37	1,23	0,86	0,68
Écart-type	0,04	0,07	0,04	0,02	0,02	0,02

Seules les mesures du TR à 125 Hz dans l'auditorium au complet présentent de fortes irrégularités, avec un écart-type de 0,29. Il peut se produire à basse fréquence des phénomènes locaux difficiles à prédire, dus à la géométrie de la salle. Entre les mesures 1 et 2, le tireur et le porteur du Larson Davis n'ont fait qu'échanger leur place (cf. figure 19), et le TR s'est retrouvé presque réduit de moitié! Il y a donc quelque particularité géométrique qui a pu intervenir entre ces deux positions, et qu'on ne retrouve pas aux fréquences plus élevées.

De plus, l'irrégularité foncière des trois courbes présentées dans la figure 23 explique l'écart entre les valeurs des trois TR à 125 Hz. Il est à noter que le niveau stable à 60 dB pour la mesure 1, et à 50 dB pour les mesures 2 et 3, ne correspond pas au bruit de fond réel dans l'auditorium. Heureusement, car un bruit de fond à 50 dB serait intolérable! Ces niveaux stables correspondent en fait à des réglages du Larson Davis, qui ont changé entre la mesure 1 et la mesure 2. C'est pourquoi il ne faut pas se fier à ces valeurs plancher, bien qu'elles nous handicapent pour la mesure 1, où la détonation atteint seulement 85 dB. Cela ne fait qu'une maigre marge de 25 dB pour calculer le TR , ce qui peut introduire une erreur dans nos calculs.

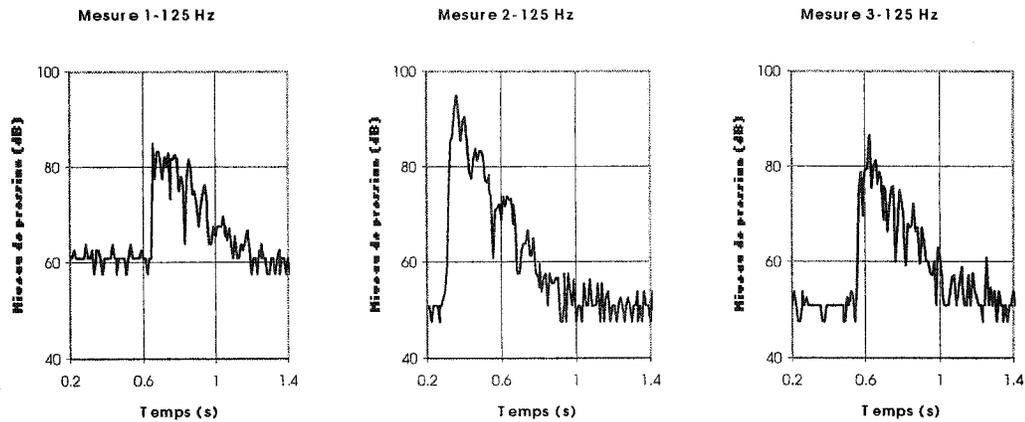


Figure 23 Courbes des trois mesures à 125 Hz dans l'auditorium au complet

Nous prendrons la valeur du TR à 125 Hz de l'auditorium au complet égale à la moyenne de nos trois mesures, c'est-à-dire 1,07 s. L'équation de Sabine (3.1) montre que le TR est proportionnel au volume et inversement proportionnel à la surface de la pièce. Or, le rapport volume sur surface est égal à 1,1 dans l'auditorium au complet et légèrement inférieur à 1 dans les salles 1160 et 1170 (les calculs du volume de l'auditorium et de ses surfaces sont donnés en détail dans l'annexe 3). Il est donc normal de trouver des TR un peu plus grands dans l'auditorium au complet. C'est la tendance que nous observons dans les valeurs indiquées dans les tableaux VII à IX. Comme dans les salles 1160 et 1170, les TR moyens à 125 Hz sont respectivement égaux à 0,95 s et 1,05 s, nous y voyons une raison supplémentaire de prendre 1,07 s comme TR à 125 Hz dans l'auditorium au complet.

En conclusion de ces mesures, qu'en est-il de la **qualité acoustique** de l'auditorium? Nous savons que le volume de l'auditorium est approximativement $1\,325\text{ m}^3$ (cf. annexe 3). En nous reportant au graphique de la figure 17, nous pouvons constater que pour un auditorium de cette taille, un TR à 500 Hz d'approximativement **0,7 s** est souhaitable. Or, ce n'est pas le cas dans l'auditorium de l'ÉTS, les mesures donnant

1,52 s dans l'auditorium au complet, 1,37 s dans la salle 1160 et 1,43 s dans la salle 1170. L'auditorium présente donc une acoustique trop réverbérante d'après nos mesures.

De plus, les BR calculés à l'aide de l'équation (3.3) avec les valeurs moyennes des TR obtenues dans les tableaux VII à IX donnent respectivement 0,90 pour l'auditorium au complet, 0,82 pour la salle 1160 et 0,92 pour la salle 1170. Ces trois valeurs sont en dessous de l'intervalle $[1,1;1,45]$ recommandé. L'auditorium manque donc de « chaleur », dans le sens acoustique du terme.

Faut-il en conclure que l'acoustique de l'auditorium est réellement médiocre? Non, car nous avons fait nos mesures lorsque l'auditorium était vide. La présence des auditeurs, et surtout de leurs vêtements, changent radicalement les conditions d'absorption de la pièce. C'est pourquoi avant de juger si la qualité acoustique de l'auditorium est bonne ou non, il faut que nous nous fassions une idée des TR lorsque celui-ci est plein. Pour cela, nous devons au préalable avoir connaissance des coefficients d'absorption des différentes surfaces. Ce point fait l'objet de la prochaine section.

3.5 Calcul des coefficients d'absorption

Les deux hypothèses formulées dans la section 3.3.3 nous ont amené à conclure que nous connaissions les coefficients d'absorption du plancher de l'auditorium. En revanche, nous ne connaissons pas les coefficients d'absorption des murs, des cloisons acoustiques et du plafond, mais nous les supposons identiques.

Pour pouvoir les calculer, notre démarche sera la suivante : a) calculer les coefficients d'absorption moyens de l'auditorium à partir des TR mesurés; b) en déduire les coefficients d'absorption $\alpha_{\bar{p}}$ des murs, des cloisons acoustiques et du plafond.

3.5.1 Calcul des coefficients d'absorption moyens

En vertu de la loi de Sabine (3.1), nous pouvons écrire l'équation suivante :

$$\bar{\alpha} = \frac{0,161 \cdot V}{S \cdot TR} \quad (3.5)$$

Pour les fréquences supérieures à 2 kHz, cette équation devient, conformément à l'équation (3.2) :

$$\bar{\alpha} = \frac{V}{S} \left(\frac{0,161}{TR} - m \right) \quad (3.6)$$

Grâce à ces deux relations, nous pouvons calculer les coefficients d'absorption moyens à partir des TR mesurés dans l'auditorium au complet, ainsi que dans les deux salles de classe 1160 et 1170. Rappelons que les calculs des volumes et des surfaces sont présentés dans l'annexe 3. On a :

- a. dans l'auditorium au complet : $V \cong 1\,325\text{ m}^3$ et $S \cong 1\,194\text{ m}^2$;
- b. dans la salle 1160 : $V_{1160} \cong 455\text{ m}^3$ et $S_{1160} \cong 460\text{ m}^2$;
- c. dans la salle 1170 : $V_{1170} \cong 435\text{ m}^3$ et $S_{1170} \cong 457\text{ m}^2$.

Les valeurs des coefficients d'absorption moyens obtenues à partir de ces données ont été rassemblées dans le tableau X.

Tableau X

Calcul des coefficients d'absorption moyens $\bar{\alpha}$

Fréquence (Hz)		125	250	500	1 000	2 000	4 000
Auditorium au complet	TR (s)	1,07	1,45	1,52	1,29	0,96	0,86
	$\bar{\alpha}$ (%)	17	12	12	14	18	18
Salle 1160	TR (s)	1,05	1,33	1,37	1,23	0,86	0,68
	$\bar{\alpha}$ (%)	15	12	12	13	18	21
Salle 1170	TR (s)	0,95	1,24	1,43	1,24	0,90	0,69
	$\bar{\alpha}$ (%)	16	12	11	12	16	20
Moyenne des $\bar{\alpha}$ (%)		16	12	11	13	17	20
Écart-type des $\bar{\alpha}$		0,01	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01

Les valeurs des coefficients d'absorption moyens se recoupent entre l'auditorium au complet, la salle 1160 et la salle 1170. Cela nous semble cohérent puisque les matériaux réfléchissants sont les mêmes, que les cloisons acoustiques soient ouvertes ou fermées. Cela nous confirme également que les cloisons acoustiques réfléchissent le son comme les murs, idée formulée dans l'hypothèse n°2 de la section 3.3.3.

3.5.2 Calcul des coefficients d'absorption des murs, des cloisons acoustiques et du plafond

Connaissant les coefficients d'absorption moyens $\bar{\alpha}$ et les coefficients d'absorption du plancher α_p , nous pouvons calculer les coefficients d'absorption des murs, des cloisons acoustiques et du plafond α_p à l'aide de l'équation (1.11). Dans le cas de l'auditorium au complet, par exemple :

$$\alpha_{\bar{p}} = \frac{S \cdot \bar{\alpha} - S_5 \cdot \alpha_p}{2S_1 + 2S_2 + S_3 + S_4 + S_6} = \frac{S \cdot \bar{\alpha} - S_5 \cdot \alpha_p}{S - S_5} \quad (3.7)$$

où S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 et S_6 sont les surfaces suivantes (calculées dans l'annexe 3) :

- S_1 : surface des murs latéraux, égale à 45 m²;
- S_2 et S_3 : surface des murs derrière la scène, respectivement égales à 18,5 et 22 m²;
- S_4 : surface du mur du fond, égale à 110 m²;
- S_5 : surface du plancher, égale à 470 m²;
- S_6 : surface du plafond, égale à 460 m².

Nos résultats sont rassemblés dans le tableau suivant :

Tableau XI

Calcul des coefficients d'absorption $\alpha_{\bar{p}}$

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
$\alpha_{\bar{p}}$ dans l'auditorium au complet (%)	26	17	14	10	9	4
$\alpha_{\bar{p}}$ dans la salle 1160 (%)	21	16	13	9	11	11
$\alpha_{\bar{p}}$ dans la salle 1170 (%)	23	16	12	8	9	9
Moyenne des $\alpha_{\bar{p}}$ (%)	23	16	13	9	10	8
Écart-type des $\alpha_{\bar{p}}$	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,04

Comme pour les coefficients d'absorption $\bar{\alpha}$, nous trouvons des valeurs assez proches entre l'auditorium au complet et les deux salles de classe. Nous pouvons trouver ici une confirmation de nos deux hypothèses de départ puisque conformément à nos attentes, les murs, les cloisons acoustiques et le plafond absorbent mieux à basse fréquence qu'à

haute fréquence. Aussi, nous prendrons dorénavant pour $\alpha_{\bar{p}}$ les valeurs moyennes qui figurent dans le tableau XI.

Connaissant $\alpha_{\bar{p}}$, nous pouvons maintenant nous tourner vers la question de la valeur des TR dans l'auditorium lorsque celui-ci contient un auditoire.

3.6 Modifications des paramètres dues à la présence d'auditeurs

Comme nous l'avons mentionné plus haut, les conditions d'absorption sont nettement différentes entre un auditorium vide et un auditorium plein. Les tissus portés par les personnes assises dans les gradins absorbent beaucoup plus le son que les surfaces lisses et nues des tables et des sièges.

Donc, dans un premier temps, nous aurons à quantifier le changement apporté par la présence du public au niveau de l'absorption dans l'auditorium, puis à en déduire dans un deuxième temps les nouveaux coefficients d'absorption moyens $\bar{\alpha}'$ et les nouveaux temps de réverbération TR' .

La présence des auditeurs va n'avoir une incidence que sur les paramètres inhérents au plancher. Pas suite, les coefficients $\alpha_{\bar{p}}$ calculés dans la section précédente restent les mêmes. Les nouveaux coefficients d'absorption α_p' du plancher vont résulter de la combinaison de deux facteurs : le **tapis**, qui était déjà présent auparavant, et la présence des **auditeurs**. Voici ce que les tables de référence indiquent comme coefficients d'absorption pour des bancs de bois occupés par des personnes :

Tableau XII

Coefficients d'absorption pour des bancs de bois occupés (Mehta et al., 1999)

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Coefficient d'absorption (%)	57	61	75	86	91	86

Nous noterons ces coefficients d'absorption α_a (a pour auditeur). Les valeurs élevées de ces coefficients d'absorption nous laissent déjà entrevoir la modification sensible que cela va induire pour les coefficients d'absorption du plancher.

Comme les gradins recouvrent 60 % du plancher de l'auditorium (cf. annexe 3), nous pouvons dire que les auditeurs contribuent à 60 % à l'absorption totale du plancher, et le tapis aux 40 % restants. Autrement dit :

$$\alpha_p' = 0,6\alpha_a + 0,4\alpha_p \quad (3.8)$$

Or, nous savons, d'après l'équation (1.11), que :

$$\bar{\alpha}' = \frac{\alpha_p' S_5 + \alpha_{\bar{p}}(S - S_5)}{S} \quad (3.9)$$

Si l'on remplace l'expression obtenue en (3.8) dans l'équation (3.9), on trouve :

$$\bar{\alpha}' = \frac{(0,6\alpha_a + 0,4\alpha_p) S_5 + \alpha_{\bar{p}}(S - S_5)}{S} \quad (3.10)$$

Dès lors, nous pouvons rassembler dans un tableau les valeurs de nos nouveaux coefficients d'absorption moyens $\bar{\alpha}'$ ainsi que les valeurs consécutives des nouveaux temps de réverbération TR' , obtenue grâce à la loi de Sabine (3.1).

Tableau XIII

Paramètres acoustiques de l'auditorium lorsque toutes les places sont occupées

Fréquence (Hz)		125	250	500	1 000	2 000	4 000
Auditorium au complet	$\bar{\alpha}'$ (%)	29	26	27	29	32	29
	TR' (s)	0,61	0,70	0,65	0,61	0,54	0,56
Salle 1160	$\bar{\alpha}'$ (%)	26	23	25	26	30	30
	TR' (s)	0,59	0,65	0,61	0,58	0,50	0,47
Salle 1170	$\bar{\alpha}'$ (%)	27	24	24	26	29	29
	TR' (s)	0,58	0,67	0,66	0,62	0,54	0,50
Moyenne des $\bar{\alpha}'$ (%)		28	24	26	27	30	30
Écart-type des $\bar{\alpha}'$		0,02	0,01	0,02	0,02	0,02	0,01

L'auditorium présente donc un environnement acoustique bien différent selon qu'il est plein ou vide. Entre 250 et 1 000 Hz, par exemple, les TR ont diminué de plus de moitié en passant d'un auditorium plein à un auditorium vide.

On remarque que c'est lorsqu'il est plein que l'auditorium présente la meilleure qualité acoustique, puisque les TR à 500 Hz (en gras dans le tableau XIII) se rapprochent alors de la valeur idéale de 0,7 s (cf. figure 17). De plus, les BR sont maintenant égaux à 1,04 dans l'auditorium au complet et la salle 1160, et 0,98 dans la salle 1170, ce qui est bien meilleur que les valeurs obtenues dans la section 3.4.2.

Il faudrait donc trouver le moyen de conserver les TR de l'auditorium autour des valeurs obtenues dans le tableau XIII, sans que celles-ci dépendent de l'affluence des auditeurs. Cela implique des modifications à faire à l'intérieur de l'auditorium. Ce point est soumis à discussion dans la section suivante.

3.7 Modifications à apporter dans l'aménagement de l'auditorium

Pour que les TR de l'auditorium restent stables, il faudrait faire en sorte que l'absence ou la présence des auditeurs exerce un impact moins sensible sur l'absorption totale de la pièce. Rappelons que dans l'hypothèse n°1 formulée dans la section 3.3.3, nous avons supposé que dans l'auditorium vide, seul le tapis était responsable de l'absorption au niveau du plancher. **Si l'on recouvre les sièges d'un tissu**, ce n'est plus le cas puisque le tissu va absorber une partie du son et donc contribuer à l'absorption du plancher.

Voici les coefficients d'absorption donnés par les tables de référence pour des sièges légèrement rembourrés :

Tableau XIV

Coefficients d'absorption de sièges légèrement rembourrés (Mehta et al., 1999)

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Sièges rembourrés inoccupés (%)	35	45	57	61	59	55
Sièges rembourrés occupés (%)	56	68	79	83	86	86

En réutilisant l'équation (3.10), on calcule les nouveaux coefficients d'absorption moyens, et avec la loi de Sabine (3.1), on obtient les nouveaux TR dans les deux situations (sièges occupés et sièges inoccupés). Les résultats sont rassemblés dans le tableau XV.

Tableau XV

Nouveaux TR dans l'auditorium avec des sièges rembourrés

Fréquence (Hz)		125	250	500	1 000	2 000	4 000	
Auditorium au complet	Sièges inoccupés	$\bar{\alpha}$ (%)	24	22	23	23	24	22
		TR (s)	0,74	0,82	0,77	0,76	0,70	0,73
	Sièges occupés	$\bar{\alpha}'$ (%)	29	27	28	29	31	29
		TR' (s)	0,61	0,66	0,63	0,62	0,56	0,56
Salle 1160	Sièges inoccupés	$\bar{\alpha}$ (%)	22	20	21	21	24	24
		TR (s)	0,73	0,79	0,74	0,75	0,65	0,60
	Sièges occupés	$\bar{\alpha}'$ (%)	26	25	26	26	29	30
		TR' (s)	0,61	0,64	0,61	0,62	0,53	0,48
Salle 1170	Sièges inoccupés	$\bar{\alpha}$ (%)	23	21	21	21	22	23
		TR (s)	0,67	0,74	0,74	0,74	0,67	0,61
	Sièges occupés	$\bar{\alpha}'$ (%)	27	25	25	25	28	29
		TR' (s)	0,57	0,60	0,61	0,60	0,54	0,48

Comme on peut le constater, la variation des TR d'une situation à l'autre (auditorium plein *versus* auditorium vide) est beaucoup plus faible : on parvient donc à une certaine stabilité de la réverbération dans l'auditorium. De plus, les TR à 500 Hz (en gras dans le tableau XV) restent toujours assez proche de la valeur idéale de 0,7 s. Quant aux BR , ils sont tous très proches de l'unité. C'est un compromis acceptable entre les valeurs trop faibles que nous trouvions au début de notre analyse (environ 0,9) et les valeurs idéales qui se situent entre 1,1 et 1,45.

3.8 Réorganisation de l'auditorium en vue d'activités culturelles

Pour faire de l'auditorium une salle de spectacle ou de concert acceptable, nous avons deux questions à étudier : a) le problème soulevé dans la section 3.3.1, à savoir la position inconfortable des auditeurs situés aux extrémités des gradins lorsque les cloisons acoustiques sont ouvertes (cf. figure 18); b) les valeurs des temps de réverbération, qui doivent répondre aux exigences d'une salle de concert.

3.8.1 Création d'un espace à géométrie variable

Dans la figure 24, on retrouve sur le dessin de gauche le problème issu de la disposition géométrique actuelle de l'auditorium : l'auditeur **A** souffre d'une position très inconfortable pour écouter l'orateur **O**. Compte tenu du fait que derrière l'auditorium se trouvent plusieurs locaux vides ou peu utilisés, une solution possible serait de repousser le mur situé derrière la scène, comme l'illustre le dessin de droite.

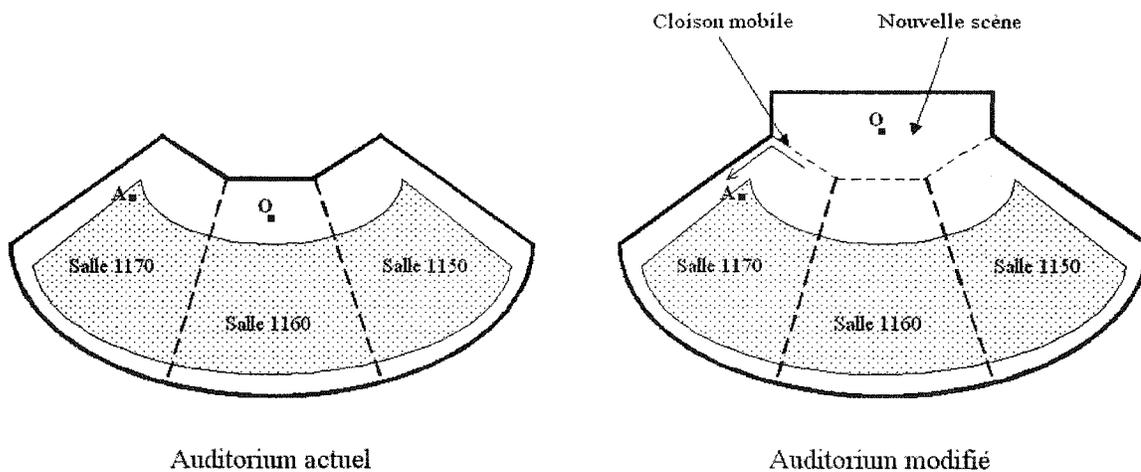


Figure 24 Modification de la géométrie de l'auditorium

En transformant les murs actuels situés derrière la scène en une cloison mobile, rabattable contre un des murs d'extrémités de l'auditorium (comme l'indique la flèche sur la figure 24), on aurait le double avantage de corriger le problème qui nous préoccupe, et d'obtenir une scène plus grande pour des manifestations autres que des conférences, comme des spectacles musicaux ou théâtraux. Les trois salles de classe seraient inchangées, mais l'auditorium au complet gagnerait en profondeur.

Comme cette opération a une incidence sur le volume V et la surface S de l'auditorium, reste à savoir si cette modification n'a pas une influence négative sur la valeur de nos TR . Après calcul, on trouve les valeurs suivantes :

- nouveau volume $V' \cong 1\,575\text{ m}^3$;
- nouvelle surface totale $S' \cong 1\,355\text{ m}^2$;
- nouvelle surface de plancher $S_5' \cong 545\text{ m}^2$. On suppose que la surface de plancher ajoutée est recouverte du même tapis que le reste de l'auditorium.

Compte tenu du rembourrage des sièges effectué au préalable, on trouve pour l'auditorium au complet les coefficients d'absorption moyens et les temps de réverbération suivants :

Tableau XVI

Paramètres acoustiques de l'auditorium modifié

Fréquence (Hz)		125	250	500	1 000	2 000	4 000
Avec sièges inoccupés	$\bar{\alpha}''$ (%)	23	20	21	22	23	21
	TR'' (s)	0,81	0,92	0,87	0,85	0,77	0,78
Avec sièges occupés	$\bar{\alpha}''$ (%)	27	25	26	26	29	27
	TR'' (s)	0,69	0,75	0,72	0,71	0,63	0,62

Nous avons toujours des TR proches de 0,7 s à 500 Hz, et des BR autour de 1. Par conséquent, investir l'espace situé derrière l'auditorium pour en faire une scène de spectacle peut être envisageable.

3.8.2 Modification des paramètres acoustiques pour des concerts

Si la mesure présentée dans la section précédente règle le problème de confort et de visibilité qui existait dans l'auditorium, cela n'est pas encore suffisant. Pour que des concerts puissent être organisés, il faut aussi que les TR correspondent à ce qu'on est en droit d'attendre d'une salle de concert. Si l'on se réfère à la figure 17, on constate qu'un TR à 500 Hz de 0,7 s, valeur idéale pour un auditorium d'environ 1 500 m³, est trop faible pour une salle de concert, qu'il s'agisse de musique « légère » ou de musique symphonique.

Actuellement, le TR à 500 Hz dans l'auditorium au complet avec tous les sièges occupés est de 0,72 s (cf. tableau XVI). Si nous voulons avoir l'acoustique adéquate pour des concerts, il faudrait avoir une valeur du TR égale à environ 1,3 s (nous avons pris comme courbe de référence dans la figure 17 celle des salles de concert pour musique « légère », car l'auditorium n'est pas adapté à des concerts symphoniques à cause de sa taille relativement modeste).

La loi de Sabine (3.1) nous montre que le TR est directement proportionnel au volume de la salle. En rehaussant le plafond par exemple, nous pourrions augmenter sensiblement le volume et donc, les TR de l'auditorium. Conformément à la description fournie dans la section 2.4.3.1, nous savons que la hauteur entre les premier et deuxième étages est de 5,555 m. Le plafond actuel de l'auditorium se situe entre 3,35 et 4 m du sol (cf. figure 32 de l'annexe 3). L'épaisseur de la chape et de la dalle de béton du deuxième étage totalisant 0,305 m, il y a donc 1,25 m d'espace entre le dessous de la dalle du deuxième étage et le plafond actuel. Cet espace est en partie utilisé pour le passage des

tuyauteries du bâtiment, mais on peut en mettre une partie à profit pour accroître le volume de l'auditorium.

En modifiant le plafond actuel pour en faire un système mobile en hauteur, on pourrait, en le baissant ou en le montant, faire varier le volume de la pièce et donc, les *TR*. Par exemple, on peut concevoir un plafond fait de plaques de placoplâtre jointes ensemble et fixées à la dalle du deuxième étage à l'aide de pièces à longueur ajustable, comme l'illustre la figure suivante.

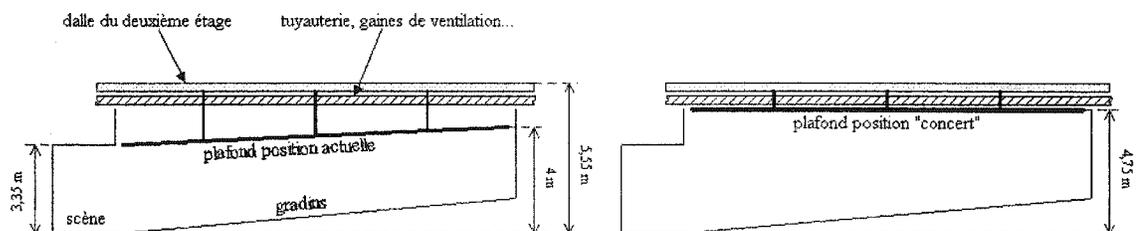


Figure 25 Positions du plafond amovible

Lorsque le plafond est en position "concert", on a un nouveau volume de **2 140 m³**, et une surface totale de **1 440 m²**. D'après les tables de référence, le coefficient d'absorption à 500 Hz de plaques de placoplâtre d'un demi pouce d'épaisseur est égal à **5 %**. Muni de ces éléments, on trouve un *TR* à 500 Hz de **1,2 s** lorsque les sièges sont occupés et de **1,5 s** lorsque les sièges sont inoccupés. Ces valeurs sont donc bien situées par rapport au *TR* idéal à 500 Hz de 1,3 s.

3.9 Conclusion et recommandations

L'analyse des résultats a montré que :

- a. l'auditorium actuel présente de bonnes conditions acoustiques lorsque toutes les places sont occupées, tant du point de vue du *TR* que du *BR*;

- b. en revanche, lorsqu'il est vide, l'auditorium est trop réverbérant et manque de « chaleur » (dans le sens acoustique du terme), c'est-à-dire que ses *TR* sont trop élevés et son *BR* trop bas;
- c. la géométrie actuelle de l'auditorium est inadéquate lorsque les cloisons acoustiques sont ouvertes notamment à cause des positions des auditeurs assis aux places situées aux extrémités latérales.

Compte tenu des résultats obtenus dans la section 3.7, la première mesure à prendre serait de **rembourrer légèrement les sièges de l'auditorium**. Cela permettrait d'uniformiser les *TR* de l'auditorium, avec ou sans auditoire. Il existe par ailleurs une règle empirique stipulant que le rapport entre le volume de la salle et le nombre de places assises dans un auditorium doit être compris entre 2 et 5 (Mehta et al., 1999). Dans l'auditorium de l'ÉTS, ce rapport est égal à 3,8, ce qui semble confirmer qu'en rembourrant les sièges, on devrait obtenir une acoustique satisfaisante dans tous les cas de figure (auditorium plein ou vide).

Dans le cas où l'on envisage de faire de l'auditorium une salle de spectacle, **l'agrandissement de la scène** tel que présenté en 3.8.1 s'avère également nécessaire. Cette mesure permet à tous les auditeurs, où qu'ils soient situés dans l'auditorium, d'avoir une position confortable. Une position inconfortable empêche d'avoir une attention concentrée sur le spectacle ou la conférence.

Enfin, si l'on veut utiliser l'auditorium pour des concerts, il faut songer à fixer un **plafond amovible** au dessous de la dalle du deuxième étage. En faisant varier sa hauteur, on pourra obtenir la valeur de *TR* souhaitée.

En définitive, on aura réellement conçu un espace modulable polyvalent, avec quatre configurations possibles :

- a. toutes cloisons mobiles fermées : trois salles de classe séparées (1150, 1160 et 1170);
- b. cloisons acoustiques ouvertes seulement : une salle idéale pour les conférences, avec écran de projection et matériel informatique à disposition du conférencier;
- c. toutes cloisons mobiles ouvertes : un espace pour les spectacles faisant intervenir la voix parlée, comme le théâtre;
- d. toutes cloisons mobiles ouvertes, plafond surélevé : une salle de concert adaptée à de petites formations (ensembles de musique de chambre, groupes de jazz, stage bands...).

CHAPITRE 4

ÉTUDE DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE AU SEIN DE L'AUDITORIUM

Dans ce chapitre, nous étudions les éléments qui jouent le rôle d'isolants acoustiques dans l'auditorium de l'ÉTS, c'est-à-dire les cloisons acoustiques mobiles. Dans la section 4.1, nous cernons la problématique et les grandes lois de l'isolation acoustique, ainsi que les moyens qui permettent de la traiter correctement. La section 4.2 traite spécifiquement de l'isolation acoustique fournie par les cloisons acoustiques mobiles de l'auditorium. La section 4.3 présente une brève discussion à propos du bruit de fond dans l'auditorium. Enfin, la conclusion et les recommandations sont rassemblées dans la section 4.4.

4.1 Isolation acoustique d'un local

La série de séminaires-ateliers consacrée à la lutte contre le bruit dans les bâtiments par l'Institut de recherche en construction en 1985 rapporte le fait suivant :

« Une étude récente menée à Vancouver a montré qu'environ 40 % des locataires de plusieurs immeubles d'habitation étaient insatisfaits de l'intimité acoustique de leur foyer. C'était là le principal problème soulevé par les locataires et c'est une plainte courante dans un grand nombre de nouveaux appartements et condominiums. » (Stafford & Quirouette, 1985)

C'est dire l'importance qu'a pris au fil des ans la question de l'isolation acoustique dans le domaine de la construction. Nous allons donc passer en revue les méthodes permettant d'assurer une isolation acoustique efficace entre deux locaux.

4.1.1 Perte en transmission et classe de transmission du son

Pour quantifier la performance d'une paroi, on évalue la perte de puissance qu'elle occasionne aux sons qui la traversent. Il s'agit donc d'un rapport entre l'énergie incidente et l'énergie transmise. Ce rapport, appelé **perte en transmission** (TL , pour *transmission loss*), est donné par l'équation suivante :

$$TL = 10 \log \frac{W_i}{W_t} \quad (\text{en dB}) \quad (4.1)$$

où W_i est la puissance incidente et W_t la puissance transmise, toutes deux en W.

Pratiquement, pour mesurer le TL d'une cloison installée entre deux salles, on place une source sonore dans l'une des deux salles, et on mesure le niveau de pression sonore en plusieurs endroits de part et d'autre de la cloison. Le TL est alors obtenu à partir de l'équation suivante, dérivée de (4.1) :

$$TL = (L_p)_i - (L_p)_t + 10 \log \frac{S_c (1 - \bar{\alpha})}{S \cdot \bar{\alpha}} \quad (\text{en dB}) \quad (4.2)$$

où $(L_p)_i$ et $(L_p)_t$ sont respectivement les niveaux de pression sonore incident et transmis (en dB), S la surface totale de la salle de réception (en m²), $\bar{\alpha}$ le coefficient d'absorption global dans la salle de réception et S_c la surface de la cloison séparant les deux salles (en m²).

La valeur du TL dépendant de la fréquence de l'émission sonore (cf. section suivante), les acousticiens ont défini un autre paramètre permettant de caractériser une paroi par une valeur unique, appelée **classe de transmission du son** (STC , pour *Sound transmission class*). Cette valeur est déterminée à partir de la courbe donnant le TL en fonction de la fréquence. Pour des sons tels que la voix, le STC permet une évaluation précise de la réduction du bruit. Cependant, lorsque le son contient beaucoup de basses fréquences (bruit de ventilateur ou musique avec une forte basse), la réduction réelle du bruit peut être notablement inférieure à ce que le STC indiquerait. Le STC est donc une

mesure moins précise que le TL , mais plus pratique car elle permet de classer à partir d'une valeur unique la performance des cloisons. Les règles de calcul du STC à partir du TL sont présentées dans l'annexe 4.

Le tableau suivant donne une idée subjective de la réduction du bruit effectuée par une paroi d'un STC donné.

Tableau XVII

Perception subjective des niveaux STC (traduction de Mehta et al., 1999)

STC	Description subjective
30	La plupart des sons franchissent la paroi.
40	Les discussions à voix normale peuvent être perçues avec effort. Des mots individuels et des expressions sont perçus.
50	Les discussions à voix forte peuvent être perçues avec effort. La musique est facilement perçue.
60	Les discussions à voix forte sont presque inaudibles. La musique est faiblement perçue; les basses sont encore gênantes.
70	La musique est faiblement perçue, ce qui peut être encore gênant si l'espace adjacent est aussi sensible qu'une salle de concert ou un studio d'enregistrement.
> 75	La plupart des sons sont arrêtés par la paroi.

4.1.2 Loi de masse

On observe que le premier paramètre à prendre en compte dans le calcul du TL pour les parois est la masse. En effet, plus le panneau est lourd, moins il vibre sous l'effet des ondes sonores et moins il rayonne d'énergie sonore. On parle davantage en terme de masse surfacique, qui représente le produit de la masse volumique du matériau par son

épaisseur. Pour un panneau, c'est-à-dire une seule couche de matériau, la loi de masse s'écrit alors :

$$TL = 20 \log(f \cdot m_s) - 47 \quad (\text{en dB}) \quad (4.3)$$

où f est la fréquence des ondes sonores en Hz et m_s la masse surfacique en kg/m^2 .

Autrement dit, on accroît le TL d'une paroi de 6 dB en doublant sa masse. Cela peut s'obtenir soit en doublant l'épaisseur de la paroi, soit en choisissant une même épaisseur d'un matériau deux fois plus dense. De même, le TL augmente de 6 dB à chaque fois que l'on double la fréquence. Il en découle que la difficulté majeure d'une isolation repose le plus souvent dans l'atténuation des basses fréquences.

4.1.3 Creux de coïncidence

En pratique, le comportement des parois diffère sensiblement de la loi de masse énoncée dans la section précédente. En effet, le TL d'une paroi n'est pas uniquement fonction de sa masse, mais aussi de sa rigidité et de son amortissement. C'est pourquoi les essais donnent des courbes irrégulières comme celles représentées dans la figure 26. On retrouve en général trois régions bien distinctes. Dans la première région, la progression en fonction de la fréquence est relativement régulière : le TL croît à raison de 6 dB par octave, conformément à la loi de masse. C'est pourquoi ce domaine est appelé **région contrôlée par la masse** (région I de la figure 26). La deuxième région fait apparaître pour une fréquence bien précise, appelée fréquence de coïncidence, un creux qui vient rompre la progression linéaire due à la loi de masse. Ce creux, appelé **creux de coïncidence**, se produit lorsque la longueur d'onde du son incident coïncide avec la longueur d'onde des ondes de flexion dans le panneau. Il se produit alors une résonance qui provoque une diminution du TL . La région où se produit le creux de coïncidence est appelée **région contrôlée par l'amortissement**. En effet, plus l'amortissement de la paroi est élevé, moins le creux est marqué et moins il va avoir d'incidence sur la performance globale de la paroi (région II de la figure 26). Au-dessus de la fréquence de

coïncidence, la croissance du TL recommence, mais à un taux plus rapide que les 6 dB par octave de la loi de masse. Cette région est dominée pour une grande part par les effets de rigidité et les modes résonants de la paroi. On se situe donc dans la **région contrôlée par la rigidité** (région III de la figure 26).

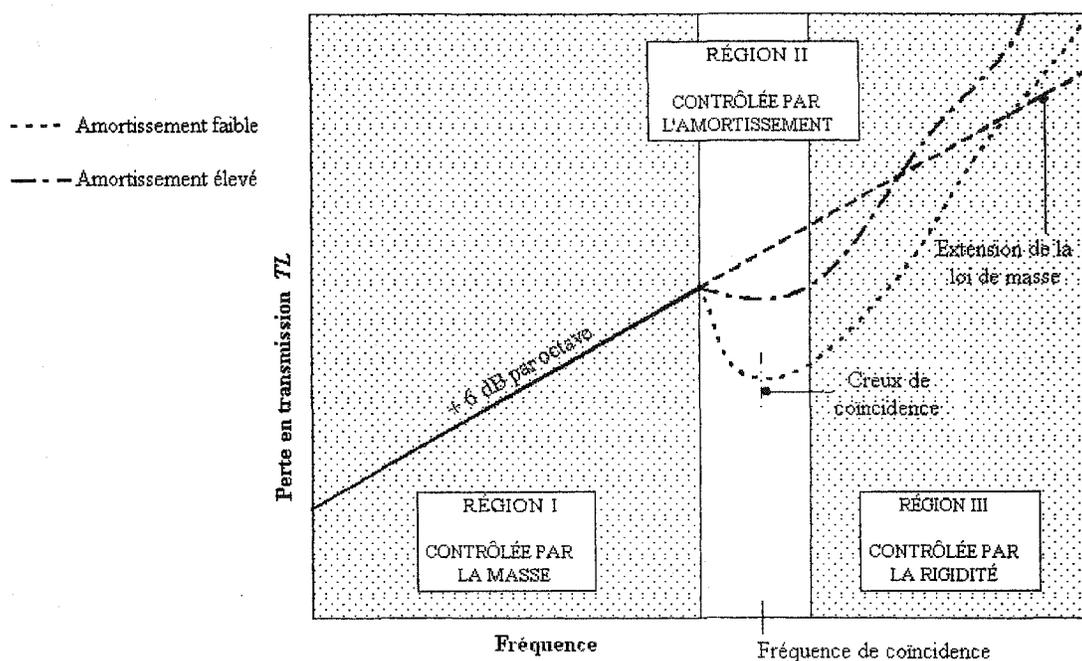


Figure 26 Relation fréquence- TL pour une paroi isolante

Pour que la chute du TL due au creux de coïncidence affecte le moins possible la performance globale de la cloison, il faut : a) que l'amortissement du matériau soit le plus élevé possible; b) que la fréquence de coïncidence du matériau se situe, dans la mesure du possible, hors de la gamme de fréquences importante en acoustique du bâtiment (80 à 4 000 Hz). La **fréquence critique** est définie comme étant la fréquence de coïncidence lorsque le son arrive à incidence rasante. Le tableau XVIII donne quelques exemples de fréquences critiques selon le type de matériau. Cette fréquence critique étant inversement proportionnelle à l'épaisseur du matériau, les valeurs indiquées correspondent à une épaisseur de 1 cm.

Tableau XVIII

Fréquence critique de divers matériaux pour une épaisseur de 1 cm (Lesueur, 1988)

Matériau	Fréquence critique (Hz)
Plomb	5 500
Acier	1 200
Cuivre	1 800
Aluminium	1 200
Zinc	1 500
Verre	1 200
Plexiglas	3 000 à 4 000
Briques pleines	2 000 à 3 500
Béton	2 000
Carreaux de plâtre	4 100
Amiante-ciment	1 600 à 3 000
Liège (pour isolation de machines)	13 000 à 18 000
Aggloméré de bois	2 400

Le béton, les plaques de plâtre et le contreplaqué ont d'ordinaire un creux de coïncidence situé entre 80 et 4 000 Hz. Une dalle de béton de 10 cm d'épaisseur, par exemple, a une fréquence critique égale à 200 Hz. Le creux de coïncidence se situera donc autour de cette valeur, ce qui devrait avoir un impact très négatif sur le *STC* de la dalle. De la même façon, une plaque de contreplaqué d'un demi-pouce (1,3 cm) a une fréquence critique de 1 850 Hz. En revanche, les plaques minces de métal flexible ont des fréquences critiques qui dépassent souvent 4 000 Hz. Une plaque d'acier ou d'aluminium de 1 mm d'épaisseur a une fréquence critique de 12 000 Hz, ce qui est très intéressant du point de vue de la perte en transmission. Malheureusement, ces matériaux, outre le fait d'être souvent dispendieux, présentent parfois un danger pour l'environnement, comme le plomb. Il est possible toutefois d'éviter les problèmes dus au creux de coïncidence en utilisant adéquatement des matériaux moins coûteux.

4.1.4 Cloisons à double paroi

Pour éviter de se retrouver avec des cloisons aux épaisseurs trop importantes, on a recours aux cloisons à double paroi. En effet, un panneau constitué de deux couches de matériau entre lesquels se trouve une cavité remplie d'air (ou d'absorbant, ce qui donne de meilleurs résultats encore) a un TL supérieur à un panneau en une seule couche, de masse équivalente. Par ailleurs, si les deux parois ont des épaisseurs différentes, elles n'auront pas la même fréquence de coïncidence. Elles atténueront chacune le creux de coïncidence de l'autre. Avoir des épaisseurs différentes pour chaque paroi est donc un critère particulièrement recommandé.

Cependant, il faut porter une grande attention au couplage structural des parois. Un couplage trop rigide représente une voie de transmission privilégiée par le son, et risque de produire l'équivalent acoustique d'un court-circuit électrique. La situation idéale supposerait qu'il n'existe aucune liaison mécanique entre les parois.

4.1.4.1 Résonance masse-air-masse

D'une façon générale, plus la lame d'air est profonde, plus le TL est élevé. On a donc intérêt à laisser un espace aussi grand que possible entre les deux parois. Le graphique de la figure 27 illustre assez significativement ce phénomène.

Pour la courbe inférieure (lame d'air de 6 mm d'épaisseur), on observe un creux à environ 500 Hz, qui n'apparaît pas dans la courbe supérieure. Ce creux se produit lorsque la couche d'air entre en résonance. À cette fréquence, la lame d'air se conduit comme un ressort qui transfère l'énergie vibratoire d'une paroi à l'autre. Ce phénomène est connu sous le nom de **résonance masse-air-masse**.

La fréquence de résonance masse-air-masse f_{mam} peut être évaluée grâce à la formule suivante :

$$f_{mam} = 1900 \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{d \cdot m_1 \cdot m_2}} \quad (\text{en Hz}) \quad (4.4)$$

où m_1 et m_2 sont les masses surfaciques respectives des première et seconde parois en kg/m^2 et d l'épaisseur de la lame d'air en mm.

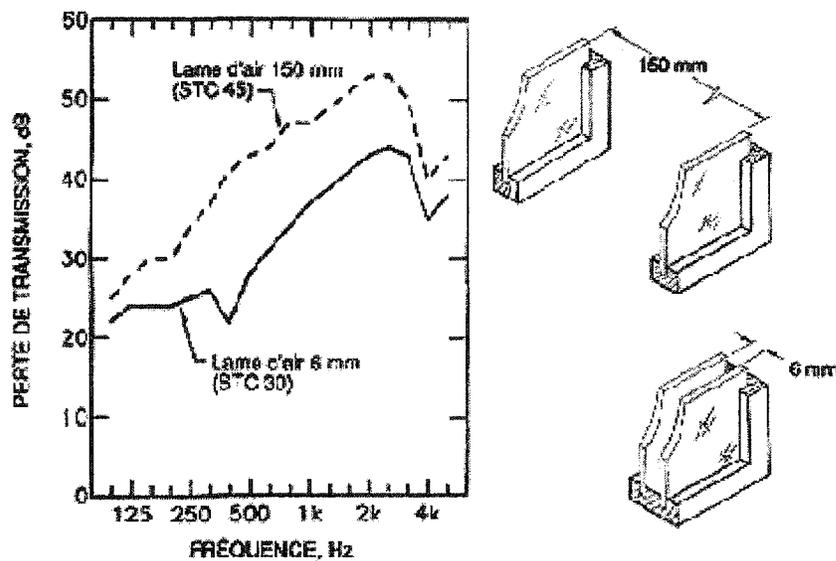


Figure 27 Perte en transmission de deux types de cloisons à double paroi (Quirt, 1985)

Il est souhaitable que cette fréquence soit la plus basse possible, puisque passé ce creux, les deux parois se comportent comme deux éléments parfaitement dissociés, alors qu'en deçà de cette valeur elles se comportent comme si elles étaient collées l'une sur l'autre. Malheureusement, un grand nombre de cloisons courantes ne satisfont pas ce critère.

On peut augmenter notablement le TL en remplissant la cavité avec un matériau absorbant, surtout lorsqu'elle est profonde. Les matériaux utilisés pour l'isolation

thermique tels que la fibre de cellulose, la fibre de verre ou la laine minérale sont particulièrement recommandés.

4.1.4.2 Exemples de cloisons isolantes

Le tableau suivant donne quelques exemples de cloisons légères testées en laboratoire.

Tableau XIX

Valeurs approximatives de *STC* pour différents types de cloisons (Quirt, 1985)

Support structural	Aucun absorbant dans la cavité			Absorbant dans la cavité			
	Plaques de plâtre			Plaques de plâtre			
	1+1	1+2	2+2	1+1	1+2	2+2	
Poteaux d'acier de 90 mm calibre 24	39	44	50	45	49	53	
Poteaux de bois de 38 × 89 mm avec profilés d'acier résilients :	- d'un seul côté	40	45	51	48	52	54
	- des deux côtés	40	46	52	49	52	54
Poteaux de bois de 38 × 89 mm en quinconce	41	47	52	50	53	55	
Poteaux d'acier porteurs de 150 mm avec profilés résilients sur un côté	45	51	56	56	58	61	
Poteaux de bois doubles de 38 × 89 mm avec espace de 25 mm entre eux	46	52	57	57	60	63	

Une cloison dont le *STC* est supérieur à 50 isole de façon satisfaisante des bruits de voix. Toutefois, comme nous l'avons mentionné auparavant, le *STC* ne représente pas la performance de la cloison aussi finement que le *TL*, et l'isolation sera peut-être insuffisante pour isoler des bruits comportant beaucoup de basses fréquences.

4.1.5 Bruit de fond

Le bruit de fond est un paramètre à surveiller étroitement dans des locaux comme les salles de bureau, les bibliothèques, les auditoriums et les salles de concert, où l'activité menée demande un certain niveau de concentration. Un niveau de bruit de fond trop élevé crée des conditions d'inconfort, tout comme un éclairage insuffisant.

Pour connaître le bruit de fond dans une pièce, on doit mesurer le niveau de pression d'acoustique dans cette pièce par bande d'octave ou de tiers d'octave de fréquence. À partir de ces valeurs, on peut définir une valeur unique à partir de courbes de référence appelées **courbes NCB** (pour *Balanced noise criterion*), qui donne une idée générale du niveau de bruit régnant dans la pièce (Beranek & István, 1992). Ces courbes, ainsi que la méthode de calcul du niveau *NCB*, sont présentées dans l'annexe 4. Pour les salles de classe, salles de réunion et petits auditorium ($V < 2\,000\text{ m}^3$), le niveau de fond ne devrait pas dépasser 35 *NCB* (Bradley, 1985).

Un bruit de fond trop important peut être le fait de différentes sources :

- a. le bruit généré par toutes les activités en dehors de la salle;
- b. le système de ventilation;
- c. les appareils électriques, tels que les ordinateurs ou les appareils de projection.

4.2 Étude des cloisons acoustiques mobiles de l'auditorium

L'auditorium de l'ÉTS est bien isolé des bruits qui viennent de l'extérieur. Les parois qui le séparent du reste du premier étage, ainsi que les épaisses dalles de béton qu'on trouve au plancher et au plafond, assurent une isolation acoustique amplement suffisante. Notre attention se portera davantage sur les cloisons acoustiques mobiles qui séparent les salles 1150, 1160 et 1170 au sein de l'auditorium.

Les cloisons acoustiques qui ont été installées dans l'auditorium jouent deux rôles : a) diviser l'auditorium en trois salles de classe indépendantes et fonctionnelles; b) isoler chaque classe de celles qui l'entourent, pour que l'activité qui s'y donne (cours, conférence...) ne soit pas perturbée par les activités voisines.

D'après le fabricant, Moderco, le *STC* de ces cloisons est compris entre 53 et 57. Nous avons voulu vérifier la performance de ces cloisons *in situ*, pour voir si cet objectif était réellement atteint. Comme les deux cloisons mobiles sont identiques, nous avons étudié celle qui sépare les salles 1160 et 1170. Pour ce faire, nous avons utilisé la même source sonore que dans notre deuxième série de mesures du temps de réverbération (cf. section 3.4.1). Nous avons branché le générateur de bruit rose sur un amplificateur relié à deux hauts-parleurs, et nous l'avons placé dans la salle 1170 (source S sur la figure 28). Nous avons effectué sept mesures dans la salle 1160 et sept dans la salle 1170, à chaque fois à des positions différentes (cf. figure 28).

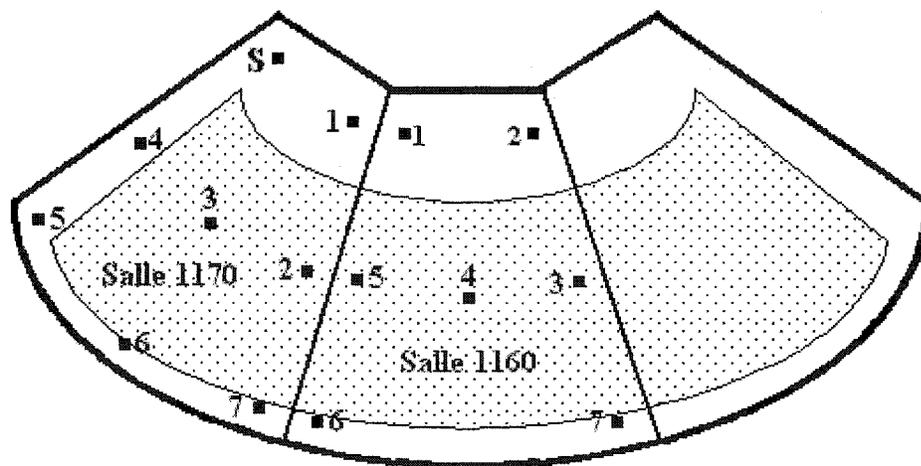


Figure 28 Positions de mesure du niveau de pression sonore dans les salles 1160 et 1170

Nous avons calculé pour chacune des salles la moyenne des sept mesures à chaque bande d'octave de fréquence. Les résultats sont présentés dans le tableau XX.

Tableau XX

Niveaux de pression sonore dans les salles 1160 et 1170

Fréquence (Hz)		125	250	500	1 000	2 000	4 000
Salle 1170	$(L_p)_{1170}$ (dB)	85,3	86,7	89,2	84,6	82,0	77,9
	Écart-type	2,6	1,4	0,9	1,5	1,7	2,3
Salle 1160	Bruit de fond (dB)	47,2	41,3	36,3	35,7	35,4	29,6
	$(L_p)_{1160}$ (dB)	64,5	63,2	66,6	59,1	51,0	39,8
	Écart-type	2,9	1,7	2,0	1,9	2,1	3,0
$(L_p)_{1170} - (L_p)_{1160}$ (dB)		20,8	23,5	22,7	25,5	31,0	38,1

Durant l'essai, il faut veiller à ce que le bruit qui franchit la cloison acoustique soit toujours plus fort que le bruit de fond du local d'arrivée (la salle 1160), sans quoi nous obtiendrions des valeurs erronées pour la perte en transmission de la cloison. C'est pourquoi nous faisons apparaître dans le tableau précédent le niveau de bruit de fond dans la salle 1160. Comme la différence entre le bruit de fond et le niveau mesuré lorsque la source sonore est en marche est toujours supérieure à 10 dB, nous pouvons dire que cette condition est bien respectée.

À l'aide de l'équation (4.2), nous pouvons calculer le TL de la cloison acoustique qui sépare les salles 1160 et 1170 par bande d'octave de fréquence. D'après les données du chapitre 3 et de l'annexe 3, nous savons que :

- la surface S de la salle 1160 est 460 m^2 ;
- les coefficients d'absorption moyens $\bar{\alpha}$ dans la salle 1160 sont donnés dans le tableau X;
- la surface S_c de la cloison acoustique est 45 m^2 .

Les résultats sont rassemblés dans le tableau XXI.

Tableau XXI

TL de la cloison acoustique séparant les salles 1160 et 1170

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
$(L_p)_{1170} - (L_p)_{1160}$ (dB)	20,8	23,5	22,7	25,5	31,0	38,1
$\bar{\alpha}$ (local 1160) (%)	15	12	12	13	18	21
$10 \log \frac{S_c (1 - \bar{\alpha})}{S \cdot \bar{\alpha}}$ (dB)	-2,7	-1,4	-1,3	-1,9	-3,4	-4,2
<i>TL</i> (dB)	18,1	22,1	21,4	23,6	27,6	33,9

On peut noter une décroissance de la perte en transmission de 250 à 500 Hz. Il serait intéressant d'identifier le phénomène en cause dans cette diminution. Nous savons que les cloisons acoustiques ont une épaisseur totale de 92 mm et que de chaque côté se trouvent des plaques de plâtre d'une épaisseur de 12,7 mm. Ainsi, il se trouve une lame d'air de 66,6 mm entre les deux plaques. D'après l'équation (4.4), la fréquence masse-air-masse est alors :

$$f_{\text{mam}} = 1900 \sqrt{\frac{0,8 + 0,8}{66,6 \cdot 0,8 \cdot 0,8}} = 370 \text{ Hz}$$

On peut donc penser que c'est ici le phénomène de résonance de la couche d'air située entre les deux plaques de plâtre qui occasionnent la baisse de *TL* entre 250 et 500 Hz. Cette hypothèse est corroborée par le fait que la croissance du *TL* après 500 Hz est rapide, ce qui signifie que les deux plaques sont bien découplées du point de vue vibratoire.

Suite aux valeurs obtenues dans le tableau XXI, le *STC* de la cloison acoustique peut être évalué à l'aide de la courbe de référence (méthode présentée dans l'annexe 4). Le

graphique de la figure 29 présente les deux courbes superposées, et la valeur *STC* obtenue.

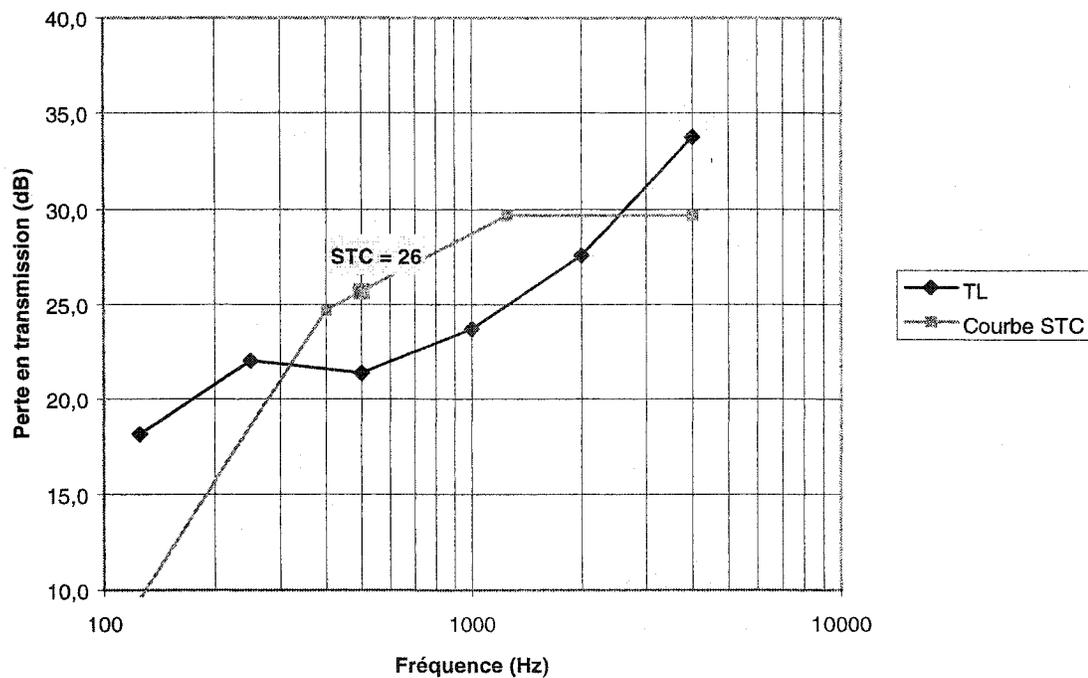


Figure 29 Calcul du *STC* de la cloison acoustique entre les salles 1160 et 1170

On obtient donc une **valeur *STC* égale à 26**. Il s'agit d'une valeur très inférieure à la performance attendue pour la cloison (53 à 57 *STC*). Les raisons qui expliqueraient cette déficience sont les suivantes :

- a. entre les panneaux de la cloison acoustique et le plancher de l'auditorium se trouvent des joints en caoutchouc, nécessaires pour garantir la performance globale des cloisons. Or, nous avons remarqué que **sous un des panneaux le joint est absent**. Autrement dit, le son peut passer librement d'une salle à l'autre sur une surface d'environ 1 cm × 1 m. Bien qu'il s'agisse d'une surface très petite comparée aux 45 m² de la cloison, on peut se demander quel est l'impact de ce défaut sur le

TL de la cloison. Pour cela, il faut définir la **transparence** d'une cloison, notée τ , telle que :

$$TL = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad (4.5)$$

La valeur de τ est comprise entre 0 (cloison totalement opaque), et 1 (cloison parfaitement transparente).

Supposons que la cloison acoustique ait un TL de 50 dB, ce qui donne un τ égal à 10^{-5} . L'ouverture, étant parfaitement transparente, a un τ égal à 1. La transparence résultante τ_r est donné par l'équation suivante :

$$\tau_r = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^j \tau_i S_i = \frac{1}{45} \left((45 - 0,01) \cdot 10^{-5} + 0,01 \cdot 1 \right) = 2,3 \cdot 10^{-4} \quad (4.6)$$

ce qui donne, d'après l'équation (4.5), un nouveau TL égal à 36 dB seulement. La différence est donc très sensible, avec une diminution de 14 dB du TL .

Le graphique de la figure 30 montre l'évolution du TL en fonction de la taille de l'ouverture.

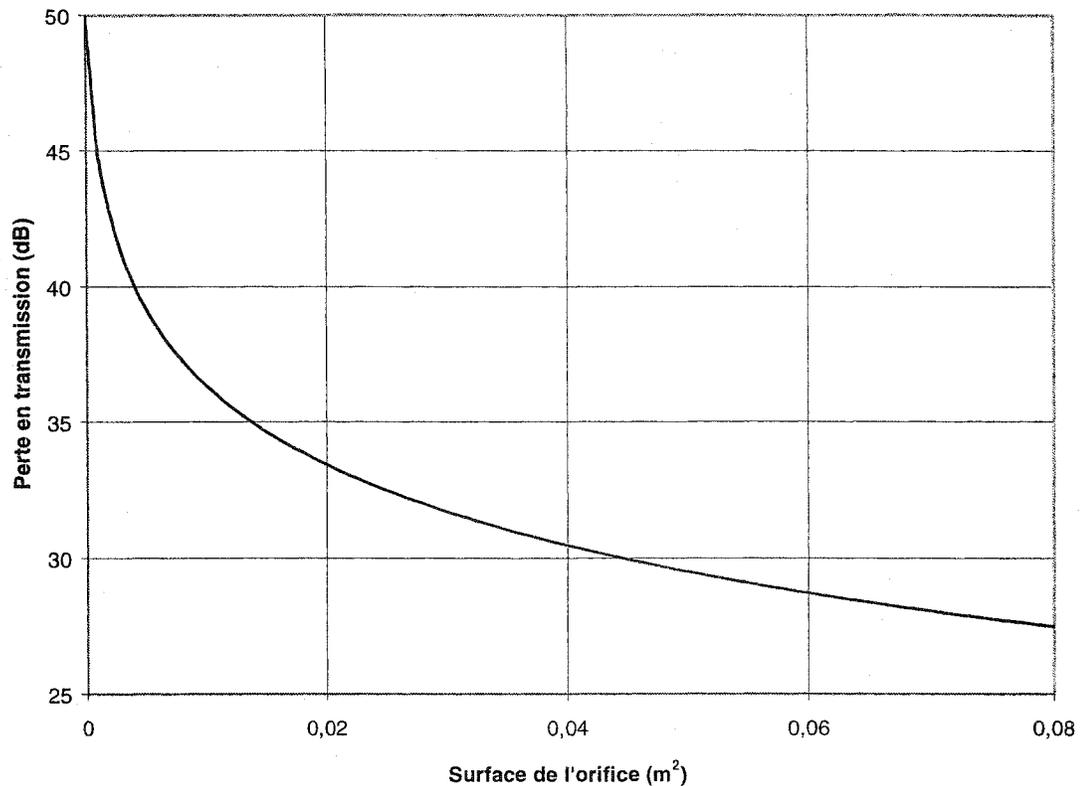


Figure 30 TL de la cloison de 45 m² en fonction de la surface d'une ouverture

Lorsque la surface de l'ouverture est nulle, le TL de la cloison est égal à 50 dB. Si l'ouverture a une surface de 0,01 m², comme c'est le cas dans l'auditorium, le TL chute à 36 dB. C'est pourquoi une isolation acoustique doit être particulièrement soignée pour obtenir des résultats entièrement satisfaisants.

- b. La cloison acoustique mobile n'occupe pas toute la surface qui sépare les salles 1160 et 1170. Vers le haut des gradins, c'est un mur fixe qui les sépare. C'est d'ailleurs dans ce mur qu'on range la cloison mobile lorsque l'on veut utiliser l'auditorium au complet. Une **porte mitoyenne aux deux salles** se trouve dans ce mur. Nous avons remarqué, lors de la prise de nos mesures, que cette porte mal calfeutrée rayonnait plus de son que le reste du mur, donc qu'elle isolait mal la salle 1160 de la salle 1170.

- c. Les **liaisons entre les panneaux** qui forment la cloison acoustique ne semblent pas non plus parfaitement étanches. On observe encore ici des fuites sonores qui contribuent à la mauvaise isolation entre les deux salles.

Nous ne croyons pas que la cloison acoustique est elle-même en cause dans la mauvaise isolation acoustique entre les salles 1160 et 1170, mais plutôt **la façon dont elle a été posée**. Les négligences observées au niveau des joints entre la cloison et le plancher et le mauvais calfeutrage de la porte entre les deux salles portent atteinte à la performance globale de la cloison.

4.3 Bruit de fond dans l'auditorium

Le bruit de fond a été mesuré par bande d'octave de fréquence dans la salle 1160. Les résultats sont présentés dans le tableau suivant.

Tableau XXII

Mesure du bruit de fond dans la salle 1160

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Bruit de fond (dB)	47,2	41,3	36,3	35,7	35,4	29,6

D'après les courbes *NCB* données dans l'annexe 4, le niveau de bruit de fond est approximativement 37 *NCB*. De 125 Hz à 500 Hz, le niveau de bruit de fond est très proche de la courbe 30 *NCB*. De 1 à 4 kHz, le niveau de bruit de fond se rapproche de la courbe 35 *NCB* et la dépasse légèrement à 2 kHz. Cette valeur de 37 *NCB* est légèrement supérieure à la limite pour un petit auditorium comme celui de l'ÉTS, fixée à 35 *NCB* (Beranek & István, 1992).

Deux facteurs sont vraisemblablement en cause ici : a) les **bruits produits par les installations électroniques** dans l'auditorium comme les micro-ordinateurs ou les rétroprojecteurs; b) le dispositif de **ventilation**.

4.4 Conclusions et recommandations

L'étude de l'isolation fournie par les cloisons acoustiques situées dans l'auditorium de l'ÉTS amène les conclusions suivantes :

- a. la performance des parois est très en-deçà de ce à quoi l'on s'attendait, puisque l'on trouve un *STC* de 26, loin de la fourchette 53-57 indiquée par le fabricant;
- b. cette déficience semble imputable à plusieurs défauts au niveau des cloisons (absence de joint en caoutchouc entre la cloison et le plancher, liaisons non étanches entre les panneaux de la cloison) et à la présence d'une porte mitoyenne très peu isolante entre les salles de classe;
- c. la baisse du *TL* entre 250 et 500 Hz est apparemment un effet de la résonance masse-air-masse, qui se produit à environ 370 Hz;
- d. le niveau de bruit de fond, qui s'élève à 37 *NCB*, est légèrement trop élevé pour un auditorium comme celui de l'ÉTS (valeur limite : 35 *NCB*).

Suite aux résultats présentés ci-dessus, nous recommandons d'améliorer la perte en transmission des cloisons acoustiques en corrigeant les défauts relevés, à savoir :

- a. **rajouter des joints en caoutchouc** entre les cloisons et le plancher partout où ils manquent;
- b. **calfeutrer efficacement les portes mitoyennes** entre les trois salles 1150, 1160 et 1170, c'est-à-dire diminuer au maximum les espaces d'air dans l'encadrement de la porte.
- c. **rendre les liaisons entre les panneaux de la cloison acoustique plus étanches**, en changeant tous les joints déficients;

Une fois ces corrections faites, une nouvelle série de mesures devra être effectuée pour contrôler l'amélioration de la perte en transmission de la cloison acoustique.

Parallèlement, une évaluation théorique du *STC* de l'assemblage de la cloison mobile devrait être réalisée pour comparaison. Cette étude permettrait de voir si la valeur 50 *STC* est effectivement atteignable pour une cloison acoustique de ce type.

En ce qui concerne le bruit de fond, nous recommandons d'agir avant tout sur la ventilation, en installant dans les gaines des dispositifs **silencieux**. En effet, la ventilation peut se déclencher de façon imprévisible, alors que les appareils électroniques peuvent être éteints, si besoin est. À la suite de l'installation de ces silencieux, une nouvelle série de mesures du niveau de bruit de fond devra être effectuée afin de contrôler la baisse de niveau *NCB* au sein de l'auditorium.

CHAPITRE 5

LIENS ENTRE LES DIFFÉRENTES PARTIES

Dans les chapitres 2 à 4, nous avons effectué trois études fondamentalement différentes :

- a. les **vibrations du plancher** de l'auditorium, dans le chapitre 2;
- b. la **qualité acoustique** de l'auditorium, dans le chapitre 3;
- c. l'**insonorisation des différents espaces** de l'auditorium, dans le chapitre 4.

La question qui se pose pour un concepteur est : est-ce que ces parties peuvent être traitées indépendamment? L'objet de ce cinquième chapitre est de mettre en évidence les liens éventuels qui pourraient exister entre ces trois sujets.

5.1 Liens entre les vibrations du plancher et la qualité acoustique (chapitres 2 et 3)

Dans l'auditorium de l'ÉTS, les vibrations du plancher sont directement liées à la **structure** de l'édifice, c'est-à-dire à la dalle de béton et à la charpente en acier, alors que la qualité acoustique est fonction du **revêtement**. S'il est vrai que le tapis de l'auditorium contribue à la masse de l'ensemble de la structure, on peut raisonnablement penser que cette contribution est trop faible pour avoir une incidence quelconque sur la valeur de la fréquence naturelle du plancher. **La qualité acoustique de l'auditorium et les vibrations du plancher sont donc deux questions indépendantes.**

D'une façon générale, qualité acoustique et vibrations de plancher sont indépendantes dès lors qu'on vient poser un revêtement léger sur la structure du plancher. Un tapis, un linoléum ou une moquette représente toujours l'élément majeur de l'absorption d'un plancher, car ils constituent la « face extérieure » du plancher, c'est-à-dire la surface sur laquelle le son est réfléchi. Ces finitions ne modifient en rien la structure, qui est

responsable du comportement vibratoire du plancher. Des revêtements un peu plus massifs, comme une couche de terrazzo, vont éventuellement avoir une incidence sur la fréquence naturelle du plancher à cause de l'accroissement de la masse.

Généralisons cette discussion en quittant le contexte de l'auditorium. Dans les constructions plus légères que l'édifice de l'ÉTS, comme les habitations, le **bois** est un matériau fréquemment utilisé dans la composition des planchers. Or, le bois se comporte différemment selon le rôle qu'on lui donne : simple revêtement ou élément structural. Les tables de référence présentent les coefficients d'absorption correspondant à chacun de ces deux cas. Ceux-ci sont reproduits dans le tableau suivant :

Tableau XXIII

Coefficients d'absorption de planchers en bois (Mehta et al., 1999)

Fréquence (Hz)	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Plancher de bois sur solives (%)	15	11	10	7	6	7
Parquet de bois sur béton (%)	4	4	7	7	6	7

Il est clair qu'un **plancher de bois** et un **plancher de béton avec finition en bois** n'ont pas les mêmes comportements vibratoires, puisque leurs propriétés, en terme de masse, de rigidité et d'amortissement sont très différentes. Du point de vue acoustique, on observe que leur comportement à haute fréquence (1 à 4 kHz) est parfaitement identique. En revanche, à basse fréquence (125 à 500 Hz), on observe que le plancher de bois absorbe mieux le son que le plancher de béton avec finition en bois. Cette variation est étudiée en détail dans la section 5.3.

Dans de tels cas, la vibration du plancher et la qualité acoustique du local, en partie liée à l'absorption fournie par le plancher, sont deux problématiques **liées**. Le concepteur

doit savoir que toute modification d'un paramètre de la structure du plancher va nécessairement avoir des retombées sur la qualité acoustique du local situé sur ce plancher. Insistons sur le fait que cela n'est vrai que pour les matériaux, comme le bois, qui peuvent endosser le rôle de structure ou de simple revêtement.

5.2 Liens entre les vibrations du plancher et l'insonorisation (chapitres 2 et 4)

Nous avons vu dans la section 4.2 que l'étude de l'isolation acoustique assurée par le plancher de l'auditorium ne s'imposait pas dans le présent travail. Pour un plancher en béton aussi massif, ayant une masse surfacique d'environ 600 kg/m^2 , la loi de masse (4.3) donne un TL supérieur à 55 dB à partir de 200 Hz. Cela équivaut à un STC de 65 environ. De plus, la fréquence critique du plancher se situe autour de 100 Hz. C'est une bonne valeur, car elle se situe à la frontière de la gamme de fréquences importantes en bâtiment (80 à 4 000 Hz). La chute du TL due au creux de coïncidence devrait donc se faire peu sentir. Ces résultats montrent bien que ce plancher constitue une barrière largement efficace aux sons venant de l'extérieur de l'auditorium. La discussion des liens entre les vibrations du plancher et l'insonorisation dans un cas comme l'auditorium de l'ÉTS n'est donc pas pertinente en tant que telle.

Cependant, les considérations théoriques peuvent s'appliquer dans le cas de planchers plus légers. À ce titre, les planchers d'habitations constituent encore une fois des sujets particulièrement intéressants. Lorsque le son qui frappe le plancher a une fréquence inférieure à la fréquence critique, la structure résonne à ses fréquences propres mais les modes ont une faible efficacité de rayonnement (cf. section 4.1.3). Au-dessus de la fréquence critique, tous les modes ont une grande efficacité de rayonnement, donc la perte en transmission est meilleure. Nous avons vu que la fréquence critique était inversement proportionnelle à l'épaisseur du matériau. Augmenter l'épaisseur a donc des conséquences bénéfiques pour les vibrations car f_0 augmente, mais a des effets discutables sur la perte par transmission du plancher : effet bénéfique de l'augmentation

de masse mais dégradation possible due à l'abaissement de la fréquence critique dans la zone sensible (80 à 4 000 Hz). Cette dégradation peut être partiellement compensée en augmentant l'amortissement (cf. figure 26).

Il faut également faire intervenir à ce point-ci de la discussion la **transmission des bruits d'impact**. Plus la surface d'un plancher est dure, plus les bruits d'impact (surtout les fréquences aiguës) sont efficacement propagés par rayonnement direct du plancher. Les bruits d'impact peuvent également se propager dans le reste de l'édifice lorsque le plancher est lié rigidement aux murs adjacents et à la structure porteuse. Ces bruits, qu'on appelle parfois aussi « sons solidiens », sont des vibrations transmises par un choc (chute d'un objet, par exemple) et propagées par le plancher au reste de la structure. Dans le cas de planchers légers (comme les planchers en bois...), les bruits d'impact comme la marche d'une personne à l'étage supérieur sont une source de gêne possible, et même assez fréquente. Cette problématique rentre à la fois dans le domaine de la vibration des planchers (masse, rigidité, amortissement) et dans celui de l'isolation acoustique. Dans ces cas-là, la meilleure solution pour réduire la transmission des bruits d'impact consiste à utiliser un **plancher flottant** ou un tapis (de préférence avec sous-couche résiliente) qui diminue le niveau crête de la force d'impact, donc amoindrit l'excitation de la structure du plancher.

Il faut bien distinguer les causes qui sont en jeu dans l'étude des vibrations de plancher, de l'isolation acoustique et de l'isolation des bruits d'impact. Ces causes, ainsi que les corrections possibles en cas de nuisance, sont résumées dans le tableau XXIV. Ce tableau permettra sans doute de délimiter plus clairement les questions relatives à chacun de ces trois champs d'étude.

Tableau XXIV

Nuisances et corrections possibles pour les vibrations de plancher et l'insonorisation

	Gamme de fréquences	Causes de la nuisance	Mesures de correction
Vibration de plancher	5 – 50 Hz	– Vibrations transitoires (marche...) – Activités rythmiques	– Augmentation de l'amortissement – Augmentation de la fréquence naturelle f_0 (masse, rigidité...)
Isolation acoustique	80 – 4 000 Hz	– TL trop faible – Creux de coïncidence	– Augmentation de la masse – Cloison à double paroi
Isolation aux bruits d'impact	> 100 Hz	Force de l'impact	Réduction de l'impact

La conclusion finale que nous pouvons tirer de ces deux premières sections est la suivante : **de façon générale, plus le plancher est massif, plus l'indépendance entre les domaines qui relèvent de la structure (vibrations) et de l'acoustique (qualité, isolation) est grande.** C'est le cas dans l'auditorium de l'ÉTS. Les constructions domiciliaires, ou tout autres constructions fréquemment munies de structures légères, requièrent en revanche un traitement commun de ces trois questions.

5.3 Liens entre la qualité acoustique et l'insonorisation (chapitres 3 et 4)

En premier lieu, il est clair qu'**une mauvaise insonorisation entre les trois salles de classe de l'auditorium a un impact négatif sur la qualité acoustique de chacune des salles.** En effet, une isolation acoustique mal réalisée entraîne directement une augmentation du niveau de bruit de fond dans l'auditorium, ce qui risque de rendre le message de l'orateur difficilement intelligible aux personnes assises dans les rangées les plus éloignées de la scène.

Nous avons vu également que la **composition des parois** qui délimitent l'auditorium implique une certaine **perte en transmission**, comme en témoignent les exemples donnés dans le tableau XIX, mais aussi des valeurs bien précises pour les **coefficients d'absorption** donnés dans des tables de référence, dont s'inspirent les tableaux VI, XII, XIV et XXIII. En effet, le comportement vibratoire d'une paroi dépend de sa composition (paroi composite, paroi simple, paroi double, etc.) et ce comportement vibratoire est à l'origine de la plupart de ses caractéristiques acoustiques, donc aussi bien de l'isolation que de l'absorption.

Dans cette discussion, il faut encore une fois distinguer l'aspect basse fréquence et l'aspect haute fréquence. À **basse fréquence**, une paroi qui transmet le son absorbe aussi le son; la **transmission et l'absorption sont deux phénomènes liés**. Ce fait est à l'origine de la différence entre les coefficients d'absorption des deux planchers à revêtement de bois présentés dans le tableau XXIII. Le plancher en bois est plus léger que le plancher en béton revêtu de bois, donc il laisse mieux passer les sons à basse fréquence, ce qui donne des coefficients d'absorption (toujours à basse fréquence) plus élevés.

À **haute fréquence**, il y a une **grande indépendance des deux fonctions**. L'absorption peut se faire par un matériau poreux qui renforce très peu la perte par transmission. Les deux fonctions utilisent donc généralement des matériaux différents.

Lorsque l'on fait face à une nouvelle conception, la **prédominance** de l'une des deux fonctions sur l'autre est quasi certaine. Dans une nouvelle salle de concert par exemple, on exigera un renforcement des basses fréquences pour donner une impression de « chaleur » au son (point discuté dans le chapitre 3). Cela implique d'emblée une faible absorption des basses fréquences par les parois de la salle et, par conséquent, une perte par transmission élevée de ces parois. Dans un immeuble d'habitations, on souhaite avant tout avoir une perte par transmission élevée entre les logements, donc cela se

traduira par une faible absorption à basse fréquence. On voit que l'approche n'est pas la même, même si les résultats le sont. Dans le premier cas, on veut un α faible, ce qui implique un TL élevé (à basse fréquence), à cause de la prédominance de la qualité acoustique sur l'isolation. Dans le second, l'approche se fait en sens inverse : on veut un TL élevé, ce qui implique un α faible, à cause de la prédominance de l'isolation sur la qualité acoustique.

L'acousticien doit donc choisir en fonction des objectifs à atteindre les matériaux qui formeront l'enceinte de la salle qu'on lui a confiée car de ce choix dépendront essentiellement : a) l'isolation acoustique de la salle par rapport au milieu extérieur; b) l'absorption acoustique dans la salle, donc la qualité acoustique de la salle en tant que telle.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Ce travail nous a permis de faire l'étude globale de l'auditorium de l'ÉTS sous quatre aspects :

- a. les vibrations du plancher de l'auditorium;
- b. la qualité de l'acoustique de l'auditorium;
- c. l'isolation acoustique fournie par les cloisons mobiles séparant les trois salles de classe situées dans l'auditorium;
- d. l'identification des liens existant entre les trois domaines précédents.

a. Vibrations du plancher de l'auditorium

La **fréquence naturelle** du plancher de l'auditorium, calculée à l'aide de simulations informatiques, est approximativement égale à **7,5 Hz**. Cependant, étant donnée la présence de nombreux autres modes de vibrations dans la structure de l'édifice, cette valeur n'a pu être confirmée au moyen d'essais effectués à même le plancher de l'auditorium.

Une fréquence naturelle à 7,5 Hz ne pose pas de problème quant à la marche des occupants dans le bâtiment. En revanche, si une activité rythmique a lieu dans l'auditorium (concert rock, par exemple), la structure n'est pas menacée mais de **fortes accélérations verticales** peuvent se produire, jusqu'à hauteur de **35 % de g**. Le CNB recommande que le seuil de 7 % de g ne soit pas franchi. Il y a donc un risque que les occupants du bâtiment soient gênés par ces vibrations, et que des activités sensibles soient perturbées par ces fortes accélérations. Nous avons cependant démontré que ce résultat est très sensible à de faibles variations de f_0 et de β . Les imprécisions qui existent sur ces valeurs peuvent mettre en doute la grandeur de l'accélération maximale obtenue.

Recommandations. Nous ne suggérons pas d'effectuer un renforcement du plancher, car cette mesure nous apparaît quelque peu inutile. Il est ici question du **confort** des occupants, donc nous pensons qu'en faisant preuve d'organisation et en planifiant d'avance l'utilisation de l'auditorium à des fins culturelles, surtout pour des concerts de musique rythmée, les autres occupants de l'ÉTS éviteront de prévoir des activités sensibles aux mêmes moments, comme des expériences ou des manipulations délicates. Enfin, nous ne pensons pas que l'auditorium soit adapté à toutes sortes de manifestations musicales. Des formations du style orchestre de jazz, stage band ou ensemble de musique de chambre y trouveraient un environnement tout à fait adapté. En revanche, pour des concerts fortement rythmés comme le rock'n'roll et tous ses dérivés, nous recommanderions davantage l'utilisation d'une salle comme celle du gymnase, après lui avoir fait subir un traitement acoustique adéquat.

b. Qualité acoustique de l'auditorium

L'auditorium de l'ÉTS est en forme d'éventail. Le premier inconvénient se présente lorsque les cloisons acoustiques sont ouvertes : la scène est alors tellement avancée que les **positions assises aux extrémités latérales offrent une mauvaise écoute et une mauvaise visibilité.**

Les essais effectués dans l'auditorium ont permis de connaître la valeur de ses temps de réverbération par bande d'octave de fréquence. Il en ressort les faits suivants : **lorsque l'auditorium est vide, le son est trop réverbéré** (temps de réverbération à 500 Hz égal à 1,5 s pour une valeur idéale de 0,7 s) et manque de « chaleur » (*Bass ratio* égal à 0,9). **Lorsque toutes les places sont occupées, la qualité acoustique est meilleure** ($TR_{500} = 0,65$ s et $BR = 1$), essentiellement à cause de l'absorption fournie par le public.

Recommandations. Pour améliorer la **qualité acoustique** de l'auditorium, nous recommandons de rembourrer légèrement les sièges dans les gradins. Cette mesure

permettra de garder des TR relativement constamment autour de 0,7 s, que la salle soit vide ou pleine. Pour réduire les inconvénients des positions assises aux extrémités latérales des gradins, nous recommandons d'exploiter l'espace qui se situe derrière le mur de scène actuel de l'auditorium (cf. figure 24). Cette mesure permettrait également de jouir d'un espace scénique un peu moins étroit. Enfin, nous recommandons de transformer le plafond de l'auditorium en un système mobile (cf. figure 25). On pourrait ainsi faire varier les TR de l'auditorium entre les valeurs idéales pour un cours ou une conférence ($TR_{500} = 0,7$ s) et les valeurs idéales pour un évènement musical ($TR_{500} = 1,3$ s). On aurait fait alors de l'auditorium un espace réellement polyvalent, pouvant accueillir des cours, des conférences ou des activités culturelles.

c. Isolation des cloisons acoustiques dans l'auditorium

L'étude des **cloisons acoustiques mobiles** qui séparent les trois salles de classe dans l'auditorium a montré que celles-ci **n'isolaient pas adéquatement** d'une salle à l'autre. La valeur STC attendue devait en effet se situer entre 53 et 57, et nous avons mesuré sur place un STC de 26. Cette carence est due à trois facteurs : a) l'absence de joints de caoutchouc entre la cloison et le plancher; b) la présence de portes mitoyennes fort peu isolantes entre les salles de classe; c) les fuites sonores entre les panneaux des cloisons.

Le niveau de bruit de fond dans l'auditorium s'élève à 37 NCB , valeur légèrement supérieure à la limite fixée à 35 NCB pour les petits auditoriums comme celui de l'ÉTS. Cet excès est dû au système de ventilation d'une part et aux installations électroniques dans l'auditorium d'autre part.

Recommandations. Nous recommandons d'améliorer la performance des cloisons acoustiques en ajoutant les joints de caoutchouc là où ils manquent, en rendant les liaisons entre les panneaux des cloisons parfaitement étanches et en calfeutrant efficacement les portes mitoyennes entre les salles de classe. Une fois ces modifications

effectuées, il faudra contrôler l'impact que celles-ci ont sur la perte en transmission des cloisons en procédant à une nouvelle série de mesures. Parallèlement, une étude théorique devrait être menée pour voir si la composition des cloisons permet d'obtenir effectivement un *STC* compris entre 53 et 57 (valeurs indiquées par le fabricant sur la documentation du produit).

Enfin, pour obtenir un niveau de bruit de fond inférieur à 35 *NCB*, nous recommandons de poser des dispositifs de silencieux dans les gaines de ventilation. Une fois ces dispositifs installés, le niveau de bruit de fond devra être à nouveau mesuré pour s'assurer de l'efficacité de cette mesure. Lorsqu'un niveau de bruit de fond particulièrement bas est requis, lors d'un événement musical par exemple, il faut songer à mettre hors-tension les appareils électroniques dont on n'a pas usage, comme les micro-ordinateurs ou les rétroprojecteurs.

d. Liens existant entre les trois domaines étudiés

Cette étude a permis de constater que dans le cas de l'auditorium de l'ÉTS, les **vibrations de plancher** sont indépendantes de la **qualité acoustique** et de l'**isolation acoustique**. Cela est dû au fait que le plancher de l'auditorium est très massif. En revanche, dans le cas de structures plus légères, en particulier les structures de bois, une modification apportée au plancher peut avoir un impact sur l'isolation acoustique et la qualité acoustique. Les trois questions doivent alors faire l'objet d'un traitement commun.

La **transmission des bruits d'impact** ne demande pas la même approche que la transmission du son, car il s'agit de deux types de sollicitation bien distincts pour un plancher. La performance d'un plancher contre la transmission des bruits d'impact s'améliore en réduisant la force d'impact sur le plancher. Pour cela, on utilise un tapis ou un plancher flottant (de préférence avec sous-couche résiliente).

Entre la **qualité acoustique** d'une salle et l'**isolation acoustique**, plusieurs liens existent. L'isolation acoustique a une incidence sur le **niveau de bruit de fond** dans la salle. Si ce dernier est trop élevé, la qualité acoustique de la salle est moins bonne à cause des bruits venant de l'extérieur qui perturbent l'attention des auditeurs. De plus, à **basse fréquence**, la composition d'une paroi (matériaux, épaisseur...) détermine sa perte en transmission (directement reliée à l'isolation) ainsi que son absorption (directement reliée à la qualité acoustique de la salle). Si la paroi transmet bien le son, alors elle absorbe bien le son également. À haute fréquence, en revanche, les deux fonctions sont découplées.

ANNEXE 1

Extraits du commentaire A du CNB 1995

Rapports flèche maximale/portée prescrits dans le CNB

(reproduction du **tableau A-1** du CNB)

	Bois	Béton	Acier	CNB 1995 Partie 9
Élément de toit ou de plancher supportant un plafond ou un enduit, des cloisons, etc.	–	1/480 ou 1/240	1/360	1/360
Éléments de plancher ne supportant pas de plafonds en enduit, cloisons, etc.	1/360 ou 1/180	1/360	1/300	1/240 ou 1/360
Éléments de toit ne supportant pas de plafonds en enduit, etc.	1/360 ou 1/180	1/180	1/180 ou 1/240	1/180 ou 1/240
Éléments de mur	1/180	–	–	–

Surcharge évaluée correspondant à des activités rythmiques

(reproduction partielle du **tableau A-2** du CNB)

Activité	Fréquence d'excitation f (Hz)	Poids des participants w_p (kPa)	Facteur de charge dynamique α
Danse	1,5 à 3	0,6 (2 m ² / couple)	0,5
Concerts et évènements sportifs animés	1,5 à 3	1,5 (0,5 m ² / personne)	0,25

Limites d'accélération recommandées pour les vibrations causées par des activités rythmiques

(reproduction du **tableau A-3** du CNB)

Activités sensibles aux vibrations	Accélération limite (% de g)
Bureaux, habitations	0,4 à 0,7
Repas, haltérophilie	1,5 à 2,5
Activités rythmiques seulement	4 à 7

Application de critères structuraux pour limiter les vibrations gênantes

(reproduction du **tableau A-4** du CNB)

Activité et construction	Fréquence d'excitation f (Hz)	Poids effectif des participants w_p (kPa)	Poids total w_t (kPa)	Fréquence naturelle minimale de la structure f_0 (Hz)
Dîner dansant ($a_0/g = 0,02$)				
Béton massif 5 kPa	3	0,6	5,6	6,4
Solives d'acier 2,5 kPa	3	0,6	3,1	8,1
Bois 0,7 kPa	3	0,6	1,3	12,0
Concerts et événements sportifs animés ($a_0/g = 0,05$)				
Béton massif 5 kPa	3	1,5	6,5	4,8
Solives d'acier 2,5 kPa	3	1,5	4,0	5,7
Bois 0,7 kPa	3	1,5	2,2	7,2
Exercices de sautillerment seulement ($a_0/g = 0,06$)				
Béton massif 5 kPa	8,25	0,2	5,2	8,8
Solives d'acier 2,5 kPa	8,25	0,2	2,7	9,2
Bois 0,7 kPa	5,5	0,2	0,9	12,8
Exercices de sautillerment et haltérophilie ($a_0/g = 0,02$)				
Béton massif 5 kPa	8,25	0,12	5,12	9,2
Solives d'acier 2,5 kPa	5,5	0,12	2,62	10,6
Bois 0,7 kPa	5,5	0,12	0,82	17,2

Calcul de la fréquence fondamentale (ou naturelle) f_0 d'une poutre maîtresse reposant sur des poteaux

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\Delta}} \text{ (en Hz)} \quad \text{(Équation 2 du CNB)}$$

où

$$\Delta = 0,77(\Delta_B + \Delta_G) + \Delta_S \quad \text{(Équation 3 du CNB)}$$

où :

- a. Δ_B est la flexion élastique de la poutre, due au fléchissement et au cisaillement;
- b. Δ_G la flexion élastique de la poutre maîtresse due au fléchissement et au cisaillement;
- c. Δ_S le raccourcissement élastique du poteau dû à la déformation axiale.

ANNEXE 2

Vérification du calcul des modes de déformation sur le logiciel SAFI

Afin de vérifier la validité des résultats donné par le logiciel SAFI, nous avons procédé à l'analyse d'un élément de dalle encadré par quatre poutres (cf. figure 31). Ce modèle est assez semblable au *modèle B* utilisé pour l'analyse de l'auditorium, (cf. figure 14).

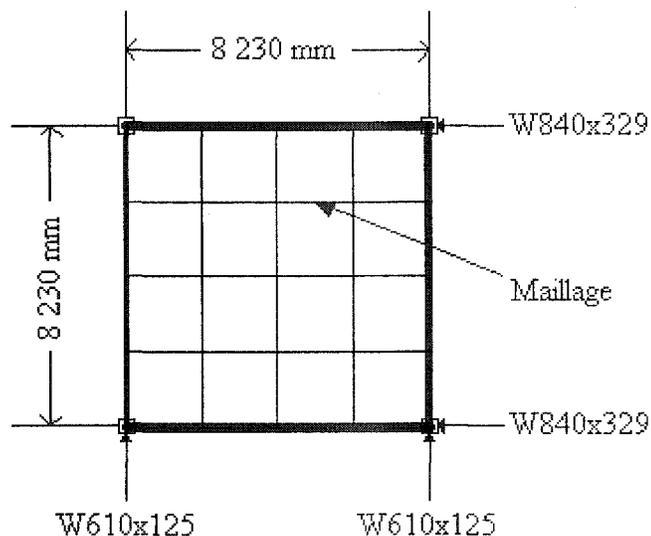


Figure 31 Modèle théorique d'un élément de dalle

Cette dalle carrée est encadrée à ses quatre extrémités, et chacune des plaques qui la constituent est en béton armé 20 MPa, d'une épaisseur de 150 mm. Le logiciel SAFI donne une fréquence naturelle de **5,85 Hz**.

Nous pouvons calculer pour ce cas simple la valeur théorique de la fréquence naturelle à l'aide de l'équation suivante (Goulet & Boutin, 1998) :

$$\omega_0^2 = k \frac{E \cdot h^3}{m_s \cdot l^4} = (2\pi \cdot f_0)^2$$

où ω_0 est la pulsation naturelle en rad/s, E le module d'élasticité du matériau en N/m^2 , h l'épaisseur en m, m_s la masse surfacique en kg/m^2 et l la longueur d'une arête de la plaque en m.

Dans le cas présent, on a :

$$E = 4500\sqrt{f_c'}$$

où f_c' est la résistance en compression du béton, égale ici à 20 MPa, ce qui donne :

$$E = 20\,125 \times 10^6 \text{ N/m}^2.$$

On sait aussi que m_s est le produit de la masse volumique du béton multipliée par l'épaisseur h de la dalle, donc $m_s = 345 \text{ kg/m}^2$. De plus : $h = 0,150 \text{ m}$ et $l = 8,230 \text{ m}$.

k est un facteur sans unité défini à partir des conditions de support et du rapport longueur/largeur de la plaque. Dans le cas d'une plaque carrée encadrée à ses extrémités, le tableau 3 p. 303 de l'ouvrage précédemment cité donne une valeur de k égale à 33,2.

Après calcul, on obtient : $\omega_0 = 37,74 \text{ rad/s}$, soit, en divisant par 2π , $f_0 = \mathbf{6,01 \text{ Hz}}$.

Entre le résultat théorique et la solution proposée par l'ordinateur il y a un écart relatif de 2,5 %. Cela s'explique relativement bien en invoquant la rigidité des poutres de rive et le maillage relativement grossier de la dalle. On note d'ailleurs que plus le maillage est fin (5×5, 6×6, etc.), plus la valeur de la fréquence naturelle donnée par l'ordinateur s'approche de 6 Hz.

Quoi qu'il en soit, nous pouvons conclure de cette brève étude que les résultats donnés par le logiciel SAFI sont fiables.

ANNEXE 3

Calcul du volume et des surfaces dans l'auditorium

Calcul du volume de l'auditorium

La vue en coupe de l'auditorium présente une aire trapézoïdale, dont les dimensions sont données à la figure 32.

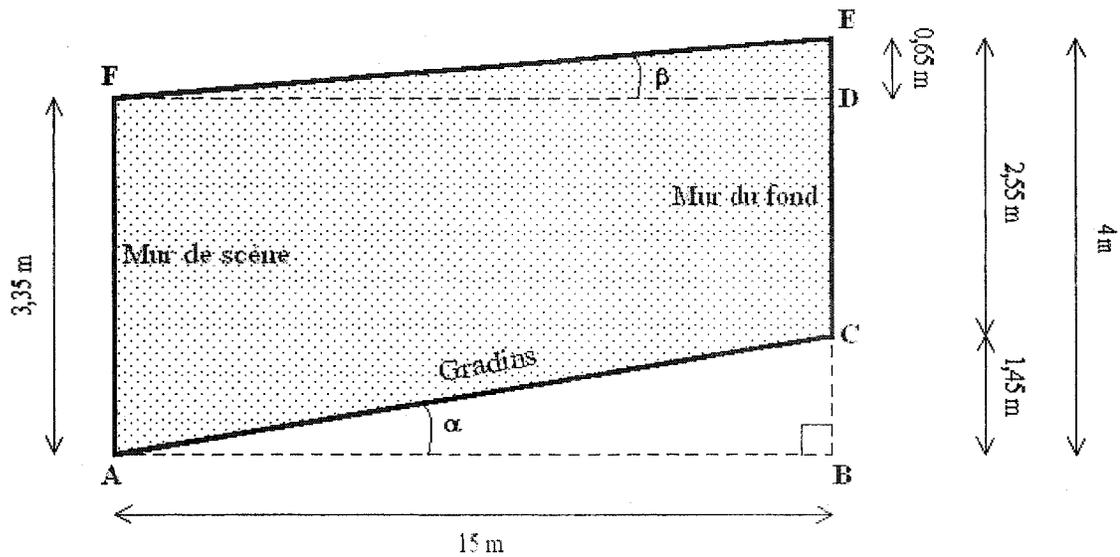


Figure 32 Vue en coupe de l'auditorium

La surface de plancher occupée par l'auditorium, est comprise entre les disques de rayons r_1 et r_2 , sur un secteur angulaire de 100° (cf. figure 33).

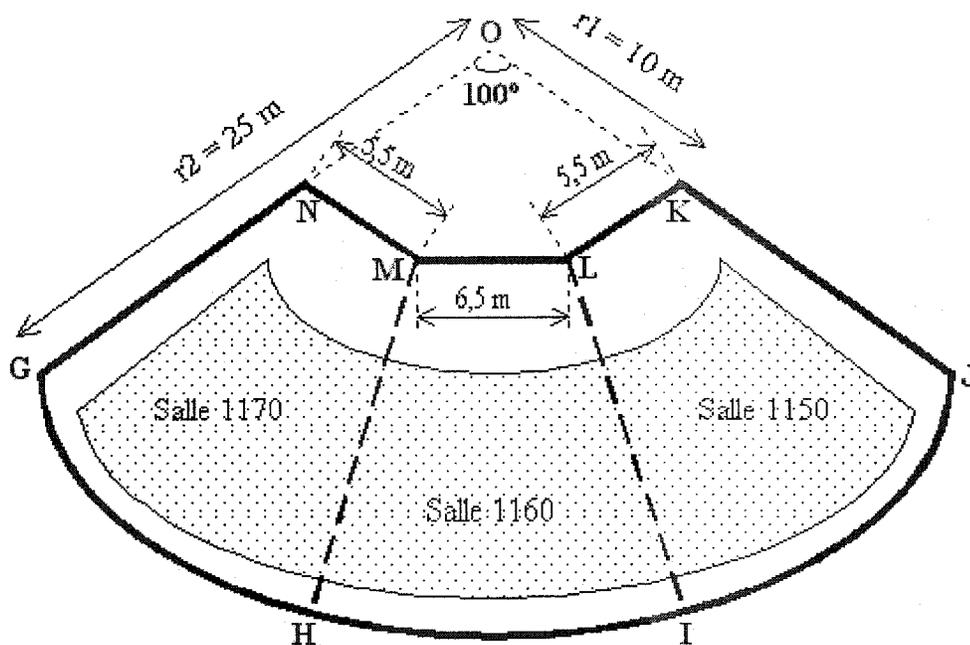


Figure 33 Vue de dessus de l'auditorium

Le volume V de l'auditorium est alors :

$$V = V_1 + V_2 - V_3$$

où V_1 est le volume formé par le rectangle ABDF, V_2 le volume formé par le triangle DEF et V_3 le volume formé par le triangle ABC.

Le volume formé par le rectangle est donné par l'équation suivante :

$$V_{\text{rectangle}} = \frac{100}{360} \pi (r_2^2 - r_1^2) h$$

où h est la hauteur du rectangle, égale à 3,35 m (cf. figure 32). Donc :

$$V_1 = \frac{100}{360} \pi ((25 \text{ m})^2 - (10 \text{ m})^2) 3,35 \text{ m} \cong 1\,535 \text{ m}^3$$

Les volumes formés par les triangles sont donnés par l'équation suivante :

$$V_{\text{triangle}} = \frac{100 \pi}{360 \cdot 3} (2r_2^2 - r_1 r_2 - r_1^2) h$$

où h est la hauteur du triangle. Ainsi :

$$V_2 = \frac{100 \pi}{360 \cdot 3} (2(25 \text{ m})^2 - 25 \text{ m} \times 10 \text{ m} - (10 \text{ m})^2) 0,65 \text{ m} \cong 170 \text{ m}^3$$

$$V_3 = \frac{100 \pi}{360 \cdot 3} (2(25 \text{ m})^2 - 25 \text{ m} \times 10 \text{ m} - (10 \text{ m})^2) 1,45 \text{ m} \cong 380 \text{ m}^3$$

Finalement, le volume total de l'auditorium est :

$$V \cong 1 \, 535 \text{ m}^3 + 170 \text{ m}^3 - 380 \text{ m}^3$$

$$V \cong 1 \, 325 \text{ m}^3$$

On note par ailleurs que :

$$V = V_{1150} + V_{1160} + V_{1170}$$

où V_{1150} , V_{1160} et V_{1170} sont les volumes respectifs des salles 1150, 1160 et 1170. Compte tenu du fait que les salles 1150 et 1170 sont légèrement plus petites que la salle 1160, nous prendrons :

$$V_{1150} = V_{1170} \cong 435 \text{ m}^3$$

$$V_{1160} \cong 455 \text{ m}^3$$

Calcul des surfaces à l'intérieur de l'auditorium

- a. Surface S_I des **murs latéraux** et des **cloisons acoustiques** (lignes GN, HM, IL et JK sur la figure 33). Leur surface étant égale à celle de l'aire trapézoïdale représentée figure 32, on a :

$$S_I = \frac{3,35 \text{ m} + 2,55 \text{ m}}{2} \times 15 \text{ m} = 44,25 \text{ m}^2$$

$$S_I \cong 45 \text{ m}^2$$

- b. Surfaces des **trois murs derrière la scène** (lignes KL, LM et MN). On a :

$$S_{KL} = S_{MN} = S_2 = 3,35 \text{ m} \times 5,5 \text{ m} = 18,4 \text{ m}^2$$

$$S_{LM} = S_3 = 3,35 \text{ m} \times 6,5 \text{ m} = 21,8 \text{ m}^2$$

$$S_2 \cong 18,5 \text{ m}^2 \text{ et } S_3 \cong 22 \text{ m}^2$$

- c. Surface S_4 du **mur du fond** (arc de cercle GJ).

$$S_4 = \frac{100}{360} 2\pi \cdot 25 \text{ m} \times 2,55 \text{ m} = 111,3 \text{ m}^2$$

$$S_4 \cong 110 \text{ m}^2$$

- d. Surfaces du **plancher** et du **plafond**, respectivement S_5 et S_6 . La surface qu'occupe l'auditorium est :

$$S_{\text{auditorium}} = \frac{100}{360} \pi (r_2^2 - r_1^2) = \frac{100}{360} \pi ((25 \text{ m})^2 - (10 \text{ m})^2) = 458 \text{ m}^2$$

Si l'on se réfère à la figure 32, on voit que :

$$\cos \alpha = \frac{AB}{AC} = \frac{S_{\text{auditorium}}}{S_5} \text{ et } \cos \beta = \frac{DF}{EF} = \frac{S_{\text{auditorium}}}{S_6}$$

donc:

$$S_5 = 460,3 \text{ m}^2 \text{ et } S_6 = 459,6 \text{ m}^2$$

Du fait de la présence des gradins au plancher et de renforcements dans le plafond pour les lumières, nous prendrons les valeurs suivantes :

$$S_5 = 470 \text{ m}^2 \text{ et } S_6 = 465 \text{ m}^2$$

- e. Surface occupée par les **gradins** dans l'auditorium, notée S_g . Comme la surface occupée par les gradins dans l'auditorium représente approximativement **60 % de la surface totale du plancher**, on a :

$$S_g \cong 0,60 \times S_5 \cong 280 \text{ m}^2$$

Somme S des surfaces des parois dans l'**auditorium au complet** :

$$S \cong 2S_1 + 2S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6$$

$$S \cong 1\,194 \text{ m}^2$$

Somme S_{1160} des surfaces des parois dans la salle 1160, cloisons acoustiques fermées :

$$S_{1160} \cong 2S_1 + S_3 + \frac{1}{3}(S_4 + S_5 + S_6)$$

$$S_{1160} \cong 460 \text{ m}^2$$

Somme S_{1170} des surfaces des parois dans la salle 1170, cloisons acoustiques fermées :

$$S_{1170} \cong 2S_1 + S_2 + \frac{1}{3}(S_4 + S_5 + S_6)$$

$$S_{1170} \cong 457 \text{ m}^2$$

ANNEXE 4

Calculs du *STC* d'une cloison et du niveau *NCB* dans un local

Calcul du *STC* d'une cloison (Beranek & István, 1992)

Pour déterminer le *STC* d'une cloison, il faut d'abord avoir tracé la **courbe de la perte en transmission** de la cloison par bande de tiers d'octave ou bande d'octave de fréquence.

On trace également la **courbe normalisée** définie de la façon suivante :

- a. augmentation de 18 dB entre 100 et 400 Hz;
- b. augmentation de 5 dB entre 400 et 1 250 Hz;
- c. courbe horizontale à partir de 1 250 Hz.

Ensuite, on **ajuste la courbe normalisée** sur la courbe de la perte en transmission en tenant compte des deux critères suivants : a) la moyenne des écarts défavorables ne doit pas dépasser 2 dB; b) l'écart défavorable maximum à une fréquence quelconque doit être inférieure à 8 dB en bande de tiers d'octave ou 5 dB en bande d'octave.

Une fois cet ajustement effectué, on peut lire la valeur *STC*, qui correspond à **l'ordonnée du point de la courbe normalisée à 500 Hz** (cf. figure 34).

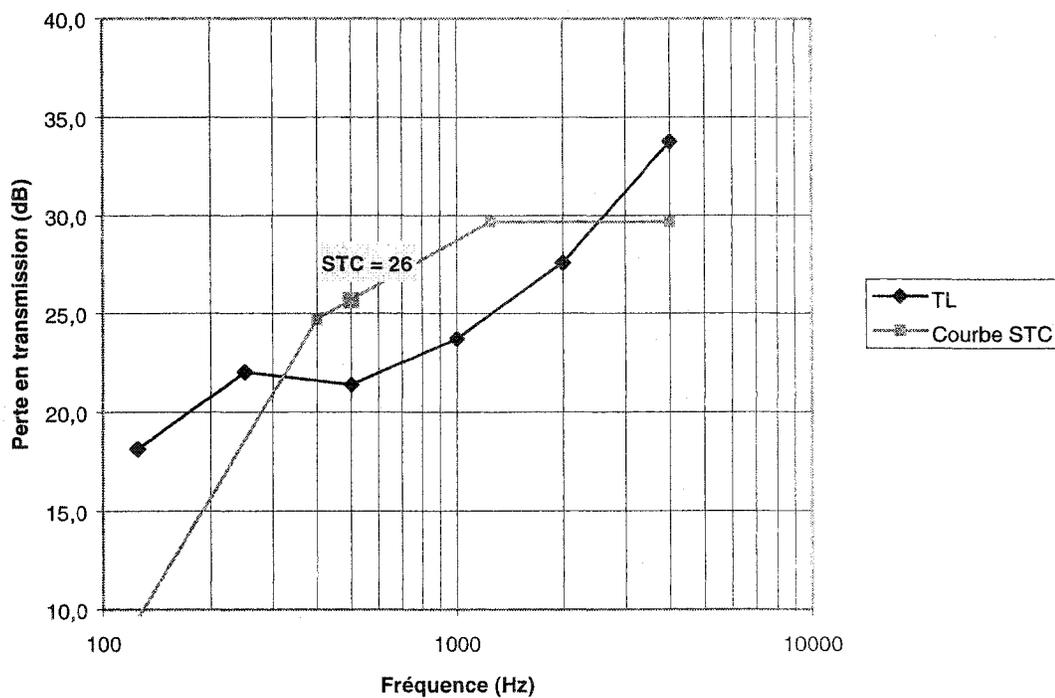


Figure 34 Superposition de la courbe du TL et de la courbe normalisée STC

Calcul du niveau NCB dans un local (Beranek & István, 1992)

Le niveau NCB est aussi défini à partir de courbes de référence, appelées **courbes NCB** (cf. figure 35). Pour le connaître, il suffit de tracer sur le même graphe le niveau de bruit de fond régnant dans le local. La courbe NCB la plus élevée coupée par la courbe du niveau de bruit de fond correspond au niveau NCB .

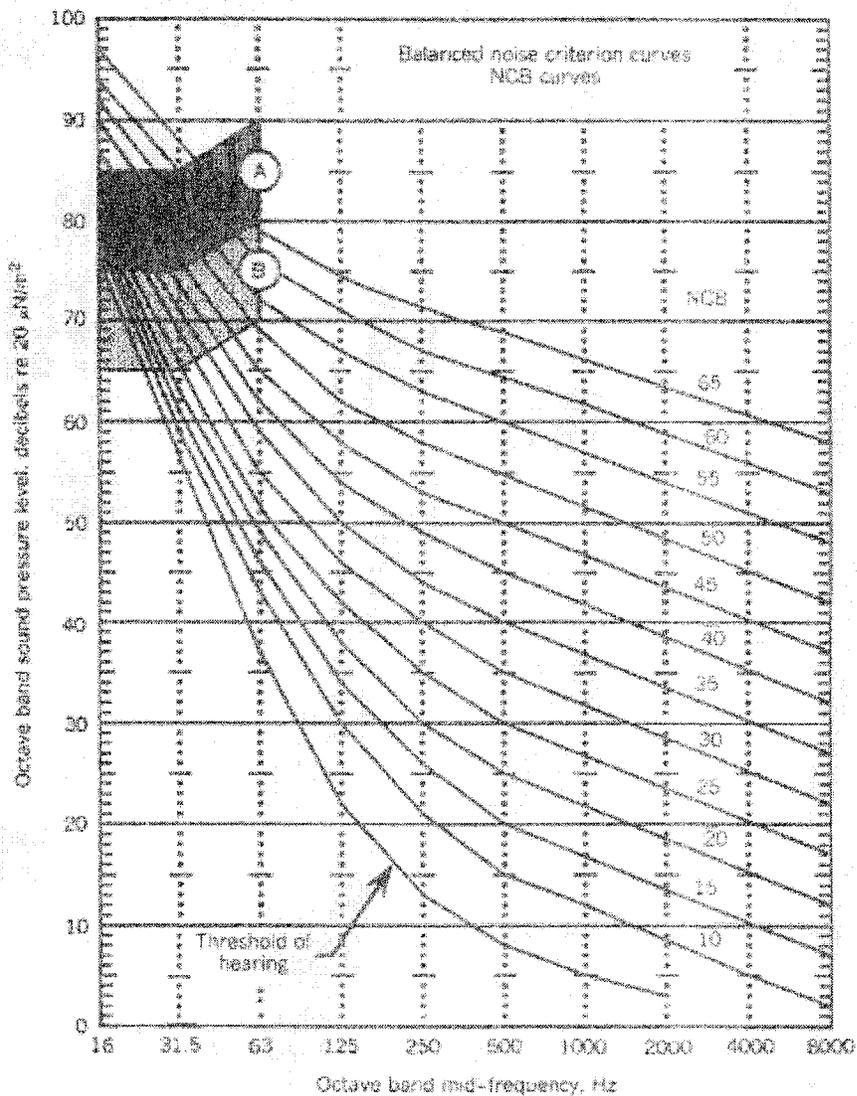


Figure 35 Courbes NCB (Beranek & István, 1992)

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Allen, D. E., & Rainer, J. H. (1976). Vibrations des planchers. *Digeste de la construction au Canada* (CBD-173F).
- Bachmann, H., & Rainer, J. H. (1995). *Vibrations problems in structures*. Basel : Birkhauser.
- Beranek, L. L. (1996). *Concert and opera halls : how they sound*. Woodbury, NY : Acoustical Society of America.
- Beranek, L. L., & István, L. V. (1992). *Noise and vibration control engineering*. New York : John Wiley & Sons, Inc.
- Bertrand, C. (2000). *Des lieux pour la musique ou quand l'architecture sonne*. Travail optionnel de fin d'études, Institut Supérieur d'Architecture Intercommunal Institut Victor Horta, Bruxelles.
- Bradley, J. S. (1985). *Acoustique des locaux*. Regard 85 sur la science du bâtiment : Lutte contre le bruit dans les bâtiments, Montréal.
- Chaallal, O., Malenfant, P., Crépeau, L., & Amar, G. (1998). *Étude de faisabilité structurale de l'agrandissement de l'édifice de l'ÉTS sis 1100 Notre-Dame Ouest* (ÉTS.DRSR.98.01). Montréal : École de technologie supérieure.
- Farina, A. (2001). Acoustic quality of theaters : correlations between experimental measures and subjective evaluations. *Applied Acoustics*, 62, 889-916.
- Fricke, F. R. (2000). Visual assessments of the surface diffusion properties of concert halls. *Applied Acoustics*, 60, 253-261.
- Goulet, J., & Boutin, J.-P. (1998). *Résistance des matériaux - Aide mémoire de l'ingénieur* (huitième édition). Paris : Dunod.
- Goydke, H. (1997). New international standards for building and rooms acoustics. *Applied Acoustics*, 52 (3/4), 185-196.
- Hanagan, L. M., & Murray, T. M. (1997). Active control approach for reducing floor vibrations. *Journal of Structural Engineering*, 123 (11), 1497-1505.
- Hassis, H. (2000). Proposition of a new approach for the substructure method. *Journal of Sound and Vibration*, 232 (4), 659-668.

- INRC (1998). *Commentaire A du Code National du bâtiment du Canada*. Ottawa : Conseil national de recherches du Canada.
- Kelsall, T. (2000). Canadian standards association activity in acoustics, 2000 update. *Canadian acoustics*, 28 (4), 29-31.
- Kevorkian, S., & Pascal, M. (2001). An accurate method for free vibration analysis of structures with application to plates. *Journal of Sound and Vibration*, 246 (5), 795-514.
- Lesueur, C. (1988). *Rayonnement acoustique des structures*. Paris : Eyrolles.
- Mehta, M., Johnson, J., & Rocafort, J. (1999). *Architectural acoustics*. Upper Saddle River : Prentice-Hall.
- Quirt, J. D. (1985). *Transmission du son à travers les éléments du bâtiment*. Regard 85 sur la science du bâtiment : Lutte contre le bruit dans les bâtiments, Montréal.
- Stafford, B. F., & Quirouette, R. L. (1985). *Préface au programme "Regard 85 sur la science du bâtiment"*. Regard 85 sur la science du bâtiment : Lutte contre le bruit dans les bâtiments, Montréal.
- Stephenson, U. (1990). Comparison of the Mirror Image Source Method and the Sound Particle Simulation Method. *Applied Acoustics* (29), 35-72.
- Young Benidickson, V. (1993). Comment éviter la vibration excessive des planchers. *L'art de construire* (publication du Conseil national de recherches du Canada).
- Zienkiewicz, O. C. (1967). *The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics*. Londres : McGraw-Hill.