



**HAL**  
open science

# Optimisation topologique d'une bouche de ventilation en régime turbulent

Garry Riviere, Pierre-Henri Cocquet, Eric Fock, Alain Bastide

## ► To cite this version:

Garry Riviere, Pierre-Henri Cocquet, Eric Fock, Alain Bastide. Optimisation topologique d'une bouche de ventilation en régime turbulent. Conférence Francophone de l'International Building Performance Simulation Association (IBPSA 2016), IBPSA France, May 2016, Champs sur Marne, France. hal-01322899

**HAL Id: hal-01322899**

**<https://hal.science/hal-01322899>**

Submitted on 28 May 2016

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Optimisation topologique d'une bouche de soufflage pour le contrôle de la ventilation dans une pièce en régime turbulent.

Garry Rivière<sup>\*1</sup>, Pierre-Henri Cocquet<sup>1</sup>, Eric Fock<sup>1</sup>, Alain Bastide<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique appliquées à l'Energie et à l'environnement et le Bâtiment (PIMENT)

Université de La Réunion

\*garry.riviere@univ-reunion.com

---

*RESUME.* La vitesse d'air est un des critères de confort thermique de l'utilisateur des bâtiments. Ainsi, une augmentation de la vitesse d'air sur l'utilisateur contribue à la réduction de la température ressentie. Par conséquent, l'augmentation des mouvements d'air dans les zones de présence des usagers contribue alors à l'amélioration du confort thermique. La dynamique des flux d'air dans une pièce peut être modifiée en altérant la forme des bouches de ventilations. Pour atteindre des vitesses d'air optimales le dimensionnement des orifices de soufflage est effectué par méthodes essais-erreurs expérimentales ou numériques. Par opposition, La théorie du contrôle optimal permet de déterminer des conditions de soufflage en fonction de critères à atteindre dans la zone de l'utilisateur. L'optimisation topologique est une méthode qui en découle, elle permet ainsi de trouver des géométries optimales en ajoutant de la matière dans le domaine. Nous proposons dans cette contribution une utilisation de l'optimisation topologique comme méthode de conception de bouches de ventilation dans l'objectif de contrôler la vitesse en sortie de l'orifice et en minimisant la puissance totale dissipée. Les résultats présentés montrent qu'il est possible de trouver des géométries optimales en visant ces deux objectifs. La géométrie finale de la bouche de la ventilation est alors conditionnée par le souhait du concepteur à favoriser l'un des deux aspects de la minimisation. Les résultats sont présentés pour un écoulement turbulent, isotherme, incompressible et en régime permanent, modélisé par les équations du modèle RANS  $k$ -epsilon

*MOTS-CLÉS.* Optimisation topologique, bouche de soufflage, ventilation mécanique

---

*ABSTRACT.* The air velocity is one of the thermal comfort criteria for building users. Thus, an increase of air velocity on building users contributes to reduce perceived temperature. Therefore, air movement in the areas of users improves thermal comfort. Airflow dynamics may be changed by altering the design aspect of the ventilation nozzles. To achieve suitable air velocity, the design methods of ventilation nozzles are based on experimental tests or numerical trial and error methods. In contrast, the optimal control theory is used in order to find suitable conditions of blowing according to objective criteria in the users area. The topology optimization is a method to find optimal geometries by adding material in a domain. We propose in this paper the use of topology optimization method for nozzles designing with the aim of controlling the outlet velocity and the minimizing of the total dissipated power. The results presented in this article shows the possibilities to find optimal geometries for both objectives. The final geometry of the ventilation orifice is then conditioned by the choice of the designer to increase the influence at one of the two aspects of the minimization. Results are presented for turbulent flow, isothermal, incompressible and steady-state, governed by RANS  $k$ -epsilon model.

*KEYWORDS.* Topological optimization, ventilation nozzles, mechanical ventilation

## 1 INTRODUCTION

Les humains passent environ 90% de leurs temps dans des espaces clos. Ils se retrouvent donc ainsi au quotidien dans les bâtiments pour y travailler ou pour se loger. Le sentiment de bien-être dans une pièce ou le niveau de confort dépend d'un ensemble de facteurs liés à la circulation de l'air pièce. Ainsi, d'après Finnegan et al. (1984) la satisfaction des usagers des bâtiments est dépendante de la nature et de la qualité de la ventilation du bâtiment. Selon El Hassan et al. (2011) la forme ou encore la disposition des orifices de soufflage influent sur la dynamique des flux d'air dans les bâtiments. La détermination de l'orifice ou de l'ouvrant optimal peut se faire par essai-erreur de manière expérimentale ou virtuelle par l'intermédiaire de la mécanique des fluides numérique. Cette approche est coûteuse financièrement dans le premier cas, en temps dans le deuxième cas, en supposant que la démarche aboutisse. Une autre approche consiste à travailler sur l'optimisation géométrique de l'ouvrant. Il en existe 3 types : optimisation de taille, de forme et topologique. L'optimisation topologique est la seule qui permette de changer la connectivité du domaine, d'ajouter de la matière ou d'en enlever.

La méthode d'optimisation topologique par distribution de matériaux a été appliquée pour la première fois en mécanique des fluides par Borrvall et Petersson (2003) et aux équations de Navier-Stokes par Gersborg-Hansen et al. (2005) pour des écoulements laminaires. Elle utilise le principe de densité de matériaux initié par Bendsoe et Sigmund (2003) dans le cadre de l'optimisation structurelle. Le principe est d'attribuer une valeur élevée d'imperméabilité aux cellules du domaine considérées comme solides et à l'inverse une valeur faible pour le fluide. Le principe étant de pénaliser la vitesse du fluide dans certaines zones du domaine pour atteindre l'objectif désiré. Là où la vitesse est pénalisée, la zone est alors considérée comme un solide. La distribution spatiale solide/fluide définit alors la géométrie optimale. L'optimisation topologique est une technique qui se répand dans l'industrie pour l'optimisation d'écoulements dans des conduits. Les études sont appliquées aux écoulements turbulents depuis les travaux d'Othmer (2008) et plus récemment aux modèles RANS à une équation de fermeture par Kontoleontos et al. (2012).

L'objectif de ce travail est de trouver la géométrie optimale d'une bouche de ventilation par une méthode d'optimisation topologique pour un écoulement turbulent modélisé par les équations du modèle RANS  $k - \epsilon$  à deux équations de fermeture. L'article s'organise de la façon suivante : dans la première partie nous décrivons le cas d'études ainsi que les équations associées. Dans un second temps nous présentons la construction du problème d'optimisation et la méthode de résolution. Dans la troisième partie les méthodes numériques utilisées et les résultats sont présentés. Enfin en dernière partie nous concluons et proposons des perspectives à ce travail.

## 2 PRÉSENTATION DU PROBLÈME

Cette première partie présente la géométrie de la bouche de soufflage étudiée dans cet article ainsi que le modèle utilisé. Nous donnons ensuite le critère à minimiser permettant, par ajout de porosité, de fixer un profil de vitesse en sortie de la bouche. Pour finir, nous calculons les conditions d'optimalité du premier ordre qui seront utiles lors des applications numériques.

### 2.1 PRÉSENTATION DU CAS D'ÉTUDE

Nous recherchons à améliorer le confort des usagers en augmentant les mouvements d'air dans la zone de contrôle. Nous considérons une pièce en deux dimensions schématisée sur la figure 1.

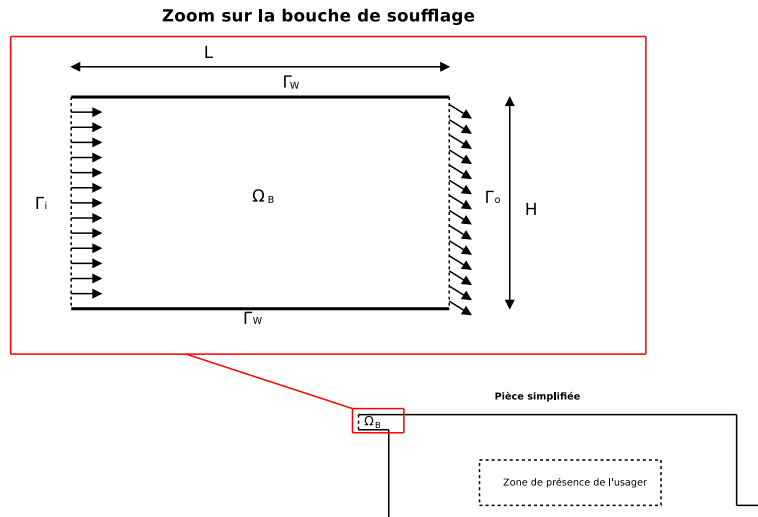


FIGURE 1. Description de la bouche de soufflage étudiée

L'air est injecté dans la pièce par un orifice de soufflage  $\Gamma_O$ . L'air est acheminé à la bouche de soufflage par une buse  $\Omega_B$  de dimensions  $H \times L$ . L'objectif de notre étude est de trouver la géométrie optimale de la buse de soufflage  $\Omega_B$  pour que le flux d'air en sortie d'orifice soit dans la direction d'une zone de présence de l'utilisateur du bâtiment. L'air est injecté de façon uniforme par l'entrée du domaine  $\Gamma_i$ .

## 2.2 MISE EN ÉQUATION DU PROBLÈME

L'écoulement considéré dans cette étude est un fluide newtonien, incompressible et en régime permanent gouverné par les équations primaires de conservation de la quantité de mouvement et de continuité suivantes.

$$\mathcal{R}^{\mathbf{u}} = \nabla \cdot (\mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) + \nabla p - \nabla \cdot \left( \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T} \right) 2S(\mathbf{u}) \right) + \alpha^* \mathbf{u} \quad \text{dans } \Omega. \quad (1)$$

Avec  $\alpha^* = \frac{1}{Da \cdot Re}$ , où  $Re = \frac{\mathbf{u}_0 H}{\nu}$  est le nombre de Reynolds,  $Da$  le nombre de Darcy et  $Re_T = \frac{\mathbf{u}_0 H}{\nu_T}$ .

$$\mathcal{R}^p = -\nabla \cdot \mathbf{u} \quad \text{dans } \Omega_B. \quad (2)$$

L'écoulement est considéré comme turbulent. La turbulence est modélisée par les équations du modèle RANS  $k - \epsilon$ .

$$\mathcal{R}^k = \nabla \cdot (\mathbf{u}k) - \nabla \cdot \left( \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T \sigma_k} \right) \nabla k \right) - G + \epsilon \quad \text{dans } \Omega_B. \quad (3)$$

$$\mathcal{R}^\epsilon = \nabla \cdot (\mathbf{u}\epsilon) - \nabla \cdot \left( \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T \sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right) - C_1 \frac{\epsilon}{k} G + C_2 \frac{\epsilon^2}{k} \quad \text{dans } \Omega_B. \quad (4)$$

Où  $\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$  est la viscosité turbulente.  $G$  le terme de production de turbulence  $G = 2C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} S(\mathbf{u}) : S(\mathbf{u})$  avec  $S(\mathbf{u}) = \frac{1}{2} \left( \nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T \right)$  et  $C_\mu$ ,  $C_1$ , et  $C_2$ ,  $\sigma_k$  et  $\sigma_\epsilon$  sont des constantes

propres au modèle  $k - \varepsilon$ . Les relations suivantes sont utilisées pour rendre sans dimension les équations  $x = XH, z = ZH, \mathbf{u}_i = \mathbf{u}\mathbf{u}_0, p_i = p\rho\mathbf{u}_0^2, k_i = k\mathbf{u}_0^2, \varepsilon_i = \varepsilon\frac{\mathbf{u}_0^3}{De}$ .

La condition aux limites en vitesse primaire en entrée du domaine est fixée de tel sorte que le nombre de Reynolds soit égal à 30000.

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_0, \quad (\mathbf{n} \cdot \nabla) p = 0 \quad \text{sur } \Gamma_I. \quad (5)$$

En sortie de domaine  $\Gamma_O$ , les conditions aux limites sont de type Dirichlet sur la pression et Neumann pour la vitesse.

$$(\mathbf{n} \cdot \nabla) \mathbf{u} = 0, \quad p = 0 \quad \text{sur } \Gamma_O. \quad (6)$$

Sur les parois  $\Gamma_W$  on impose une condition de non-glissement et un gradient de pression normal à la paroi nul.

$$(\mathbf{n} \cdot \nabla) p = 0, \quad \mathbf{u} = 0 \quad \text{sur } \Gamma_W. \quad (7)$$

Pour les grandeurs turbulentes  $k$  et  $\varepsilon$  on impose une condition au limites de Dirichlet homogène sur  $\Gamma_I$ . Sur la sortie  $\Gamma_O$  une condition aux limites de type Neumann est utilisée. Sur les parois  $\Gamma_W$  une loi de paroi classique est utilisée.

### 2.3 PROBLÈME D'OPTIMISATION

L'objectif de notre étude qui est de contrôler la vitesse en sortie d'orifice de soufflage peut se définir par la fonctionnelle objectif suivante  $\mathcal{J}(\mathbf{u}, p)$  (8). La première partie de la fonctionnelle objectif vise un profil de vitesse cible  $\mathbf{u}_{cible}$  en sortie et la seconde partie tend à minimiser la puissance totale dissipée entre l'entrée de la buse  $\Gamma_i$  et la sortie  $\Gamma_O$ .  $\gamma$  et  $\beta$  sont des paramètres de pondérations et contribuent aussi à la pénalisation de la fonctionnelle objectif.

$$\mathcal{J}(\mathbf{u}, p) := \frac{\gamma}{2} \int_{\Gamma_o} (\mathbf{u} - \mathbf{u}_{cible})^2 d\Gamma_o - \beta \int_{\Gamma_i} \left( p + \frac{1}{2} u^2 \right) \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} d\Gamma \quad (8)$$

L'objectif est de trouver  $\alpha^*$  tel que  $\mathcal{J}(\mathbf{u}, p)$  sous contraintes de  $\mathcal{R}$  :

$$\mathcal{R}(\mathbf{u}, p, k, \varepsilon, \alpha^*) = \mathbf{0}. \quad (9)$$

Nous introduisons maintenant une formulation lagrangienne du problème pour transformer ce problème d'optimisation avec contraintes en un problème sans contrainte.

Le vecteur  $\boldsymbol{\psi}$  avec pour composantes les variables de Lagrange  $\mathbf{u}^*, p^*, k^*, \varepsilon^*$  est alors introduit. La fonctionnelle de Lagrange s'écrit alors comme la somme de la fonctionnelle  $\mathcal{J}$  et du produit scalaire entre le vecteur  $\boldsymbol{\psi}$  et le vecteur  $\mathcal{R}$ .

$$\mathcal{L} = \mathcal{J}(\mathbf{u}, p) + \int_{\Omega} \boldsymbol{\psi}^T \cdot \mathcal{R} d\Omega_B. \quad (10)$$

La fonctionnelle de Lagrange s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \mathcal{L}(\mathbf{u}, p, k, \varepsilon, \mathbf{u}^*, p^*, \alpha^*) &= \mathcal{J}(\mathbf{u}, p) + \int_{\Omega} \mathbf{u}^* \left( \nabla \cdot (\mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) + \nabla p - \nabla \cdot \left( \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T} \right) S(\mathbf{u}) \right) + \alpha^* \mathbf{u} \right) \\ &+ \int_{\Omega} p^* \nabla \cdot \mathbf{u} d\Omega_B + \int_{\Omega_B} k^* \left( \nabla \cdot (\mathbf{u}k) - \nabla \cdot \left( \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T \sigma_k} \right) \nabla k \right) - G + \varepsilon \right) d\Omega_B \\ &+ \int_{\Omega_B} \varepsilon^* \left( \nabla \cdot (\mathbf{u}\varepsilon) - \nabla \cdot \left( \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T \sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) - C_1 \frac{\varepsilon}{k} G + C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \right) d\Omega_B. \quad (11) \end{aligned}$$

La dérivée par rapport aux variables de turbulence  $k$  et  $\varepsilon$  est considérée comme constante, on utilise l'hypothèse de turbulence gelée. L'utilisation de cette hypothèse n'influence pas de façon significative la distribution spatiale  $\alpha^*$  (Othmer, 2008).

## 2.4 SYSTÈME D'OPTIMALITÉ

La dérivée de Fréchet de la fonctionnelle  $\mathcal{J}$  donne le système d'optimalité. La dérivée de Fréchet du lagrangien par rapport aux variables adjointes  $\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \mathbf{u}^*} \delta \mathbf{u}^*$  et  $\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial p^*} \delta p^*$  donnent directement le système d'équations primaires (1) et (2). Les dérivées de Fréchet par rapport aux variables primaires  $\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \mathbf{u}} \delta \mathbf{u}$  et  $\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial p} \delta p$  donnent les équations adjointes :

$$\mathcal{R}^{\mathbf{u}^*} = 2S(\mathbf{u}^*) \mathbf{u} + \nabla p^* + \nabla \cdot \left( \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T} \right) (\nabla \mathbf{u}^*) \right) + \alpha^* \mathbf{u} \quad \text{dans } \Omega_B . \quad (12)$$

$$\mathcal{R}^{p^*} = -\nabla \cdot \mathbf{u}^* \quad \text{dans } \Omega_B . \quad (13)$$

On introduit  $u = \|\mathbf{u}\|$  et les indices  $t$  et  $n$  qui représentent respectivement les composantes tangentielles et normales des vecteurs vitesse primaires et adjoints.  $u_n$  est la projection de  $\mathbf{u}$  sur la normale  $\mathbf{n}$  et  $u_t$  est la projection de  $\mathbf{u}$  sur la tangente  $\mathbf{t}$ . La contribution des termes de frontières permettent de définir les conditions aux limites adjointes suivantes :

$$p^* = \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}^* + u_n u_n^* + \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T} \right) (\mathbf{n} \cdot \nabla u_n^*) + \gamma(u_n - u_{cible,n}) - \beta \left( \frac{1}{2} u^2 + u_n^2 \right) \quad \text{in } \Gamma_I \quad (14)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{u}_t^* u_n + \gamma(\mathbf{u}_t - \mathbf{u}_{cible,t}) + \left( \frac{1}{Re} + \frac{1}{Re_T} \right) (\mathbf{n} \cdot \nabla \mathbf{u}_t^*) + \beta u_n \mathbf{u}_t \quad \text{in } \Gamma_O . \quad (15)$$

$$\mathbf{u}^* \cdot \mathbf{n} = -\beta \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \quad \text{sur } \Gamma_I . \quad (16)$$

Le problème d'optimisation est alors de trouver  $\alpha^*$  pour  $\mathcal{J}(\mathbf{u}, p)$  minimum tel que :

$$\mathcal{R}(\mathbf{u}, p, k, \epsilon, \alpha, \mathbf{u}^*, p^*) = \mathbf{0} . \quad (17)$$

## 3 MÉTHODES NUMÉRIQUES

Les équations sont implémentées et résolues sur la plate-forme OpenFOAM. Les équations sont discretisées par la méthode des volumes finis colocalisés. Le couplage pression et vitesse est réalisé à l'aide d'un algorithme SIMPLE. Les grandeurs primaires et adjointes (vitesses et pressions) sont résolues par une méthode de Gauss-Seidel. Le terme de convection est discrétisé par un schéma au second ordre de type *upwind*. Pour le terme de diffusion, on utilise un schéma du second ordre. L'algorithme d'optimisation choisi est un algorithme de descente classique basé sur le gradient de la fonctionnelle objectif. Nous fixerons le pas de descente à 1000. La vitesse cible  $\mathbf{u}_{cible}$  recherchée est celle présentée en figure 1. Les composantes de ce vecteur vitesse sont fixées de telle sorte que le flux d'air soit dirigé vers la zone de présence de l'utilisateur. Le vecteur  $\mathbf{u}_{cible}$  est alors fixé en sortie avec les composantes suivantes  $(1 \ 0 \ -1)^T$ .

Les équations sont résolues sur un maillage régulier composé de 18000 cellules hexaédriques. Un des inconvénients posé par l'optimisation topologique par distribution de matière est une sensibilité au maillage. Pour garantir la qualité et la précision des résultats un test d'indépendance maillage-résultats est réalisé en amont sur la résolutions des équations primaires. La valeur de  $Y^+$  aux parois est de l'ordre de 30, cela permet l'utilisation d'une loi de paroi.

## 4 RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

Dans cette partie nous allons présenter les résultats des différentes configurations obtenues lors des simulations pour discuter de l'influence de différents paramètres sur la minimisation de la fonctionnelle objectif et leurs influences sur la forme finale.

### 4.1 INFLUENCE DES COEFFICIENTS DE PONDÉRATIONS $\gamma$ ET $\beta$

Deux configurations sont proposées pour les simulations. Pour le cas 1, l'objectif est de trouver la géométrie optimale uniquement en atteignant la vitesse cible  $\mathbf{u}_{cible}$ . La valeur des paramètres de pondérations est alors  $\gamma = 1$  et  $\beta = 0$ . Dans un second temps en fixant  $\gamma = 1$  et  $\beta = 1$ , La question qui se pose alors est de vérifier la possibilité d'atteindre une vitesse cible en sortie de domaine tout minimisant la puissance totale dissipée. L'optimisation topologique par distribution de matière permet de trouver une géométrie optimale par une extraction du contour du paramètre de contrôle  $\alpha^*$ . Cette valeur  $\alpha^*$  conditionne donc la géométrie optimale. La figure 2 présente la distribution de  $\alpha^*$  pour les deux cas lorsque  $\beta = 0$  (a) et  $\beta = 1$  (b). La zone où l'imperméabilité est plus forte est en rouge, c'est la zone qui définit le contour solide de la géométrie optimale. La vitesse de fluide dans cette zone tend vers zéro. En bleu le milieu est fortement perméable la vitesse du fluide n'y est pas pénalisée. Lorsque seule la minimisation de l'écart entre  $\mathbf{u}$  et  $\mathbf{u}_{cible}$  sur  $\Gamma_O$  est visée, la distribution de  $\alpha^*$  donne une forme qui permet au vecteur vitesse  $\mathbf{u}$  d'être orienté dans la direction de  $\mathbf{u}_{cible}$ . Dans un second temps lorsque l'objectif de vitesse cible est combiné à la réduction de la puissance totale dissipée, la forme optimale donnée par la distribution de  $\alpha^*$  (b) est différente de (a). Le vecteur vitesse  $\mathbf{u}$  en sortie de domaine est dans la direction de  $\mathbf{u}_{cible}$  sur  $\Gamma_O$  mais la valeur de  $\mathcal{J}$  (tableau 1) est plus grande que lorsque  $\beta = 0$ . La forme optimale présente alors moins de changement de direction pour atteindre l'objectif visé. La réduction de la puissance dissipée est alors de 98% par rapport à la distribution (a). Il est alors possible de trouver une forme pour contrôler la forme en sortie tout en réduisant la puissance totale dissipée.

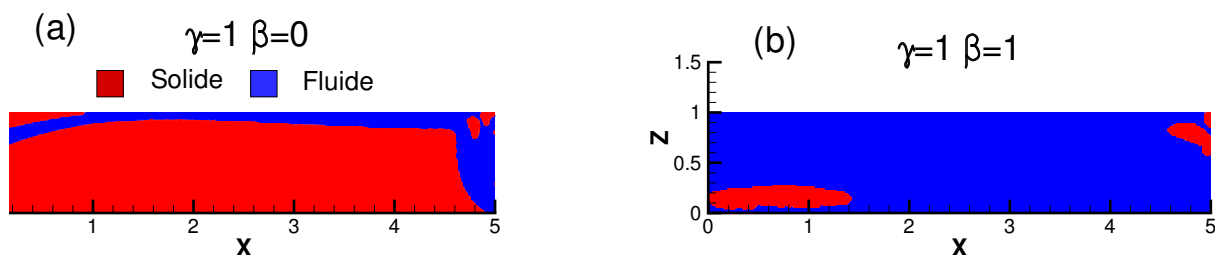


FIGURE 2. Distribution de  $\alpha^*$  représentant la forme optimale pour  $\gamma = 1$  et  $\beta = 0$  (a) et  $\gamma = 1$  et  $\beta = 1$  (b)

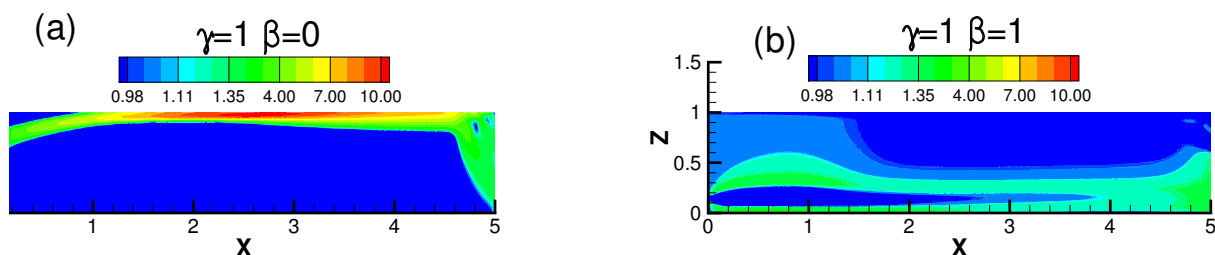


FIGURE 3. Comparaison de l'amplitude de vitesse primaire pour  $\gamma = 1$  et  $\beta = 0$  (gauche) et  $\gamma = 1$  et  $\beta = 1$  (droite)

La méthode d'optimisation topologique utilisée dans cet article permet de trouver une géométrie en ajoutant de la matière au domaine. Le paramètre de contrôle  $\alpha^*$  est ajouté au milieu en pénalisant la vitesse primaire pour la faire tendre vers zéro. L'étude du champs de vitesse primaire (figure 3 identifie bien deux zones : une « fluide » où l'amplitude du champs de vitesse est différente de zéro, et l'autre « solide » où l'amplitude de vitesse est nulle, ou tend vers zéro. Ce paramètre influence donc la vitesse du fluide. On se propose d'étudier son influence sur l'optimisation.

#### 4.2 INFLUENCE DE LA VALEUR MAXIMALE $\alpha_{max}^*$

Lors de la mise en place numérique du problème d'optimisation, la valeur de  $\alpha^*$  est bornée par une valeur maximale  $\alpha_{max}^*$ , pour éviter la divergence des simulations. Nous avons pour cela effectué des simulations pour des valeurs de  $\alpha_{max}^*$  égales à 1, 1000 et 10000. Le tableau 1 montre l'évolution de la valeur convergée de  $\mathcal{J}$  pour différentes valeurs de  $\alpha_{max}^*$ . Lorsque la valeur de  $\alpha_{max}^*$  est faible, la valeur de la fonctionnelle objectif convergée est de 0,55. L'objectif initial d'orientation du vecteur vitesse  $\mathbf{u}$  en sortie de domaine n'est pas atteint. Les vecteurs  $\mathbf{u}$  en sortie ne sont pas dans la direction de la zone de contrôle. Ces résultats sont liés à la distribution de  $\alpha^*$  qui ne permet pas au flux d'air en sortie d'être dans la direction fixé par  $\mathbf{u}_{cible}$ . Ces résultats s'expliquent par une imperméabilité trop faible lorsque  $\alpha^*$  est faible. La matière virtuelle ne pénalise pas suffisamment la vitesse d'écoulement pour atteindre l'objectif. Cette comportement est confirmée pour les valeurs de  $\alpha_{max}^*$  de 1000 et 10000, où la minimisation de la fonctionnelle objectif tend vers zéro lorsque  $\gamma = 1$  et  $\beta = 0$ . Lorsque l'on pose  $\beta = 1$   $\mathcal{J}$  tend plus difficilement vers zéro mais l'orientation du vecteur vitesse en sortie de domaine est respectée et la puissance totale dissipée est fortement minimisée. Ces résultats montrent que la minimisation de la puissance totale dissipée influence plus fortement la minimisation de  $\mathcal{J}$ . Les résultats ont montré que pour des valeurs de  $\alpha_{max}^*$  supérieures à 10000 il n'y avait plus d'évolution significative dans la distribution de  $\alpha^*$ .

$\alpha_{max}^*$	$\mathcal{J}(\gamma = 1, \beta = 0)$	$\mathcal{J}(\gamma = 1, \beta = 1)$
1	0,55	0,47
1000	0,06	0,45
10000	0,02	0,55

TABLE 1: Influence de  $\alpha_{max}^*$  sur la minimisation de la fonctionnelle objectif

#### 4.3 INFLUENCE DU NOMBRE DE REYNOLDS

Nous allons dans cette partie évaluer l'influence du nombre de Reynolds sur la forme optimale obtenue. Les simulations ont été réalisés pour des nombre des Reynolds allant de 2000 à 30000. Lorsque  $\gamma = 1$  et que  $\beta = 0$  la forme obtenue est non dépendante au nombre de Reynolds. Pour tous les nombres de Reynolds évalués la forme obtenue est celle similaire à la forme présentée en figure 2 (a). De plus une valeur de  $\mathcal{J} = 0.03$  pour l'ensemble des nombre de Reynolds étudiée confirme cette l'indépendance au nombre de Reynolds. Quelque soit la valeur du nombre de Reynolds la minimisation de  $\mathcal{J}$  est effective.

Lorsque  $\gamma = 1$  et  $\beta = 1$  la forme obtenue est alors dépendante du nombre de Reynolds. Pour des valeurs de Reynolds inférieures à 5000 le seule amas de « solide virtuel » se situe en sortie de domaine. Pour des valeurs plus grande un nouvel amas se trouve entre les coordonnées  $X = 0$  et  $X = 1,4$  (figure 4. La dominance de la minimisation de la puissance totale dissipée dans l'équation (8) est de nouveaux observable dans ces résultats. Il s'expliquent ainsi par la dépendance de la puissance totale dissipée au nombre de Reynolds. Cette évolution du contour de  $\alpha^*$  avec le nombre de Reynolds influence aussi la minimisation de  $\mathcal{J}$  qui varie aussi avec le nombre de Reynolds.



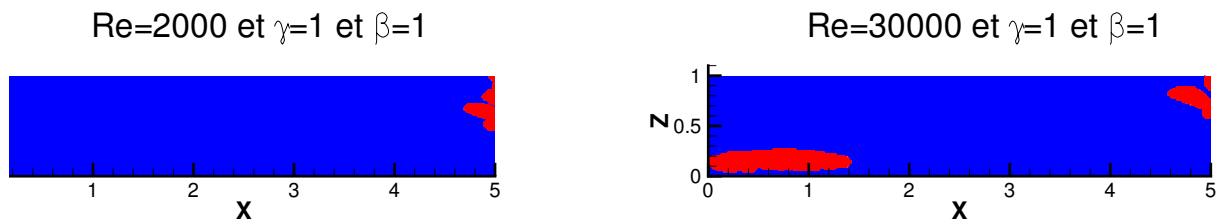


FIGURE 4. Comparaison des contours de  $\alpha^*$  pour  $Re = 2000$  et  $Re = 30000$  avec  $\gamma = 1$  et  $\beta = 1$

## 5 CONCLUSION

Dans cet article nous avons proposé une méthode pour définir la géométrie optimale d'une bouche de ventilation. Nous avons pour cela utilisé une méthode d'optimisation topologique par distribution de matière. Pour bien poser le problème et comprendre l'influence des différents paramètres les résultats sont présentés pour un écoulement turbulent en deux dimensions. Les résultats présentés dans cet article montrent qu'il est possible de définir une géométrie optimale de bouche de ventilation avec pour objectif une vitesse cible ou encore avec la combinaison de la réduction de la puissance totale dissipée. Les perspectives à ce travail sont la connexion à un sous domaine pour vérifier l'influence sur les mouvement d'air dans la pièce. Une fois le problème bien posé en deux dimensions nous nous intéresserons à un domaine en trois dimensions pour représenter aux mieux les effets turbulents dans le bâtiment. A plus long terme nous proposerons l'essai par une expérimentation de ces formes à échelle réelle.

## RÉFÉRENCES

- Bendsoe, M. P. et Sigmund, O. (2003). *Topology optimization : theory, methods, and applications*, volume 2nd Edition.
- Borrvall, T. et Petersson, J. (2003). Topology optimization of fluids in Stokes flow. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 107(August 2002) :77–107.
- El Hassan, M., Meslem, A., et Abed-Meraim, K. (2011). Experimental investigation of the flow in the near-field of a cross-shaped orifice jet. *Physics of Fluids*, 23(4) :045101.
- Finnegan, M. J., Pickering, C. a., et Burge, P. S. (1984). The sick building syndrome : prevalence studies. *British medical journal (Clinical research ed.)*, 289(6458) :1573–1575.
- Gersborg-Hansen, a., Sigmund, O., et Haber, R. (2005). Topology optimization of channel flow problems. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 30(3) :181–192.
- Kontoleonos, E. a., Papoutsis-Kiachagias, E. M., Zymaris, a. S., Papadimitriou, D. I., et Giannakoglou, K. C. (2012). Adjoint-based constrained topology optimization for viscous flows, including heat transfer. *Engineering Optimization*, (December) :1–21.
- Othmer, C. (2008). A continuous adjoint formulation for the computation of topological and surface sensitivities of ducted flows. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, (March) :861–877.