Étude expérimentale des jets axisymétriques anisothermes horizontaux se développant près d'une paroi – Application à la modélisation numérique des pièces ventilées

Frédéric Kuznik

CETHIL – INSA de Lyon – bât Freyssinet, 20 av. Einstein, 69621 Villeurbanne

RESUME. L'Homme passant la plupart de son temps dans des espaces clos, le contrôle environnemental des bâtiments devient de plus en plus important. La détermination du confort de l'occupant passe par la détermination des champs thermiques et aérauliques des locaux. Une démarche capable de répondre à cette demande est la modélisation numérique des ambiances intérieures à l'aide de codes de type CFD (Computational Fluid Dynamics). Cependant, peu d'études expérimentales permettent d'apporter des réponses expertes concernant les modèles de turbulence à utiliser: c'est ce que nous nous proposons de faire dans le cas d'une cavité ventilée avec effets thermiques.

MOTS-CLÉS : ventilation, modèle de turbulence, jet anisotherme.

ABSTRACT. As we spend most of our time in enclosed spaces, the environmental control of buildings is becoming very important. In order to assess the thermal comfort in rooms, it is necessary to have the temperature and velocity fields. A detailed determination of these fields is possible with codes of the CFD type (Computational Fluid Dynamics). However, only few detailed experimental studies are able to give an answer to the problem of the turbulence model to use: that is our purpose in the case of a ventilated room with thermal effects.

KEYWORDS : ventilation, turbulence model, anisothermal jet.

1. INTRODUCTION

L'Homme passant la plupart de son temps dans des espaces clos, le contrôle environnemental des bâtiments devient de plus en plus important. L'estimation du confort de l'occupant passe par la détermination des champs thermiques et aérauliques des locaux. Une démarche capable de répondre à cette demande est la modélisation numérique des ambiances intérieures à l'aide de codes de type CFD (Computational Fluid Dynamics).

La plupart des écoulements rencontrés dans le domaine du bâtiment, qu'ils soient de convection naturelle, forcée ou mixte, sont turbulents. Ce phénomène permet d'améliorer les transferts de chaleur, mais son aspect chaotique le rend difficilement modélisable. La littérature regorge donc de modèles de turbulence permettant de rendre possible la prédiction numérique des écoulements moyens turbulents. Les modèles les plus complexes n'étant pas forcément les plus à même de prédire correctement les écoulements de bâtiment (Kuznik *et al.*, 2006a), une étude à la fois expérimentale et numérique a été menée afin de déterminer, dans le cas d'une pièce ventilée, comment modéliser correctement la turbulence dans le but final de prédire le confort des occupants.

2. PRESENTATION DE LA CELLULE EXPERIMENTALE MINIBAT

La cellule expérimentale Minibat se compose d'une pièce de dimensions (3,10m; 3,10m; 2,50m), conformément au repère de la figure 1, dont les 6 faces extérieures sont maintenues à température constante à l'aide d'une garde thermique. La ventilation est réalisée à l'aide d'une bouche circulaire d'entrée d'air dans la pièce située à proximité du plafond. Le débit de l'air introduit, ainsi que sa température, sont contrôlé grâce à une centrale de traitement d'air. L'extraction est réalisée en partie basse opposée à la ventilation.



Figure 1 : Cellule expérimentale Minibat.

La température moyenne intérieure et extérieure de chaque paroi est mesurée à l'aide de 9 thermocouples de type K dont l'incertitude de mesure vaut $\pm 0,4$ °C. Un bras mobile permet de déplacer des capteurs de température et de vitesse dans l'ensemble de la cellule test. La température de l'air est mesurée par des sondes de type Pt100 dont l'incertitude est $\pm 0,1$ °C. Une sonde tridimensionnelle à fils chauds étalonnée in situ à l'aide d'une tuyère portable (Kuznik *et al.*, 2005b) permet de mesurer la vitesse instantanée suivant ses trois composantes. Le débit de ventilation et d'extraction, ainsi que les températures correspondantes, sont également mesurés lors des essais. L'ensemble de l'acquisition des données se fait à l'aide d'un PC, la programmation étant réalisée à l'aide du logiciel LABVIEW.

Chaque essai est réalisé en régime permanent ; seul la température et le débit de ventilation varient entre deux essais. Huit cas ont été étudiés : deux cas de jet isotherme (dont la température est égale à la température moyenne de la pièce), trois cas de jets plus chauds que la température moyenne de la pièce et trois cas de jets froids dont la température est inférieure à la température moyenne de l'air dans la pièce. Le tableau 1 permet de récapituler les conditions expérimentales, T₀ étant la température de l'air entrant dans la pièce et D_v son débit volumique. Sont également donnés dans le tableau le nombre d'Archimède au soufflage Ar₀ (qui permet d'évaluer les forces de poussée due à la gravité) ainsi que le nombre de Reynolds au soufflage Re₀.

La cellule test, telle qu'elle est instrumentée, permet d'obtenir l'ensemble des conditions expérimentales du problème en régime permanent. De plus, le système du bras mobile permet une description des champs de la vitesse moyenne et de la température moyenne de l'écoulement. Les grandeurs turbulentes sont également accessibles par la sonde anémométrique.

Essai	T_0 (°C)	$D_v (m^3/h)$	Ar ₀	Re ₀
Isotherme I1	21,8	68	0	13360
Isotherme I2	21,8	120	0	23680
Chaud C1	30,6	65	0,0097	12800
Chaud C2	30,9	110	0,0028	21600
Chaud C3	35,6	106	0,0049	20800
Froid F1	12,0	106	-0,0047	20800
Froid F2	12,7	60	-0,0140	11760
Froid F3	15,2	61	-0,0100	12000

Tableau 1 : Conditions expérimentales.

3. PRINCIPAUX RESULTATS EXPERIMENTAUX

3.1. GRANDEURS MOYENNES

L'écoulement dans une pièce de bâtiment ventilée est principalement généré par le jet créé par l'entrée de l'air dans la pièce. Hors de cette zone, les vitesses du fluide sont faibles, mais les transferts de chaleur sont primordiaux car c'est en général la zone d'occupation de la pièce. Cependant les transferts de chaleur dépendent fortement de l'état de turbulence de l'écoulement principal : une fois de plus la zone de jet est l'élément moteur. C'est pour ces raisons que nous allons nous intéresser principalement à la zone d'interaction jet/paroi.



Figure 2 : Champs de vitesse de 4 cas caractéristiques – positions normalisées.

Les jets isothermes viennent heurter le plafond de part leur expansion naturelle. Les jets chauds adhèrent plus rapidement à la paroi du fait de la poussée d'Archimède. Le jet froid F1 adhère à la paroi à cause de l'expansion naturelle du jet avant de tomber à cause de la poussée d'Archimède. Dans nos cas, les jets froids F2 et F3 tombent sans adhérer à la paroi à cause de la poussée d'Archimède. Pour illustrer cela, la figure 2 présente les champs de vecteur de la vitesse moyenne expérimentaux pour les quatre familles d'écoulements cités précédemment, ces champs étant présentés dans le plan de symétrie de l'écoulement soit x=1,55m conformément aux coordonnées de la figure 1. Il est à noter que pour la figure 2, z_p/H représente la distance au plafond suivant z normalisée par la distance H du plafond au centre de l'orifice de soufflage ; y_b/D est la distance suivant y à la bouche de soufflage normalisée par le diamètre de l'orifice de soufflage.

Le panel des essais permet de couvrir une large gamme d'écoulements caractérisés par la zone de jet qui en est l'élément moteur. Il est à noter que dans le domaine du bâtiment, les jets qui adhèrent au plafond sont privilégiés car ils permettent une meilleur portée du système de ventilation (l'illustration en est faite figure 2).

3.2. GRANDEURS TURBULENTES

Seule sont présentés ici les principaux résultats relatifs à l'analyse des grandeurs turbulentes. L'analyse des grandeurs turbulentes se justifie par le fait qu'elles sont l'élément moteur du transfert de chaleur, par dispersion chaotique, et éventuellement d'autres transferts de scalaires passifs comme les polluants.

Deux grandes catégories d'écoulements peuvent être dissociées : les jets anisothermes touchant le plafond (comme les cas C1 et F1 figure 2) et les jets isotherme et froid n'adhérant pas à la paroi (cas I1 et F2 de la figure 2). La première catégorie se caractérise par la présence de structures cohérentes dans l'écoulement induisant de grandes valeurs turbulentes. Ce type de jets améliore ainsi le transfert de chaleur. La seconde catégorie se caractérise par une turbulence fortement anisotrope et dirigée principalement dans le sens de l'écoulement. Le grandeurs turbulentes sont alors beaucoup moins importantes (d'un facteur d'environ 3) par rapport aux jets anisothermes adhérant à la paroi.

4. MODELISATION NUMERIQUE DES ECOULEMENTS

Les principales étapes de la modélisation numérique d'un écoulement sont au nombre de 4 :

- Modélisation de la turbulence,
- Conditions aux limites,
- Discrétisation du domaine de calcul,
- Résolution numérique du problème.

4.1. MODELISATION DE LA TURBULENCE

Il existe une multitude de modèles de turbulence, cependant notre choix s'est porté sur deux modèles en particulier : un modèle du premier ordre et un modèle du second ordre. Le modèle du premier ordre est du type k- ε « realizable » qui est celui, dans cette gamme, qui permet de prédire le mieux l'écoulement pour nos essais (Kuznik *et al.*, 2006b). La modélisation au second ordre nécessite de résoudre plus d'équations que la modélisation au premier ordre, mais elle permet également de mieux prédire l'anisotropie de la turbulence. Dans cette gamme, le modèle choisi, suite à une analyse bibliographique, est le modèle RSM quadratique de Speziale *et al.*, 1991.

4.2. CONDITIONS AUX LIMITES

Les conditions aux limites influent énormément sur la résolution numérique du problème. Les conditions d'entrée d'air et d'extraction sont imposée loin de l'entrée de l'air effectif dans la pièce afin d'éviter d'avoir à faire des hypothèses (Kuznik et Brau., 2005a). La vitesse, la température ainsi que les grandeurs turbulentes sont alors imposées à des sections telles que l'on peut y supposer l'écoulement pleinement développé.

Sur les faces intérieures des parois, les températures mesurées, la vitesse de l'air y est supposée nulle (adhérence parfaite).

4.3. DISCRETISATION DU DOMAINE DE CALCUL

La discrétisation du domaine de calcul a été réalisée à l'aide du logiciel STAR-DESIGN. Le maillage, non-structuré, se compose de 511963 volumes finis polyédriques (voir figure 3). L'indépendance de la solution du calcul vis-à-vis du maillage a été vérifiée.



Figure 3 : Maillage polyédrique du modèle.

4.4. RESOLUTION NUMERIQUE

La résolution numérique du problème est réalisée à l'aide du logiciel STAR-CCM+. Le contrôle de la convergence est réalisé par la visualisation directe des résidus ainsi que des valeurs de vitesse et de température en deux points caractéristiques de l'écoulement. Le temps de calcul moyen pour la modélisation de la turbulence au second ordre est d'environ 30 heures sur un PC équipé d'un Pentium 4 2.5GHz, soit 14% de plus que pour la modélisation de la turbulence au premier ordre.

5. COMPARAISON DES VALEURS EXPERIMENTALES ET NUMERIQUES

Seuls quelques graphiques caractéristiques des résultats obtenus sont présentés ici, mais les conclusions sont valables pour l'ensemble de l'écoulement. Les résultats concernent certains profils verticaux présentés dans le plan médian de l'écoulement soit à x=1,55m respectivement aux coordonnées de la figure 1.

5.1. CAS ISOTHERME I1

La figure 4 présente les résultats obtenus pour le cas isotherme I1. Plus l'on s'éloigne de l'orifice de soufflage, plus le modèle du second ordre RSM permet une meilleure prédiction de l'écoulement. En particulier, la valeur maximale de la vitesse ainsi que sa position sont mieux prédites par le modèle RSM. On remarque 32% d'écart relatif, par rapport aux données expérimentales, pour le maximum de la vitesse pour le modèle RSM contre 44% pour le modèle k-ɛ. En ce qui concerne la trajectoire du jet, on obtient 0,9cm d'écart entre données expérimentales et modèle RSM contre 5cm pour le modèle k-ɛ.



Figure 4 : Profils de la vitesse moyenne cas II, plan médian x=1,55m.

5.2. CAS CHAUD C1

La figure 5 présente les résultats obtenus pour le cas C1, pour un profil de vitese et un profil de température. Plus l'on s'éloigne de l'orifice du soufflage, plus le modèle du second ordre permet une meilleure prédiction de l'écoulement.



Figure 5 : Profils de la vitesse moyenne (gauche) et de la température moyenne (droite) cas C1, plan médian x=1,55m.

Le modèle RSM donne un écart relatif de 24% pour le maximum de la vitesse moyenne contre 45% pour le modèle k- ϵ . Pour ce qui est de la température maximale, le modèle RSM présente un écart de 0,1°C contre 1°C pour le modèle du premier ordre.

5.3. CAS FROID F2

Le cas froid C2, présenté figure 6, est le plus caractéristique des problèmes de modélisation rencontrés. Immédiatement, on remarque que la tombée du jet est mieux prédite par le modèle du second ordre : 3cm d'écart concernant la tombée du jet pour le modèle RSM contre 30cm pour le modèle k- ϵ . Les champs de vitesse et de température sont également mieux prédits par le modèle du second ordre. On remarque 28% d'écart relatif concernant le maximum de la vitesse moyenne pour le modèle RSM contre 46% pour le modèle k- ϵ . Concernant le maximum de la température, il y a 1°C pour le modèle du second ordre contre 1,8°C pour le modèle du premier ordre. La dernière conclusion concerne la température de la zone d'occupation (zone sous le jet où la vitesse est faible) : le modèle RSM prédit la valeur de température à 0,1°C alors que le modèle k- ϵ présente une différence de 1,4°C ! Ce dernier résultat montre l'importance du choix du modèle de turbulence sur les transferts de chaleur.



Figure 6 : Profils de la vitesse moyenne (gauche) et de la température moyenne (droite) cas F2, plan médian x=1,55m.

6. CONCLUSIONS

L'originalité du travail présenté réside dans une forte composante expérimentale couplée à de la simulation numérique de type CFD. Cela permet, en plus d'avoir une bonne connaissance des conditions expérimentales, de réaliser un va-et-vient entre expérience et simulation, nécessaire à une bonne expertise du problème.

Du point de vue expertise, nous conseillons un modèle de turbulence du second ordre de type RSM quadratique, dans le cas d'une pièce ventilée avec orifice de soufflage circulaire ou de rapport de forme proche de 1. Même si il s'est révélé satisfaisant, ce modèle peut cependant être amélioré, notamment dans les zones de vitesse faible (Kuznik 2005).

D'un point de vue technique, l'étude expérimentale a montré que les jets axisymétriques anisothermes adhérant à la paroi sont le siège d'instabilités permettant d'améliorer les transferts de chaleur. Il est donc intéressant de mener des études complémentaires afin de mieux comprendre ce type de jets et de pouvoir en faire une typologie permettant d'apporter des règles de mise en œuvre pour la ventilation des locaux.

Pour terminer, il est à noter que la modélisation des écoulements dans les pièces de bâtiment est un enjeu important, comme le montre le nombre de publications sur le sujet. En effet, la CFD permet aussi bien de prédire le confort des occupants vis-à-vis de systèmes de ventilation innovants (diminution du coût énergétique) que des problèmes liés aux transports de polluants (CO, humidité,...).

7. **BIBLIOGRAPHIE**

- Kuznik F. (2005) « Etude expérimentale des jets axisymétriques anisothermes se développant près d'une paroi Application à la mdélisation numérique des cavités ventilées », Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- Kuznik F., Brau J. (2005a) « Numerical and experimental investigation of a mechanically ventilated enclosure The impact of inlet boundary conditions on CFD modelling of the ventilation system » International Journal of Ventilation, vol. 4, n° 2, p. 113-122.
- Kuznik F., Rusaouen G., Gervais P., Chareyre G. (2005b) « Etalonnage d'une tuyère basse vitesse à l'aide de la vélocimétrie par images de particules » 12^{ime} Congrès International de Métrologie, Lyon.
- Kuznik F., Rusaouen G., Hohota R. (2006a) « Experimental and numerical study of a mechanically ventilated enclosure with thermal effects » *Energy and Buildings*, sous presse.
- Kuznik F., Rusaouen G., Brau J. (2006b) « Experimental and numerical study of a full scale ventilated enclosure: comparison of four two equations turbulence models » *Building and Environment*, sous presse.
- Speziale C.G., Sarkar S., Gatski T. (1991) « Modeling the pressure-strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach » *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 227, p. 245-272