

# Étude numérique d'un local traité par un système de ventilation par jet impactant et plancher chauffant : Impact sur la qualité de l'environnement intérieur

Loues Koufi<sup>\*1</sup>, Stéphane Ginestet<sup>1</sup>, Matthieu Labat<sup>1</sup>, Françoise Thellier<sup>1</sup>, Zohir Younsi<sup>2</sup>, Hassane Naji<sup>2</sup>

<sup>1</sup> LMDC, INSA/UPS Génie Civil, 135 Avenue de Rangueil, F-31077 Toulouse, France

<sup>2</sup> Univ. Artois, Univ. Lille, Yncréa-HEI, IMT-Douai, ULR 4515-LGCgE, F-62400 Béthune, France

\*[koufi@insa-toulouse.fr](mailto:koufi@insa-toulouse.fr)

---

*RESUME. Cette investigation numérique présente les grandeurs physiques et les indices de confort thermique dans un local type bureau traité par un système de ventilation par jet impactant et chauffé par un plancher rayonnant. L'effet du taux de renouvellement d'air horaire ( $\tau$ ) et de la hauteur du conduit de ventilation ( $H_c$ ) sur ces grandeurs et indices a été effectué. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie couplées avec le modèle de turbulence RNG  $k-\varepsilon$  ont été résolues. La vérification de la fiabilité des prédictions numériques a été réalisée en confrontant nos résultats à des données expérimentales issues de la littérature. En termes des résultats obtenus, il a été constaté que la ventilation par jet impactant permet d'assurer une meilleure distribution de l'air dans le local. En ce qui concerne les indices de confort, des variations ont été observées près des murs en fonction de  $\tau$  et  $H_c$ , sans que la zone occupée soit impactée. Il a également été conclu que  $\tau = 1 \text{ vol.h}^{-1}$  et  $H_c = 0,5 \text{ m}$  étaient suffisants pour respecter les recommandations de la norme ISO 7730 : 2005.*

*MOTS-CLÉS : Confort thermique, Plancher chauffant, Ventilation par jet impactant.*

---

*ABSTRACT. This numerical investigation presents physical parameters and thermal comfort indices in an office room dealt by an impinging jet ventilation system and heated by a radiant heating floor. The effect of the air change rate per hour ( $\tau$ ) and the height of the ventilation duct ( $H_c$ ) was carried out. The mass, momentum and energy conservation equations coupled with the RNG  $k-\varepsilon$  turbulence model have been solved. The numerical predictions accuracy was checked by comparing our results with available experimental data. It was found that impinging jet ventilation allows better air distribution in the room. Regarding the thermal comfort indices, variations were observed near the walls with  $\tau$  and  $H_c$ , yet the impact on the occupied area was found negligible. In addition, it was concluded that  $\tau = 1 \text{ vol.h}^{-1}$  and  $H_c = 0.5 \text{ m}$  were sufficient to comply with the ISO 7730: 2005 recommendations.*

*KEYWORDS: Thermal comfort, heating floor, impinging jet ventilation.*

---

## 1. INTRODUCTION

L'importance d'avoir un environnement intérieur sain est cruciale du fait de la part du temps, élevée (plus de 90%), que nous passons dans des microclimats artificiels. Pour cela, dès les phases de conception ou de rénovation des bâtiments, les concepteurs et les donneurs d'ordre sont amenés à proposer des stratégies garantissant une bonne qualité de l'environnement intérieur (QEI). Lors des périodes hivernales, l'espace intérieur a besoin d'être chauffé pour assurer le confort thermique, l'air intérieur a également besoin d'être renouvelé pour maintenir un niveau acceptable de qualité de l'air, ce qui se fait en pratique par l'utilisation d'une ventilation mécanique. Ainsi, si la ventilation mécanique

permet d'améliorer la QEI, c'est également l'un des composants le plus énergivore dans le secteur du bâtiment (Ameen et al. 2019).

Parmi les systèmes de renouvellement d'air et de chauffage qui existe, la ventilation par jet impactant (VJI) est une solution prometteuse en raison de son potentiel à conserver les avantages des deux méthodes traditionnelles (par déplacement et par mélange) (Chen et al. 2012). En effet, elle permet d'introduire de l'air neuf sous forme d'un jet d'air vers le bas percutant le sol, qui s'étale le long du plancher sous forme d'une fine couche (Chen et al. 2012). De plus, dans le cas d'un plancher chauffant, la température de l'air soufflé augmente au contact du sol et il se déplace dans la partie supérieure du local, transportant ainsi la chaleur du plancher vers le haut.

Des recherches ont été menées afin de comprendre l'écoulement généré par la VJI et d'évaluer son comportement thermique au sein de pièces de type bureau (Chen et al. 2012). Karimipannah et Awbi 2002 ont réalisé une étude comparative de la VJI et de la ventilation par déplacement mural dans une salle de laboratoire. Les auteurs ont montré que la VJI présente une légère amélioration en termes de distribution de vitesses, notamment grâce à un meilleur équilibre entre les forces de flottabilité et les forces extérieures. Koufi et al. 2017a ont effectué des simulations numériques à l'échelle du bureau en vue de comparer les modes de ventilation traditionnels et la VJI en termes de qualité de l'air. Les auteurs ont conclu que la VJI présente une efficacité plus élevée. Récemment, (Ameen et al. 2019) ont mené une étude expérimentale sur l'efficacité de la VJI pour le mode de rafraîchissement. Les auteurs ont souligné que la VJI assure un environnement intérieur acceptable et peut être utilisée pour la ventilation de pièces type bureau.

Dans cette étude, nous proposons d'évaluer les indices de confort thermique dans un bureau équipé d'une VJI et chauffé par un plancher rayonnant. Pour cela, nous calculons les indices les plus utilisés que sont le PMV (Predicted Mean Vote) et le PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) (ISO 7730 : 2005), bien que la précision de ces indices a suscité de nombreuses questions en conditions réelles (Cheung et al. 2019). Ici, ils sont utilisés comme une première approximation. L'influence du taux de renouvellement d'air et de la hauteur du conduit de ventilation sera également étudiée.

## 2. DESCRIPTION PHYSIQUE ET FORMULATION MATHÉMATIQUE

### 2.1. DESCRIPTION DE LA PIÈCE ÉTUDIÉE

La Figure 1 donne une représentation schématique de la pièce étudiée avec les conditions d'entrée et de sortie d'air. Il s'agit d'une pièce de dimensions  $4 \times 3 \times 2,5 \text{ m}^3$  (longueur, largeur et hauteur), soit  $30 \text{ m}^3$ , conditionnée par un système de ventilation par jet impactant et chauffée par un plancher rayonnant. La paroi verticale située à  $y = 3 \text{ m}$  est maintenue à une température  $T_F = 10^\circ\text{C}$ , correspondant au mur donnant sur l'extérieur. Une température  $T_C = 26^\circ\text{C}$  est appliquée au plancher. Les autres parois sont adiabatiques correspondant aux cloisons intérieures. Toutes les surfaces intérieures sont supposées opaques, grises et diffuses avec une émissivité égale à 0,9. La bouche de soufflage, ayant une hauteur  $H_c$ , est placée au niveau du plafond sur le mur à  $y = 0$  et dirigée vers le bas. La bouche d'extraction d'air est au niveau du plafond tout près de la paroi froide. Le conduit et la bouche de sortie d'air sont positionnés dans le plan médian à  $x = 1,5 \text{ m}$ , de telle sorte que le problème présente un plan de symétrie.

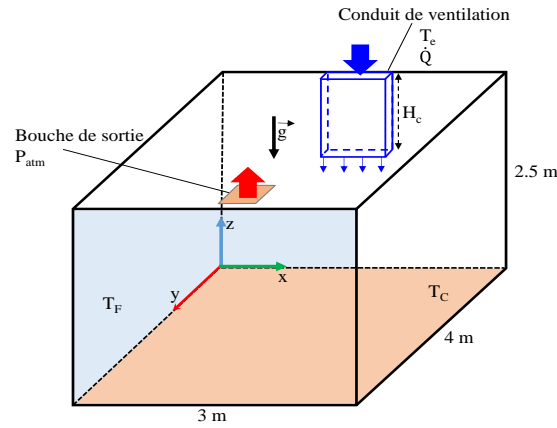


Figure 1 : Représentation schématique de la configuration étudiée.

L'air neuf est introduit à 20°C par le conduit d'alimentation rectangulaire. Il s'agit d'un jet purement descendant frappant le sol. Les paramètres de débit (à savoir, la température et la vitesse) sont uniformes sur toute la section transversale du conduit. Les simulations sont répétées pour 3 valeurs du débit ( $\dot{Q} = 30, 45$  ou  $60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ) correspondant à des taux de renouvellement d'air ( $\tau$ ) de (1,0), (1,5) ou (2,0) vol.h<sup>-1</sup>.

## 2.2. EQUATIONS GOUVERNANTES ET CONDITIONS AUX LIMITES

Le problème consiste à déterminer les transferts de chaleur qui se développent en 3D par convection mixte et par rayonnement en régime stationnaire. Les équations sont résolues à l'aide d'un code CFD commercial, scStream, et à partir des hypothèses suivantes : (1) l'écoulement est développé, turbulent et visqueux ; (2) l'air est newtonien, incompressible et vérifie l'approximation de Boussinesq ; et (3) le travail des forces de dissipation et de pression est admis négligeable (pour plus de détails, se référer à Koufi et al. 2017b).

Concernant les quantités turbulentes, les conditions aux limites ont été fixées en imposant un maillage dense à proximité des murs tel que les valeurs pariétales  $y^+$  restent inférieures à 5.

Le transfert de chaleur par rayonnement est estimé par la méthode de radiativité, en supposant l'air intérieur transparent et non participant. Les facteurs de forme entre surfaces sont calculés en utilisant la méthode de Monte Carlo en subdivisant les parois de la pièce en 4000 éléments. L'entrée et la sortie d'air sont traitées comme un espace ouvert, ce qui correspond à un corps noir ( $\varepsilon = 1$ ). Dans ces conditions, l'équation de radiativité pour un élément de surface donné s'écrit selon la relation (1). Il convient de mentionner que la température radiante moyenne est calculée en tout point de maillage. Ceci est assuré en considérant chaque point comme une surface assimilée à un corps noir.

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^N F_{ij} J_j \quad (1)$$

où  $J_i$  est la densité de flux radiatif apparente ou radiativité,  $\varepsilon_i$  est l'émissivité,  $\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann,  $N$  est le nombre d'éléments, et  $F_{ij}$  le facteur de forme entre les éléments  $i$  et  $j$ .

## 2.3. APPROCHE NUMERIQUE ET VALIDATION

Les équations de conservation, de quantité de mouvement et de l'énergie couplées au modèle de turbulence RNG k- $\varepsilon$  ont été discrétisées en utilisant la méthode des volumes finis. Pour éviter une éventuelle diffusion numérique, causée par les erreurs de troncature dues à la discrétisation, un schéma

QUICK et un schéma de second ordre ont été appliqués pour l'approximation des termes d'advection et de diffusion, respectivement. L'algorithme SIMPLEC a été choisi pour le couplage pression-vitesse. Le système algébrique résultant a été résolu par la méthode ILUCGS. Pour assurer la convergence, l'erreur résiduelle liée à chaque variable est fixée à  $10^{-6}$ .

Cette approche numérique a été vérifiée et validée avec succès dans des études récentes (Koufi et al. 2017a; 2017b). Un nouvel exemple de validation est mené ici en s'appuyant sur le travail de Chen et al. 2012. Les auteurs ont évalué la pertinence de deux modèles de turbulence à prédire les grandeurs de l'écoulement généré par la VJI au sein d'un local supposé isotherme. La Figure 2 montre l'évolution des composantes maximales de la vitesse du jet à proximité de l'entrée. A l'issue des résultats obtenus, il a été constaté que les prédictions corroborent les données expérimentales de Chen et al. 2012.

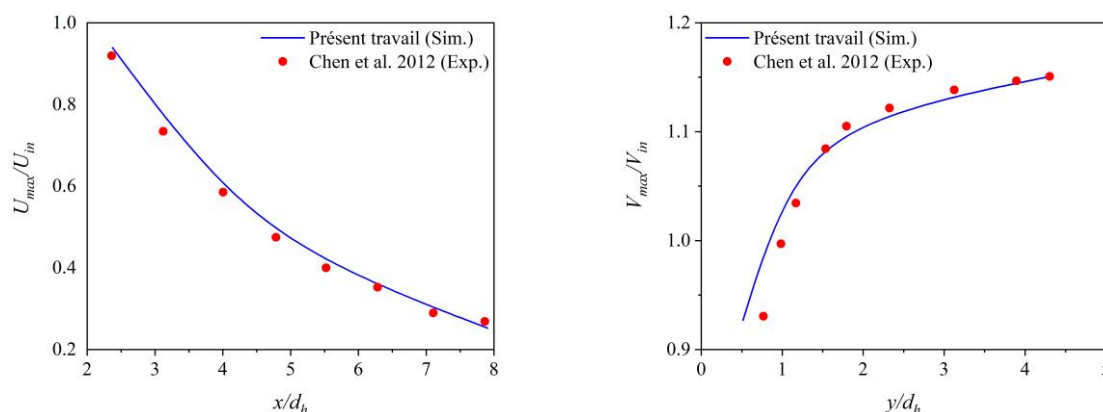


Figure 2 : Evolution des composantes maximales de la vitesse adimensionnelle du jet : près de l'entrée (à gauche), le long du plan médian au sol, avec  $d_h = 0,1265$  m (diamètre hydraulique).

### 3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les simulations numériques mises en œuvre dans cette étude concernent les paramètres suivants : taux de renouvellement d'air par heure ( $\tau$ ) de (1,0), (1,5) et (2,0)  $\text{vol.h}^{-1}$ , et  $H_c = 0,5$  et  $1,5$  m. L'influence de ces paramètres sur la distribution de température et des vitesses, des indices PMV et PPD sera présentée et discutée dans cette section. Pour le calcul du PMV, les paramètres suivants ont été considérés : humidité relative de 50%, activité de l'occupant au repos de 1,2 met et 1,0 clo pour l'habillement. Également, nous tenons à préciser que l'indépendance des résultats vis-à-vis du maillage a été vérifiée en menant une série de grilles quadratiques structurées avec une haute densité où des gradients de température et de vitesse élevés sont attendus (notamment près des parois et du conduit de ventilation). Il a été constaté que, lorsque le nombre de mailles dépasse  $9,8 \times 10^5$ , la solution reste stable.

Dans le but d'évaluer l'effet de la ventilation sur l'écoulement, une simulation sans ventilation (cas de référence) a été réalisée. La Figure 3 présente les résultats de température et vitesse d'air, sur des plans de coupe ( $y, z$ ) verticaux pour 3 valeurs de  $x$ , (1,50), (2,25) et (2,95) m. Une différence de température moyenne d'environ  $2^\circ\text{C}$  est obtenue entre les deux cas. La distribution en température est plus homogène dans la zone occupée pour le cas avec ventilation. En ce qui concerne les vitesses, il est observé que le cas avec ventilation présente des vitesses élevées près du conduit en raison des forces externes provoquées par la ventilation. Les vitesses sont élevées, pour les deux cas, le long de la paroi

froide et à proximité du plancher en raison de la convection. Dans la zone occupée par contre, les vitesses sont significativement plus faibles.

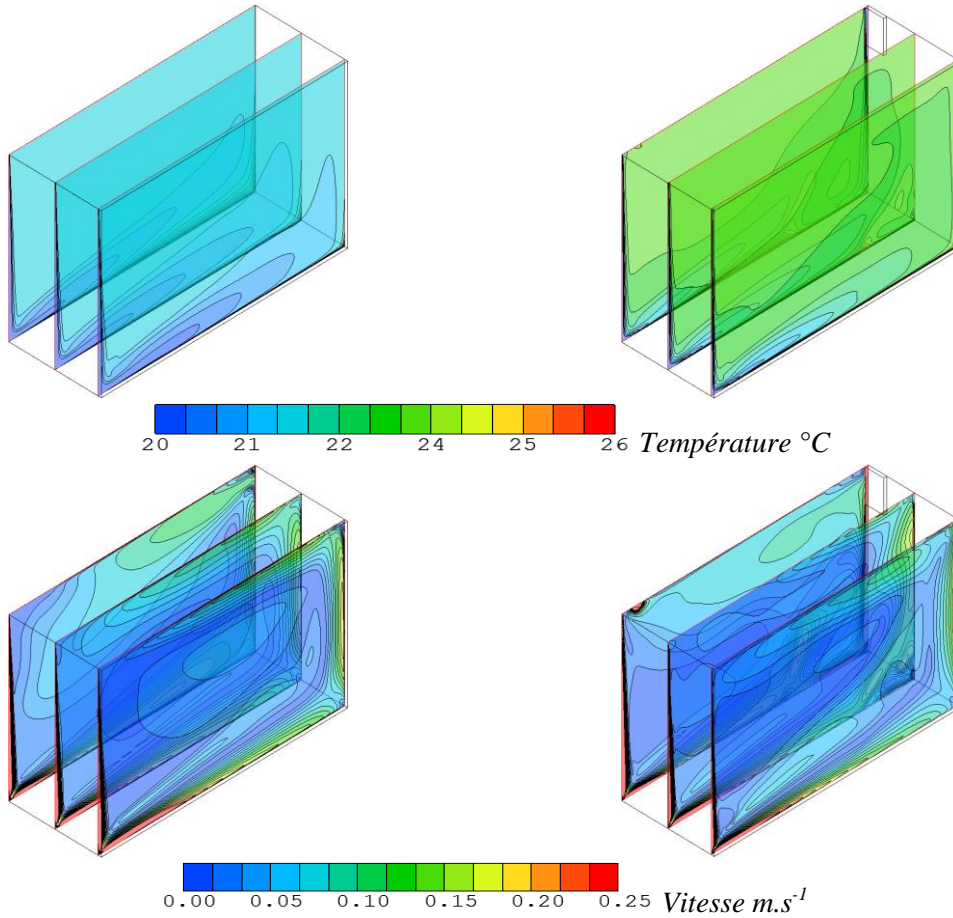


Figure 3 : Distribution de la température, °C (en haut) et distribution des vitesses, m.s<sup>-1</sup> (en bas) ; sans ventilation (à gauche) et avec ventilation  $\tau = 1,0 \text{ vol.h}^{-1}$  et  $h_d = 0,5 \text{ m}$  (à droite)

La Figure 4 illustre la distribution de la température de rayonnement pour  $\tau = 1,0 \text{ vol.h}^{-1}$  et  $H_c = 0,5 \text{ m}$ . Il est observé que la température radiante est plus élevée près du plancher et plus faible au niveau de la paroi froide, ce qui résulte du choix des conditions aux limites en température. Comme ces dernières sont les mêmes pour toutes les simulations, le champ de température de rayonnement est pratiquement le même pour chaque configuration de  $\tau$  et de  $H_c$ .

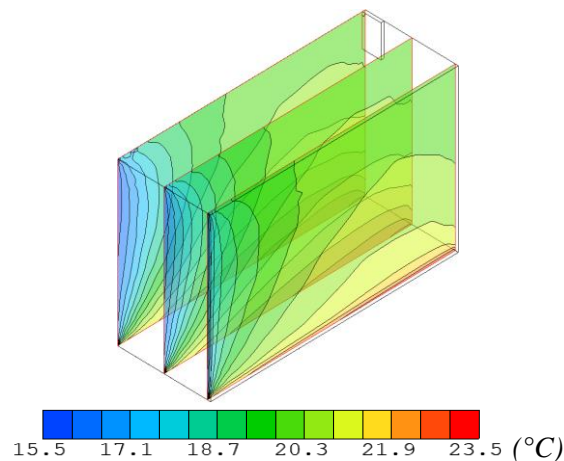


Figure 4 : Distribution de la température de rayonnement :  $\tau = 1,0 \text{ vol.h}^{-1}$  et  $H_c = 0,5 \text{ m}$

Les Figures 5 et 6 présentent respectivement ; le champ de température d'air et la distribution du module de la vitesse dans la pièce pour différentes valeurs de  $\tau$  et  $H_c$ . Les résultats (Figure 5) indiquent que, pour un  $\tau$  donné, la taille de la zone froide se trouvant au niveau de la partie inférieure près de la paroi froide diminue lorsque  $H_c$  augmente et les vitesses (Figure 6) au niveau du coin inférieur près de la paroi froide augmentent légèrement. Cela est dû à la position de l'interaction convection libre-forcée qui tend à se déplacer vers la paroi froide lorsque le jet d'air est plus proche du sol. Le même constat est obtenu lorsque  $\tau$  augmente pour un  $H_c$  donné en raison de l'intensité du jet d'air qui augmente avec  $\tau$ . Pour un  $H_c$  donné, la taille de la zone près du jet correspondant à des vitesses  $> 0,25 \text{ m.s}^{-1}$  s'agrandit avec  $\tau$ . Cela est dû à l'intensité de l'écoulement qui augmente lorsque  $\tau$  augmente. Dans la zone occupée, les vitesses de l'air sont faibles pour tous les cas de simulation.

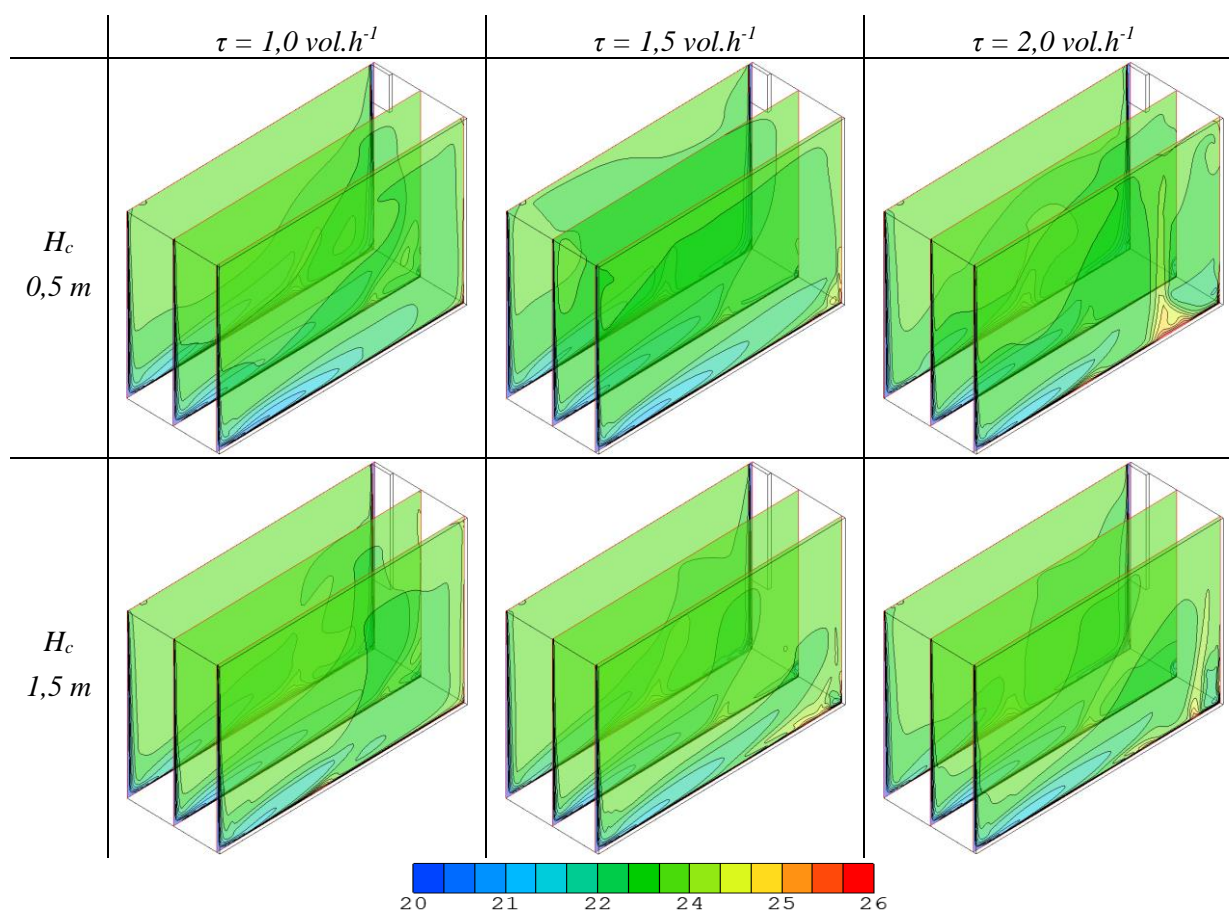


Figure 5 : Distribution de la température d'air ( $^{\circ}\text{C}$ ) pour 3 valeurs de  $\tau$  et 2 de  $H_c$ .

Les distributions des indices PMV et PPD pour  $\tau = 1,0$  et  $2,0 \text{ vol.h}^{-1}$  avec  $H_c = 0,5$  et  $1,5 \text{ m}$ , sont illustrées dans la Figure 7. Ici, l'échelle est limitée selon les plages de PMV et PPD recommandées par la norme ISO 7730 : 2005, correspondant à des conditions de confort thermique acceptable (c'est-à-dire  $-0,5 \leq \text{PMV} \leq 0,5$  et  $\text{PPD} \leq 10\%$ ). A partir de ces résultats, une légère variation des indices PMV et PPD le long des parois actives et près du jet est observée. Ce qui permet de conclure que la zone occupée reste confortable et conforme aux préconisations de ISO 7730 : 2005. Ceci est valable pour les valeurs de  $\tau$  et  $H_c$  considérées avec les conditions aux limites supposées ici. Pour cela, il semble que les paramètres  $\tau = 1,0 \text{ vol.h}^{-1}$  et  $H_c = 0,5 \text{ m}$  soient suffisants pour assurer un microclimat confortable avec un minimum de consommation d'énergie.

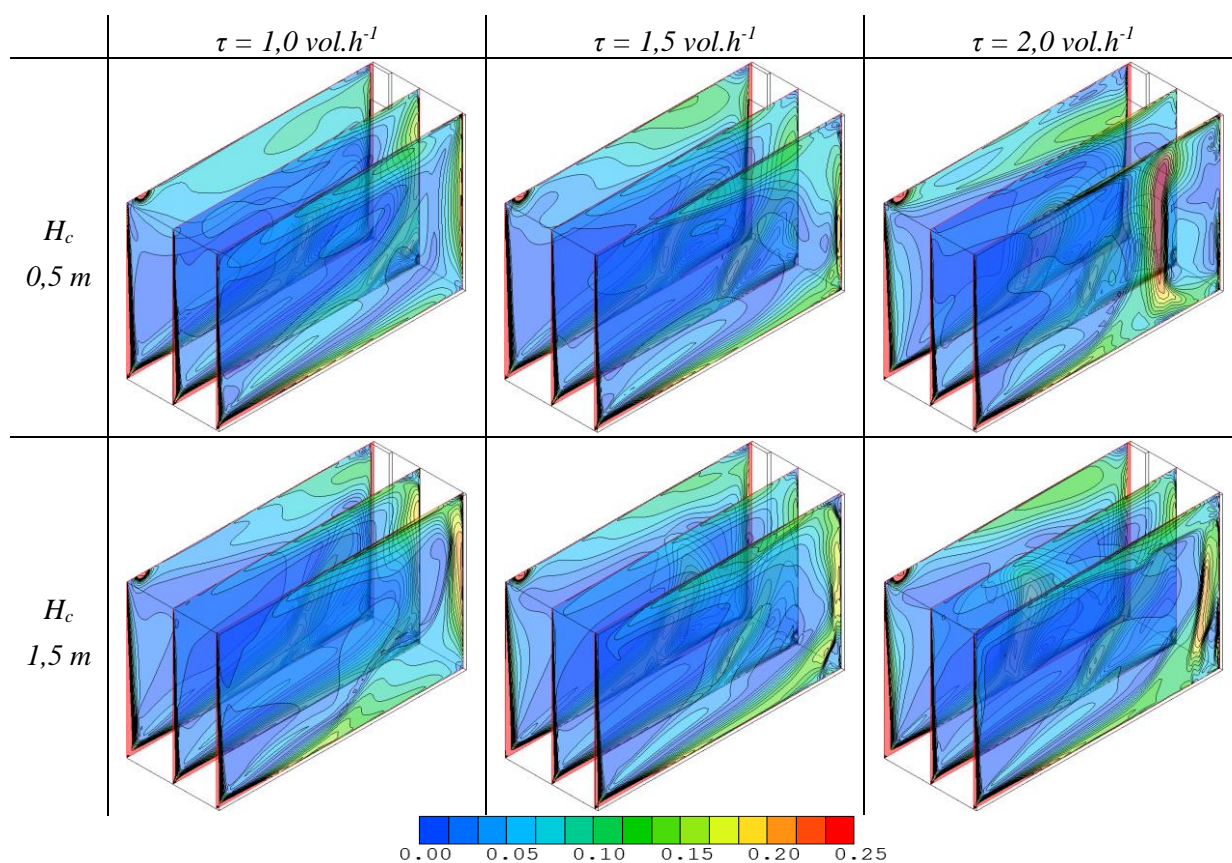


Figure 6 : Distribution des vitesses ( $m.s^{-1}$ ) pour 3 valeurs de  $\tau$  et 2 de  $H_c$ .

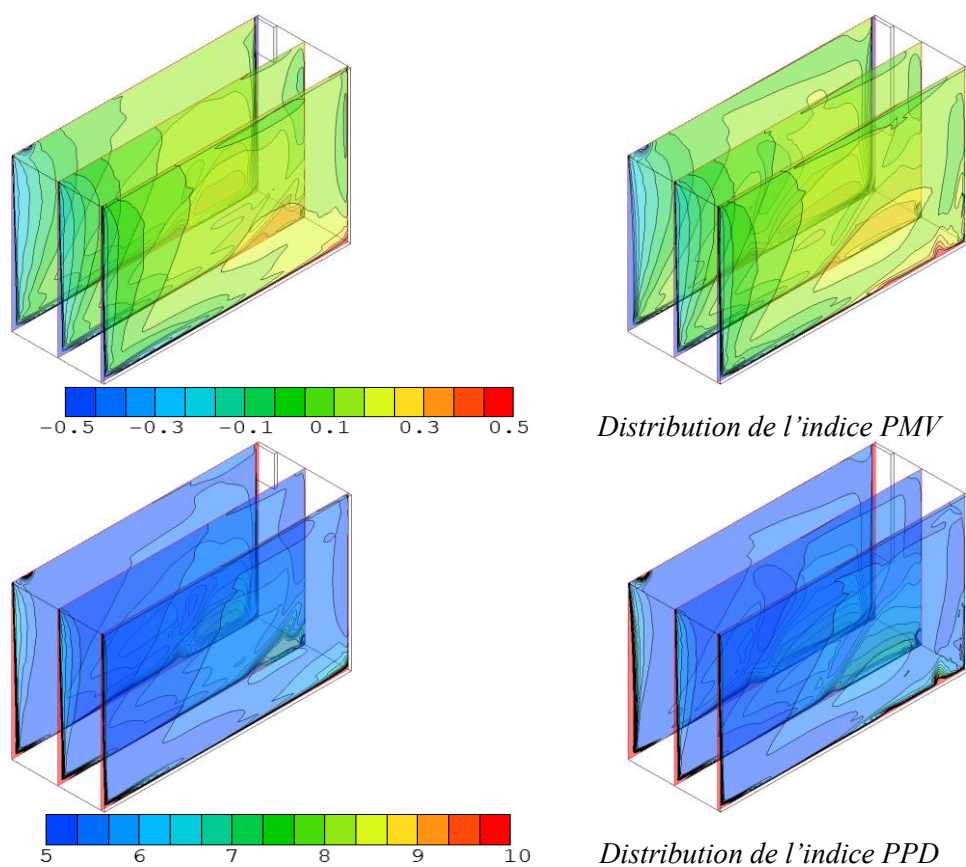


Figure 7 : Distribution des indices PMV et PPD :  $\tau = 1,0 \text{ vol.h}^{-1}$  et  $H_c = 0,5 \text{ m}$  (à gauche),  
 $\tau = 2,0 \text{ vol.h}^{-1}$  et  $H_c = 1,5 \text{ m}$  (à droite).

#### 4. CONCLUSIONS

La présente étude a traité les performances de la ventilation par jet impactant dans un environnement de bureau chauffé par le plancher. L'accent a été mis sur la distribution des grandeurs physiques de l'écoulement (i.e. température et vitesse) et des indices de confort thermique. L'influence du taux de renouvellement d'air horaire et la hauteur du conduit de ventilation a été étudiée. A l'issue des résultats obtenus, les principales conclusions et recommandations sont les suivantes :

- La VJI présente des distributions de température et des vitesses acceptables et homogènes dans la zone occupée et sont en accord avec les recommandations de la norme ISO 7730 : 2005 ;
- Les variations importantes de température et de vitesses avec  $\tau$  et  $H_c$  ne sont observées qu'à l'intérieur des couches limites qui se développent près des murs en raison de la présence des gradients de température et de vitesse ;
- Les paramètres importants  $\tau$  et  $H_c$  induisent de légers changements sur les indices PMV et PPD près des murs. En revanche, dans la zone occupée les valeurs sont conformes aux recommandations préconisées par la norme ISO 7730 : 2005 ;
- Les paramètres  $\tau = 1,0 \text{ vol.h}^{-1}$  et  $H_c = 0,5 \text{ m}$  correspondraient à un microclimat confortable avec un minimum de consommation d'énergie.

Notons que ces résultats se limitent à la géométrie et à la configuration de l'emplacement du conduit de ventilation dans le local. Des simulations supplémentaires prenant compte de la présence de l'être humain, de son poste de travail, de sources de chaleur et de l'immobilier sont nécessaires. De plus, il semble intéressant d'étudier l'effet de la température du plancher et de l'air neuf sur les paramètres physiques de l'écoulement et sur la qualité des environnements intérieurs.

#### 5. BIBLIOGRAPHIE

- Ameen, Arman, Mathias Cehlin, Ulf Larsson, et Taghi Karimippanah. 2019a. « Experimental investigation of the ventilation performance of different air distribution systems in an office environment - Cooling mode ». *Energies* 12 (7): 1-15.
- Chen, Huijuan, Bahram Moshfegh, et Mathias Cehlin. 2012. « Numerical investigation of the flow behavior of an isothermal impinging jet in a room ». *Building and Environment* 49: 154-66.
- Cheung, Toby, Stefano Schiavon, Thomas Parkinson, Peixian Li, et Gail Brager. 2019. « Analysis of the accuracy on PMV-PPD model using the ASHRAE Global Thermal Comfort Database II ». *Building and Environment* 153: 205-217.
- ISO 7730 : 2005 - *Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.*
- Karimippanah, Taghi, et Hazim, Bashir, Awbi. 2002. « Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation ». *Building and Environment* 37 (12): 1329-1342.
- Koufi, Lounes, Zohir Younsi, Yassine Cherif, Hassane Naji, et Mohammed El Ganaoui. 2017a. « A numerical study of indoor air quality in a ventilated room using different strategies of ventilation ». *Mechanics & Industry* 18 (2): 221.
- Koufi, Lounes, Zohir Younsi, Yassine Cherif, et Hassane Naji. 2017b. « Numerical investigation of turbulent mixed convection in an open cavity: Effect of inlet and outlet openings ». *International Journal of Thermal Sciences* 116: 103-117.