

# 10ème Congrès Français d'Acoustique

Lyon, 12-16 Avril 2010

## Modélisation des Champs Sonores en Acoustique Architecturale par un Processus de Diffusion

Judicaël Picaut<sup>1</sup>, Alexis Billon<sup>2</sup>, Vincent Valeau<sup>3</sup>, Nicolas Fortin<sup>1,4</sup>, Anas Sakout<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire Central des Ponts et Chaussées, BP 4129, F-44341 Bouguenais Cedex, {Judicael.Picaut,Nicolas.Fortin}@lcpcc.fr

<sup>2</sup> Université de Liège, B28, B-4000 Sart-Tilman, Liege 1, abillon@ulg.ac.be

<sup>3</sup> Université de Poitiers, 40 avenue du recteur Pineau, F-86022 Poitiers Cedex, vincent.valeau@lea.univ-poitiers.fr

<sup>4</sup> Université de La Rochelle, Avenue Michel Crépeau, F-17042 La Rochelle Cedex 01, anas.sakout@univ-lr.fr

La modélisation des champs sonores en acoustique architecturale est d'autant plus complexe que la géométrie d'étude est elle-même complexe. En particulier, le domaine de propagation peut présenter de nombreux volumes couplés de tailles très différentes, connectés par de faibles surfaces de couplage. Dans ces conditions, les formulations analytiques classiques, basées par exemple sur la théorie de la réverbération, ou les méthodes numériques, basées par exemple sur des méthodes de tracé de rayons ou de faisceaux sonores, sont difficilement applicables, voire impossibles. Ces dernières années, une solution alternative, fondée sur l'utilisation d'une équation de diffusion pour la densité d'énergie sonore, a été développée et validée. Dans ce présent travail, nous présentons les développements permettant ainsi de modéliser les champs sonores en acoustique des salles, en prenant en compte les différents phénomènes propagatifs mis en jeu, tel que l'atténuation atmosphérique, l'absorption par les parois, la transmission acoustique à travers les cloisons et la réflexion mixte au niveau des surfaces. Dans un second temps, nous présentons la méthode retenue pour la résolution numérique des équations de diffusion mises en jeu. A cet effet, une interface logicielle a été spécialement développée, permettant de manipuler de manière fonctionnelle les données géométriques et acoustiques du problème, avant l'exécution d'un logiciel de calcul multi-physique, en s'affranchissant ainsi du formalisme spécifique associé au modèle de diffusion. Cette interface permet ensuite le post-traitement de l'ensemble des résultats, notamment afin de déterminer et de représenter différents paramètres classiques d'acoustique des salles (niveaux sonores, temps de réverbération...).

## 1 Introduction

La modélisation des champs sonores en acoustique architecturale est à l'origine d'un grand nombre de travaux [1]. De nombreuses méthodes, principalement numériques, comme celle basée sur le concept de rayons sonores, ont ainsi été proposées pour de nombreuses applications en acoustique des salles (salles de spectacle, locaux industriels). Toutefois, lorsque la géométrie des salles en question devient particulièrement complexe (présence de nombreux couplages entre salles, de transmission acoustique, de locaux de tailles différentes...), les temps de calcul pour ces méthodes augmentent considérablement, jusqu'à des limites difficilement acceptables pour des problématiques de bureaux d'étude.

Plus récemment, une méthode alternative a été proposée pour modéliser les champs sonores réverbérés dans des domaines de propagation « complexes » grâce à une approche basée sur l'utilisation d'une équation de diffusion [2–11]. Plus précisément, cette méthode est basée sur l'analogie entre des particules se déplaçant dans un milieu diffusant (comme la lumière dans le brouillard) et des particules sonores se propageant dans un domaine générant des réflexions diffuses. Dans certaines conditions, le processus de transport de particules peut être approché par un processus de diffusion [12], et il devient

alors possible de modéliser le champ sonore dans des domaines complexes par l'intermédiaire d'équations de diffusion, aussi bien en régime stationnaire qu'en régime variable [2]. L'avantage de cette méthode réside dans des temps de calcul plus courts par rapport aux méthodes classiques, mais au détriment toutefois de la précision des résultats dans la partie précoce de la décroissance du champ sonore. Ce modèle, dit de diffusion, a été appliqué avec succès dans de nombreuses situations en acoustique des salles, tels que dans des salles allongées, des locaux industriels, et des salles couplées [2–11].

Les équations de diffusion étant toutefois complexes à résoudre analytiquement pour des cas réels (salles de géométrie et de conditions limites complexes), il est nécessaire de procéder à une résolution numérique de ces équations. Le modèle reposant principalement sur des équations du même type que celles rencontrées pour des problèmes de conduction thermique, le choix a été fait d'utiliser des éléments finis, à la difficulté près qu'il est alors nécessaire de « convertir » le problème « acoustique » (*i.e.* avec une terminologie acoustique) en un problème « thermique » (*i.e.* avec un formalisme thermique). Dans notre cas, cette difficulté a été levée en développant une interface qui fait le lien entre le problème acoustique et le code de résolution des équations de diffusion [15].

Dans un premier temps, nous détaillons le principe de prise en compte des phénomènes propagatifs dans le modèle de diffusion (MDF). Dans un second temps, nous présentons la démarche utilisée pour résoudre les équations de diffusion tout en restant dans une problématique acoustique. Enfin, nous terminons cet article par une application concernant l'acoustique du bâtiment.

## 2 Modèle de diffusion

### 2.1 Principe

Le MDF est dérivé d'une étude réalisée initialement par Ollendorff [13] puis développée ultérieurement pour la modélisation des champs sonores dans des espaces fermés, caractérisés par des réflexions diffuses au niveau des limites du domaine [2–11]. Comme nous l'avons précisé en introduction, le MDF est essentiellement basé sur une analogie avec la diffusion des particules dans un milieu diffusant et la diffusion de particules sonores dans une enceinte [12], ce qui se traduit mathématiquement par une correspondance entre le libre parcours moyen  $\lambda$  (LPM) pour les deux milieux. Le LPM s'écrit alors  $\lambda = 4V/S$ , où  $V$  et  $S$  désignent respectivement le volume et la surface de l'enceinte. L'application de cette analogie permet ensuite d'écrire que le flux d'énergie  $\mathbf{J}(\mathbf{r}, t)$  au point  $\mathbf{r}$  dans l'enceinte et au temps  $t$ , suit la loi de diffusion suivante :

$$\mathbf{J}(\mathbf{r}, t) = -D \mathbf{grad} w(\mathbf{r}, t), \quad (1)$$

où  $w(\mathbf{r}, t)$  désigne la densité d'énergie, et  $D = \lambda c/3$  la constante de diffusion de la salle qui peut s'écrire en fonction du LPM et de la célérité  $c$  du son dans l'air. Compte tenu de l'équation (1), on montre ensuite que la densité d'énergie dans la salle suit un processus de diffusion :

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D \Delta w(\mathbf{r}, t) = 0. \quad (2)$$

Il est important de noter que le MDF peut être considéré comme une évolution naturelle de la théorie classique de la réverbération [1]. En effet, en se replaçant dans le cadre des hypothèses des champs diffus, à savoir que le niveau sonore est homogène en tout point du domaine, le MDF redonne bien les résultats de la théorie statistique [2]. L'intérêt du MDF réside toutefois dans la possibilité de modéliser une distribution non-uniforme du champ sonore réverbéré, dans les cas où la théorie classique est inapplicable, tel qu'en présence d'une répartition non-uniforme de l'absorption acoustique sur les limites du domaine ou pour des domaines de propagation dont au moins l'une des longueurs caractéristiques est plus grande devant les autres [14].

### 2.2 Absorption acoustique aux limites

L'équation de diffusion (2) exprime l'évolution de la densité d'énergie dans l'enceinte, et doit donc être complétée par des conditions aux limites traduisant l'absorption acoustique par les parois. Ainsi, le flux d'énergie à la paroi de normale  $\mathbf{n}$  peut s'écrire :

$$\mathbf{J}(\mathbf{r}, t) \cdot \mathbf{n} = -D \frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial \mathbf{n}} = h w(\mathbf{r}, t), \quad (3)$$

$h$  désignant un coefficient d'échange, dont plusieurs expressions ont été proposées dans la littérature [2, 6, 9]. Ainsi pour des parois faiblement absorbantes, ce coefficient a été exprimé initialement par la relation suivante [2] :

$$h = c \frac{\alpha}{4}, \quad (4)$$

$\alpha$  désignant le coefficient d'absorption « Sabine ». Pour des parois plus absorbantes, il a été montré qu'une expression du type « Eyring » apportait de meilleurs résultats [6] :

$$h = -c \frac{\ln(1 - \alpha)}{4}. \quad (5)$$

Enfin, afin d'éviter la singularité de l'expression (5) pour  $\alpha = 1$ , Jing et Xiang ont proposé une autre expression du coefficient d'échange [9] :

$$h = c \frac{\alpha}{2(2 - \alpha)}. \quad (6)$$

### 2.3 Transmission acoustique à travers une paroi

La prise en compte de la transmission acoustique à travers une cloison est nécessaire dès que l'on s'intéresse à des espaces couplés sans ouverture, notamment en acoustique du bâtiment. A cet effet, de nouvelles conditions aux limites ont été proposées pour le MDF [8]. Considérons par exemple le cas de deux salles de volume et surface  $(V_1, S_1)$  et  $(V_2, S_2)$ , respectivement définies par une constante de diffusion  $D_1$  et  $D_2$ , couplées par une paroi dont une partie autorise une transmission acoustique. Cette surface de transmission est définie par une surface  $S_{12}$  (incluse dans  $S_1$  et  $S_2$ ) de normale  $\mathbf{n}$ , par une absorption  $\alpha_{12}$  (et un coefficient d'échange  $h_{12}$ ), ainsi qu'un coefficient de transmission  $\tau$  (fonction d'un facteur d'affaiblissement  $R$ , tel que  $\tau = 10^{-R/10}$ ), l'ensemble vérifiant  $\alpha_{12} = \delta + \tau$ ,  $\delta$  désignant la dissipation acoustique dans la paroi.

Ainsi, une condition aux limites similaire à (3) doit être considérée de chaque côté de la paroi, de manière à déterminer les densités d'énergie  $w_1$  et  $w_2$  respectives dans les deux salles couplées, soit, pour la salle n°1 :

$$-D_1 \frac{\partial w_1(\mathbf{r}, t)}{\partial \mathbf{n}} + h_{12} w_1(\mathbf{r}, t) = c \frac{\tau}{4} w_2 \quad (7)$$

et pour la salle n°2,

$$-D_2 \frac{\partial w_2(\mathbf{r}, t)}{\partial \mathbf{n}} + h_{12} w_2(\mathbf{r}, t) = c \frac{\tau}{4} w_1. \quad (8)$$

Ce principe peut être généralisé au cas de  $n$  salles couplées, en considérant autant d'équations de diffusion. Il est important de souligner que chaque volume (*i.e.* chaque salle) doit être caractérisée par sa propre constante de diffusion. Dans le cas de deux salles couplées par une cloison contenant une ouverture, il est nécessaire de définir deux volumes différents, donc deux constantes de diffusion, et d'imposer les conditions (7) et (8) au niveau de la surface de transmission, et une condition de continuité de flux et d'énergie au niveau de l'ouverture.

## 2.4 Réflexions mixtes au niveau des parois

Le MDF a été initialement développé en considérant des surfaces parfaitement « diffuses » (au sens de la théorie classique de la réverbération [1]). En pratique, les conditions de réflexion au niveau des parois sont plus souvent un mélange entre des réflexions spéculaires et diffuses.

Afin de prendre en compte des conditions de réflexion plus réalistes, des travaux récents ont été réalisés pour modifier la constante de diffusion  $D$  afin de considérer le coefficient de diffusion  $s$  usuel en acoustique des salles (*scattering coefficient* en anglais) [10]. Ainsi, une approche empirique a permis de proposer une constante de diffusion modifiée  $D_m$  à partir de la constante de diffusion théorique  $D$  (*i.e.* pour des parois diffuses) :

$$D_m = K \times D, \quad (9)$$

où  $K$  exprime la correction, définie empiriquement à partir du coefficient de diffusion  $s$  de la manière suivante :

$$K = -2.238 \times \ln(s) + 1.549 \quad \text{pour } s > 0. \quad (10)$$

On notera que pour  $s = 1$  (*i.e.* réflexions totalement diffuses), cette relation ne donne pas la valeur théorique attendue ( $K \neq 1$ ). Ce biais résulte du caractère empirique de la loi obtenue, résultant d'une moyenne sur un grand nombre de configurations. Toutefois, l'impact de cette erreur sur le calcul de la distribution du champ sonore et sa décroissance est faible. Par ailleurs, il est important de signaler que cette relation empirique n'a été validée que pour la modélisation du niveau sonore, et semble ne pas fonctionner en ce qui concerne la détermination des temps de réverbération pour des locaux très spéculaires.

## 2.5 Atténuation atmosphérique

Dans l'expression initiale (2) de l'équation de diffusion, aucune absorption dans le domaine n'est considérée. Or, l'absorption atmosphérique peut avoir un effet important notamment en haute fréquence et dans des salles de grand volume.

Utilisant la même approche que celle proposée pour obtenir l'équation de diffusion sans absorption, une modification a été apportée afin de tenir compte de l'absorption atmosphérique dans le modèle. Ainsi, on montre que l'introduction de l'absorption atmosphérique modifie la constante et l'équation de diffusion de la manière suivante [7] :

$$D' = \frac{D}{1 + m\lambda} \quad (11)$$

et

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D' \Delta w(\mathbf{r}, t) + m c w(\mathbf{r}, t) = 0, \quad (12)$$

$m$  désignant le coefficient d'absorption atmosphérique (en Np/m). En pratique,  $m$  étant très petit, la relation (11) donne  $D' \approx D$  ; au final et en première approximation, par rapport à l'équation de diffusion (2), la nouvelle équation de diffusion (12) fait intervenir un terme volumique d'absorption supplémentaire.

## 2.6 Diffusion par un encombrement

En acoustique industrielle, il est important de pouvoir prendre en compte simplement les multiples réflexions du son sur les nombreux objets (boîtes, machines, caisses...) répartis dans les locaux, sans avoir à considérer chacun des objets individuellement. Ainsi, de manière similaire à la démarche entreprise pour les méthodes classiques de type « rayons sonores », le MDF a été modifié pour prendre en compte un processus de diffusion par les objets (et d'absorption) en plus du processus de diffusion généré par les multiples réflexions diffuses sur les parois [4].

Considérant que les objets diffusants sont définis par une densité  $n_f$  ( $f$  pour *fittings*), une absorption moyenne  $\alpha_f$  et une surface moyenne de diffraction  $Q_f$ , le processus de diffusion induit par ces objets est caractérisé par un libre parcours moyen  $\lambda_f = 1/(n_f \times Q_f)$  et une constante de diffusion  $D_f = \lambda_f c/3$ . De manière globale pour l'ensemble du domaine de propagation, la densité d'énergie  $w(\mathbf{r}, t)$  vérifiera l'équation (2) pour le volume du domaine sans encombrement et l'équation suivante pour chacun des domaines encombrés :

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D_t \Delta w(\mathbf{r}, t) + c \frac{\alpha_f}{\lambda_f} w(\mathbf{r}, t) = 0, \quad (13)$$

avec la nouvelle constante de diffusion  $D_t$  :

$$D_t = \frac{D_f \times D}{D_f + D}. \quad (14)$$

Cette dernière expression traduit la combinaison des deux processus de diffusion, générés à la fois par les parois et par les objets de l'encombrement. Par ailleurs, l'expression (13) intègre un terme supplémentaire d'absorption volumique généré par les objets de l'encombrement.

## 3 Résolution numérique

### 3.1 Principe

Dans la majorité des cas, du fait de la complexité de la géométrie des enceintes étudiées et de leur condition aux limites, la résolution analytique des équations de diffusion est impossible et doit laisser place à une résolution numérique. Dans notre cas, cette résolution numérique est réalisée grâce au logiciel COMSOL Multiphysics®, permettant de résoudre les équations de diffusion en régime stationnaire et en régime variable, par des méthodes d'éléments finis. Il est évidemment possible d'utiliser tout autre code de résolution d'équations de diffusion.

Le MDF étant basé sur une approche énergétique, les équations de diffusion ne font pas intervenir explicitement la fréquence. Comme pour les méthodes énergétiques en acoustique des salles, la dépendance fréquentielle intervient uniquement dans certains paramètres, tels que dans les conditions aux limites (coefficients d'absorption et d'affaiblissement, coefficient de diffusion), les caractéristiques des encombrements (coefficients d'absorption, LPM) et le coefficient d'absorption atmosphérique. Il est donc nécessaire de réaliser un calcul pour chaque fréquence ou bande de fréquence considérée.

## 3.2 Procédure

De manière à simplifier la démarche permettant de résoudre un problème spécifiquement « acoustique » en utilisant le logiciel « généraliste » de résolution des équations de diffusion, une procédure a été développée (figure 1). Dans un premier temps, une interface graphique (I-Simpa) permet d'importer la scène 3D définissant la géométrie du problème, de définir les propriétés des matériaux et des encombrements, de définir les sources sonores, et de positionner les récepteurs ponctuels (pour le calcul d'indicateurs acoustiques) et de surfaces (pour la représentation des cartographies). Dans un second temps, l'ensemble des données d'entrée est transféré *via* un fichier XML vers un script Python<sup>TM</sup>, qui génère un script au format .m interprétable par le logiciel COMSOL Multiphysics<sup>®</sup> et lance les calculs correspondant au MDF [15]. Dans un troisième temps, les résultats numériques au format ASCII sont convertis en fichiers binaires lus par l'interface I-Simpa, laquelle réalise le post-traitement acoustique et l'affichage des résultats.

## 4 Application

A titre d'exemple, nous nous intéressons ici au cas de la transmission acoustique entre de deux salles cubiques (salle « source » et salle « réception ») de même dimension ( $5 \times 5 \times 5 \text{ m}^3$ ) couplées à travers une cloison de surface  $5 \times 5 \text{ m}^2$  (figure 2(a)). Le coefficient d'absorption des deux salles est uniforme et vaut 0.1, y compris pour la surface de couplage. Le coefficient d'affaiblissement de la cloison est de 10 dB (cohérent avec une absorption de 0.1). Deux sources sonores S1 et S2 sont placées dans la salle « source », et 5 récepteurs sont placés dans chacune des deux salles. La position des sources et des récepteurs est conforme à la norme NF EN ISO-140-4 (1998) [16].

Le MDF est simulé en régime stationnaire (MDF\_S) et en régime variable (MDF\_T, pas de temps de 1 ms sur une durée de 1.5 s). Le MDF ne simulant que le champ réverbéré, le champ direct est ajouté pour les récepteurs concernés. A titre de comparaison, les résultats du MDF sont comparés par la suite à un code de lancer de particules (SPPS) (régime variable, avec un pas de temps de 10 ms, sur une durée de 1.5 s) (SPPS\_A). En complément des temps de réverbération EDT, TR-15 et TR-30, les deux simulations en régime variable (MDF et SPPS) permettent également de calculer les niveaux sonores en régime permanent en intégrant les réponses impulsionnelles obtenues aux récepteurs. Cette géométrie cubique associée à une surface de couplage uniforme peut également être étudiée en utilisant la théorie classique de la réverbération pour les locaux couplés.

Les courbes de la figure 3 présentent les résultats en chacun des points récepteurs de la salle source et de la salle réception, pour les niveaux sonores et les TR-30. Les niveaux sonores en régime permanent/stationnaire du MDF sont en très bon accord avec le code SPPS, avec une erreur moyenne de 0.35 dB et 0.66 dB respectivement. En particulier, le MDF\_T intégré sur le temps (régime permanent) redonne bien le MDF\_S

(régime stationnaire) comme attendu. A partir de ces données en régime permanent, il est également possible de moyenner les niveaux sonores par salle, puis de calculer la différence des niveaux sonores moyens entre les deux salles, soit 7.26 (SPPS\_A), 7.78 (MDF\_S) et 7.77 (MDF\_T), à comparer avec la valeur théorique donnée par la théorie classique  $-10 \log k_r = 7.78$  ( $k_r$  étant le coefficient de couplage). Concernant les temps de réverbération, l'erreur par rapport au code SPPS est de l'ordre de 4% pour les TR-30, et inférieure à 1% pour les TR-15 et EDT.

## 5 Conclusion

Des résultats similaires ont également été obtenus dans la cas de la géométrie de la figure 2(b) pour laquelle une porte ouverte est comprise dans la cloison, ainsi que dans le cas de géométries comprenant plusieurs locaux couplés à travers des portes et des cloisons. L'ensemble des simulations montre un très bon comportement du modèle de diffusion dans la majorité des cas. Des difficultés subsistent toutefois concernant la prévision des champs sonores dans des espaces présentant des réflexions mixtes et dans le cas de géométries très allongées.

Comme nous l'avons signalé en introduction, le principal intérêt du MDF réside dans la rapidité des calculs. Pour l'application présentée plus haut, les temps de calcul sont de l'ordre de 9 s en régime stationnaire et 25 s en régime variable, à comparer à 6 mn pour le code SPPS, soit plus d'un facteur 10. Par ailleurs, pour le MDF, la durée du calcul est indépendante du nombre de sources et de la complexité de la géométrie d'étude. Dans ces conditions, le MDF peut être une bonne alternative aux méthodes classiques, lorsque ces dernières engendrent des temps de calcul difficilement envisageables.

## Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME) pour son soutien financier (convention 03.04.C.0045).

## Références

- [1] Kuttruff H., *Room Acoustics*, Spon Press (2000).
- [2] Valeau V., Picaut J., Hodgson M., "On the use of a diffusion equation for room-acoustic prediction", *J. Acoust. Soc. Am.* 119 (3), 1504-1513 (2006).
- [3] Billon A., Valeau V., Picaut J., Sakout A., "On the use of a diffusion model for acoustically coupled rooms", *J. Acoust. Soc. Am.* 120 (4), 2043-2054 (2006).
- [4] Valeau V., Hodgson M., Picaut J., "A Diffusion-Based Analogy for the Prediction of Sound Fields in Fitted Rooms", *Acta Acustica united with Acustica* 93, 94-105 (2007).
- [5] Jing Y., Xiang X., "A modified diffusion equation for room acoustics predication", *J. Acoust. Soc. Am.* 121 (6), 3284-3287 (2007).

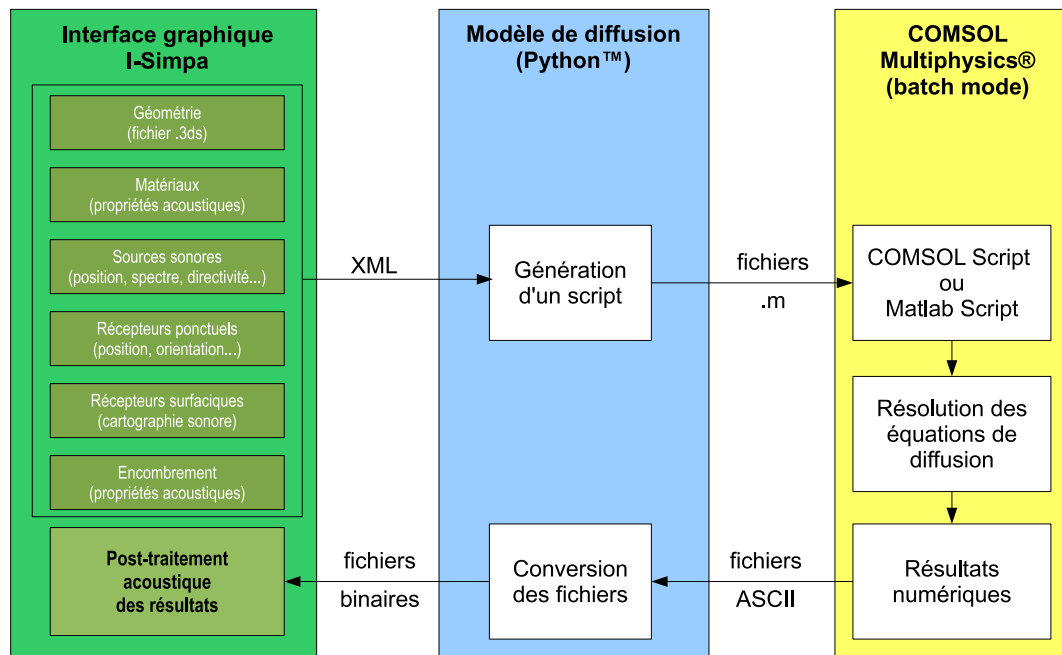
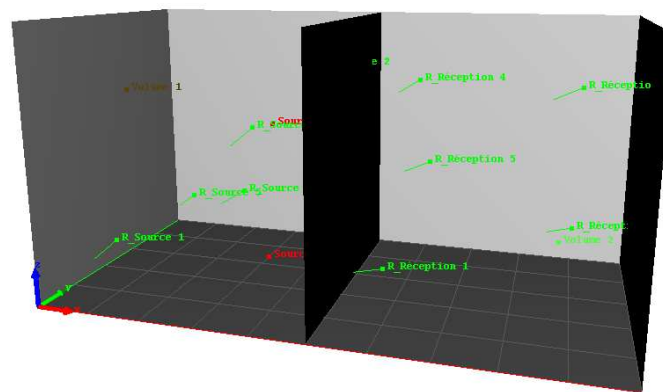
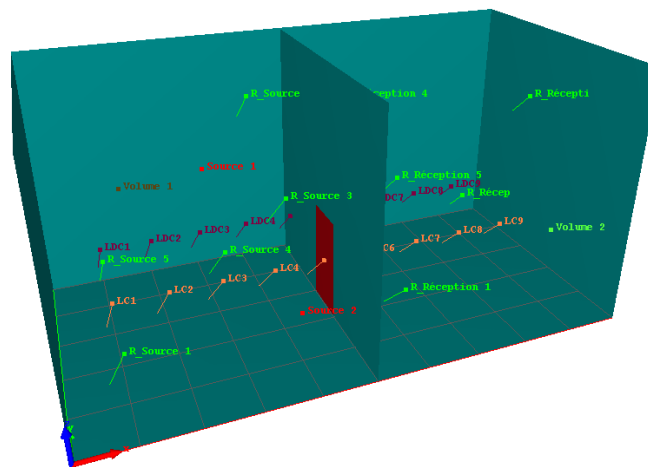


FIGURE 1 – Procédure développée pour l'étude d'un problème « acoustique » à partir d'un logiciel multiphysique utilisé pour la résolution des équations du MDF.



(a)



(b)

FIGURE 2 – Transmission à travers une cloison séparant deux salles cubiques couplées. Position des 2 sources dans la salle source et des récepteurs dans chacune des deux salles (seuls les 5 récepteurs R\_Receptions. $n$  et R\_Source. $n$  ( $n = 1$  à 5) sont utilisés dans cette étude) : (a) cloison caractérisée par un coefficient d'affaiblissement de 10 dB; (b) cloison caractérisée par un coefficient d'affaiblissement de 10 dB et contenant une porte ouverte.

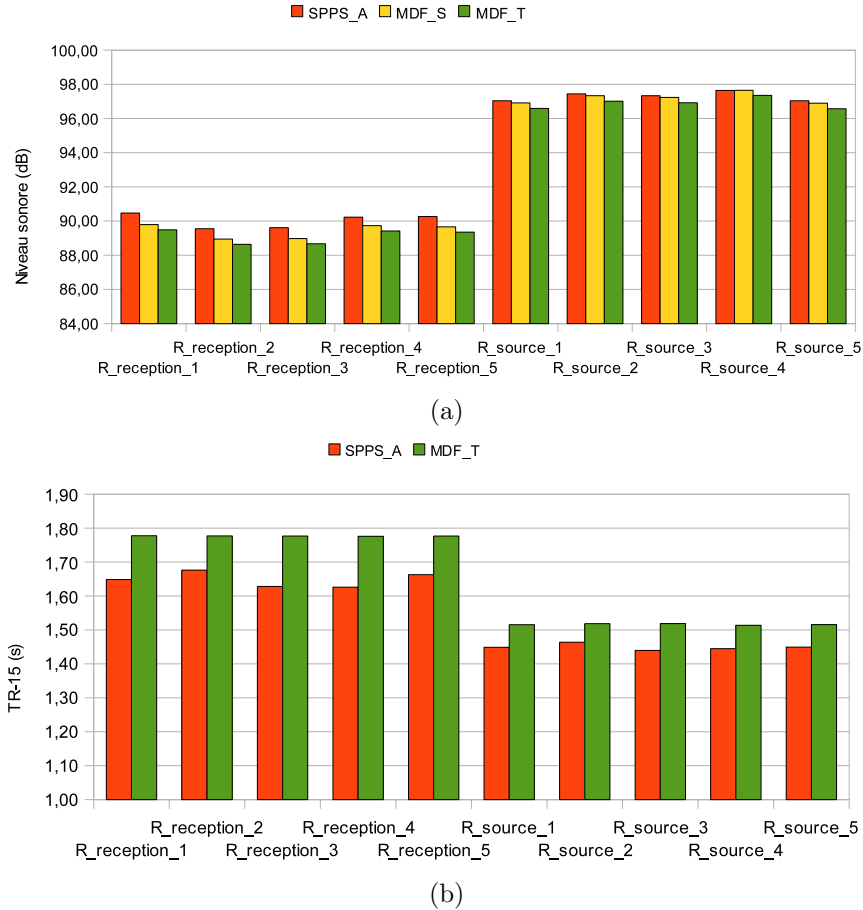


FIGURE 3 – Paramètres acoustiques calculés pour chaque récepteur dans la configuration de la figure 2(a) : (a) niveaux sonores en régime permanent/stationnaire et (b) temps de réverbération TR-30.

- [6] Billon A., Picaut J., Sakout A., "Prediction of the reverberation time in high absorbent room using a modified-diffusion model", *Applied Acoustics* 69, 48-74 (2008).
- [7] Billon A., Picaut J., Foy C., Valeau V., Sakout A., "Introducing atmospheric attenuation within a diffusion model for room-acoustic predictions", *J. Acoust. Soc. Am.* 123 (6), 4040-4043 (2008).
- [8] Billon A., Foy C., Picaut J., Valeau V., Sakout A., "Modeling the sound transmission between rooms coupled through partition walls by using a diffusion model", *J. Acoust. Soc. Am.* 123 (6), 4261-4271 (2008).
- [9] Jing Y., Xiang X., "On boundary conditions for the diffusion equation in room-acoustic prediction : theory, simulations and experiments", *J. Acoust. Soc. Am.* 123 (1), 145-153 (2008).
- [10] Foy C., Valeau V., Billon A., Picaut J., Hodgson M., "An Empirical Diffusion Model for Acoustic Prediction in Rooms with Mixed Diffuse and Specular Reflections", *Acta Acustica united with Acustica* 95, 97-105 (2009).
- [11] Xiang X., Jing Y., Bockman A.C., "Investigation of acoustically coupled enclosures using a diffusion-equation model", *J. Acoust. Soc. Am.* 126 (3), 1187-1198 (2009).
- [12] Morse P.M., Feshbach H., *Methods of theoretical physics*, Volume 1, Mc Graw Hill Book Compagny, New-York (1953).
- [13] Ollendorff F., "Statistical room-acoustics as a problem of diffusion (a proposal)" (en allemand), *Acustica* 21, 236-245 (1969).
- [14] Hodgson M., "When is diffuse-field theory applicable?", *Applied Acoustics* 49(9), 197-207 (1996).
- [15] Fortin N., Picaut J., Billon A., Valeau V., Sakout A., "Sound field modeling in architectural acoustics using a diffusion equation based model", *COMSOL Conference 2009 Milan*, Italie (2009).
- [16] NF EN ISO 140-4 :1998 "Mesurage de l'isolation acoustique des immeubles et des éléments de construction. Partie 4 : Mesurage *in situ* de l'isolement aux bruits aériens entre les pièces", AFNOR, Paris (2008).