



**HAL**  
open science

# Convection mixte en espace annulaire horizontal, étude théorique et validation expérimentale

J. Sublon, B. Duret, Michel Favre-Marinet

► **To cite this version:**

J. Sublon, B. Duret, Michel Favre-Marinet. Convection mixte en espace annulaire horizontal, étude théorique et validation expérimentale. Congrès Français de Thermique, May 2007, Ile des Ambiez, France. pp.319-324. hal-00265926

**HAL Id: hal-00265926**

**<https://hal.science/hal-00265926>**

Submitted on 24 Mar 2020

**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.

# Convection mixte en espace annulaire horizontal, étude théorique et validation expérimentale.

Judicaël SUBLON<sup>1</sup>, Bernard DURET<sup>1</sup>, Michel FAVRE-MARINET<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Thermohydraulique Gaz et Diphasique -CEA Grenoble  
17, rue des Martyrs 38054 Grenoble Cedex 9

<sup>2</sup>Laboratoire des Écoulements Géophysiques et Industriels, UJF-INPG-CNRS  
1025, rue de la Piscine, BP 53 X, 38041, Grenoble Cedex, France

**Résumé** - Un outil numérique CFD 3D a été développé pour modéliser un écoulement de convection mixte à l'intérieur de canaux horizontaux. Le système est constitué de quatre espaces annulaires superposés de longueur 5m et d'entrefer 5cm, chaque cylindre interne dégage un flux de chaleur uniforme, l'ensemble est placé à l'intérieur d'une enceinte dont la partie supérieure est à température imposée. Le gradient de température ainsi constitué entraîne un mouvement de convection de l'air. Une maquette très instrumentée a été construite à l'échelle 1 pour valider les calculs de la circulation et des échanges convectifs.

## Nomenclature

$D_e$	diamètre extérieur d'un canal, $m$	$Re$	nombre de Reynolds, $4G/\pi(D_e+D_i)\mu$
$D_i$	diamètre intérieur d'un canal, $m$	<i>Symboles grecs</i>	
$G$	débit massique dans un canal, $kg.s^{-1}$	$\mu$	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$

## 1. Introduction

Cette étude porte sur un concept d'entreposage de déchets radioactifs placés à l'intérieur de cylindres horizontaux, dont la puissance résiduelle est évacuée par un écoulement d'air extérieur produit par convection mixte. L'objectif principal est la durabilité et la passivité du refroidissement.

Beaucoup d'études théoriques et expérimentales ont été conduites sur la convection mixte dans des tubes circulaires et des canaux rectangulaires horizontaux. En comparaison, peu d'études ont été effectuées pour des espaces annulaires, hormis sur la convection naturelle pure 2D. De plus, ces études sont pour la plupart restreintes à des régimes d'écoulement purement laminaire ( $Re < 2000$ ). Pour des nombres de Rayleigh faibles ou modérés, l'écoulement secondaire prédit consiste en une large cellule qui s'enroule de chaque côté du plan milieu vertical. L'effet de la superposition des écoulements principal et secondaire est la formation d'un mouvement hélicoïdal [1] dans lequel le fluide monte le long du tube interne chaud et descend le long du tube externe froid, tout en avançant dans la direction longitudinale. Pour des régimes d'écoulement de transition ( $2000 < Re < 5000$ ), très peu d'études existent. Ciampi et al. [2] mettent en évidence un écoulement compliqué, turbulent en partie haute de l'espace annulaire et laminaire en partie basse, avec cependant des vitesses plus élevées.

Pour répondre à la passivité souhaitée pour le système, l'idée a été de créer une circulation générale dans l'entrepôt grâce à un refroidissement imposé dans sa partie supérieure et ainsi se passer de tout ventilateur ou cheminée.

Le débit d'air en circulation va donc dépendre de la géométrie, de la puissance délivrée et du refroidissement imposé ; ce type de mouvement sous très faible moteur (quelques Pascals) reste difficile à évaluer. Par ailleurs, les échanges thermiques dans l'espace annulaire sont

dans des régimes de convection mixte mal connus ; pour ces deux raisons, une maquette à l'échelle 1 a été construite pour valider la modélisation numérique.

## 2. Description géométrique de la boucle d'essais

Afin de représenter de façon réaliste une portion de l'entrepôt de déchets, nous avons choisi une géométrie à l'échelle 1, constituée de 4 canaux annulaires horizontaux et superposés ( $T_i, i = 1,4$ ), de longueur 5m. Les tubes internes sont chauffés et les tubes externes isolés thermiquement ; le rapport des diamètres  $D_e/D_i$  vaut 1,24. L'air circule le long de ces canaux jusqu'à un collecteur, est ensuite refroidi en partie supérieure en passant sous une plaque munie de 7 canaux rectangulaires (section 100mm x 50mm) à l'intérieur desquels s'écoule de l'eau à 15°C, et revient ensuite vers l'entrée des canaux (Fig. 1).

Nous avons donc constitué un circuit fermé dont le moteur est la convection libre. Ce dispositif est enfermé à l'intérieur d'une enceinte climatisée, isolée par des cloisons en polyuréthane de 20 cm d'épaisseur. Il est possible également d'imposer un débit de refroidissement d'air par un ventilateur (circuit A sur la Fig. 1). Divers régimes d'écoulement vont s'établir dans les canaux, en fonction de leurs positions respectives et des puissances thermiques appliquées aux cylindres internes.

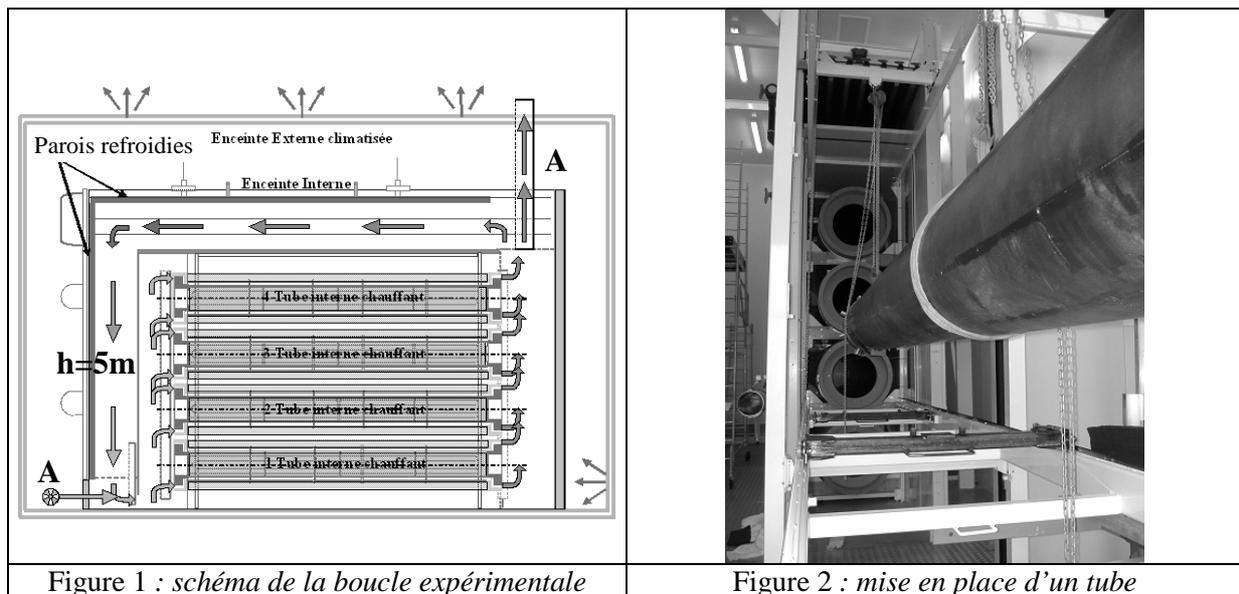


Figure 1 : schéma de la boucle expérimentale

Figure 2 : mise en place d'un tube

### 2.1. Tubes internes et externes

Les tubes sont en aluminium, de diamètre externe 418 mm pour le tube interne et de diamètre interne 518 mm pour le tube externe (Fig. 2); ils laissent donc un espace annulaire d'entrefer 5 cm pour le passage de l'air. Leurs surfaces en regard sont peintes en noir mat avec une peinture résistante à une température de 150°C pour avoir une émissivité de paroi la plus forte possible. Chaque tube interne est équipé de 4 cordons chauffants régulièrement disposés sur sa face interne afin d'obtenir une puissance surfacique homogène de 30W/m<sup>2</sup> à 300W/m<sup>2</sup>, soit une puissance totale installée et mesurable de 1kW à 10kW. A mi-longueur, les tubes externes sont équipés de hublots de 24mm de diamètre placés sur l'axe horizontal permettant une mesure laser de la vitesse dans chaque canal. De plus, le canal n°2 est également équipé d'un second hublot, de diamètre 70mm, permettant des mesures de la vitesse de l'air en partie haute de l'espace annulaire. L'entrée et la sortie de l'air dans les tubes se font par l'intermédiaire d'une chicane nécessaire à la radioprotection. Celle-ci est

constituée de deux embouts qui s'ajustent sur les tubes internes et externes. Enfin, l'ensemble des quatre canaux est maintenu par des supports rigides, en mousse de polyuréthane d'épaisseur 5cm s'appuyant sur une traverse isolante, située près de leurs extrémités. Afin de limiter au maximum les fuites thermiques, les tubes sont isolés thermiquement par une couche de laine de roche de 15cm plaquée contre leur paroi et les espaces entre les tubes sont comblés avec de la laine de roche.

## 2.2. Système de refroidissement

Le toit est constitué d'une tôle d'aluminium épaisse sur laquelle sont plaqués par serrage mécanique 7 tubes carrés (100mm x 50mm) également en aluminium ; il est refroidi par une circulation d'eau à l'intérieur de ceux-ci. La hauteur d'air sous le toit est variable, l'étanchéité est réalisée par un joint plaqué par vissage. La partie verticale, située du côté de l'entrée des tubes, est également refroidie sur une hauteur variable. Ce système de refroidissement permet d'obtenir une condition de température imposée quasi-uniforme, la différence de température entrée/sortie étant de quelques degrés pour un débit d'eau d'environ 5 m<sup>3</sup>/h.

## 2.3. Dispositif de mesures

Les mesures de contrôle permettent de vérifier les conditions aux limites de notre système. Il s'agit de la mesure de la puissance électrique (wattmètre) imposée à chaque zone des canaux, du débit d'entrée d'air imposé dans le cas de la convection forcée et du débit d'eau de refroidissement imposé dans le cas de l'expérimentation en circuit fermé (débitmètre). Une dizaine de thermocouples sont placés à des endroits stratégiques (au niveau du toit, dans l'eau de refroidissement, dans l'isolation entre les cylindres, dans l'enceinte climatisée,...). Ils permettent de vérifier les conditions extérieures et d'évaluer les pertes thermiques.

Une trentaine de thermocouples de type chromel-alumel sont insérés dans les parois des cylindres internes et externes afin de connaître leur température ; le canal n°2 est particulièrement instrumenté. Ils sont placés à mi-épaisseur des parois dans des trous de diamètre 1,1mm réalisés à l'intérieur des cylindres. D'autres thermocouples de diamètre 0,5mm sont placés tout le long du circuit d'air, c'est-à-dire à la sortie des canaux, entre le toit et le dessus du bloc contenant les tubes, entre la zone de refroidissement verticale et la chicane d'entrée, et entre la chicane d'entrée et l'entrée des canaux. Ces thermocouples sont maintenus par des perches les plus fines possible afin de minimiser les perturbations de la vitesse de l'air. Six thermocouples sont également insérés à l'intérieur de l'espace annulaire du canal n°2 afin de mesurer la température de l'air à diverses positions angulaires dans une section droite.

Une sonde à fil chaud peut être placée à différentes positions prédéfinies dans le plan vertical sous la chicane d'entrée du module. Ces mesures permettent d'obtenir les profils de vitesse d'air dans ce plan et d'évaluer ainsi le débit. Des mesures par vélocimétrie laser LDV sont faites à travers des hublots, en amont des canaux, au milieu des entrefers et en sortie des chicanes.

## 3. Résultats expérimentaux

De nombreux paramètres peuvent être étudiés. Concernant la campagne analysée, nous avons testé la puissance, l'inhomogénéité du chargement et le type de ventilation (naturelle ou imposée). Grille des essais :

Cas	Circulation d'air	Circuit	Puissance des tubes
1	Ventilation naturelle	Fermé	T1=T2=T3=T4=315W
2	Ventilation naturelle	Fermé	T1=T2=T3=T4=630W
3	Ventilation naturelle	Fermé	T1=T2=T3=T4=750W
4	Ventilation naturelle	Fermé	T1=750W T2=T3=T4=0
5	Ventilation naturelle	Fermé	T1=T2=750W T3=T4=0
6	Ventilation naturelle	Fermé	T1=T2=T3=0 T4=750W
7	CF (Q=400m <sup>3</sup> /h)	Ouvert	T1=T2=T3=T4=750W
8	Ventilation naturelle	Ouvert	T1=T2=T3=T4=750W

Certains paramètres sont restés fixes : la température de l'eau du toit est restée à 15°C, la température du local externe vaut 25°C, la largeur de la section d'essai est de 1,20m, la hauteur d'entrée sous la chicane est de 50cm, les bouchons et chicanes des 4 canaux forment des angles vifs à 90°. Le toit horizontal laisse un espace de 26,5cm sous les tubes rectangulaires et la zone refroidie verticale en face avant descend sur une hauteur de 2,70m.

Nous donnons ci-dessous (Fig. 3) un exemple des mesures obtenues en régime permanent pour l'essai que nous avons appelé de référence, soit un refroidissement naturel des 4 tubes chauffés à 750W (24h sont nécessaires à l'obtention d'une stabilisation complète des températures) :

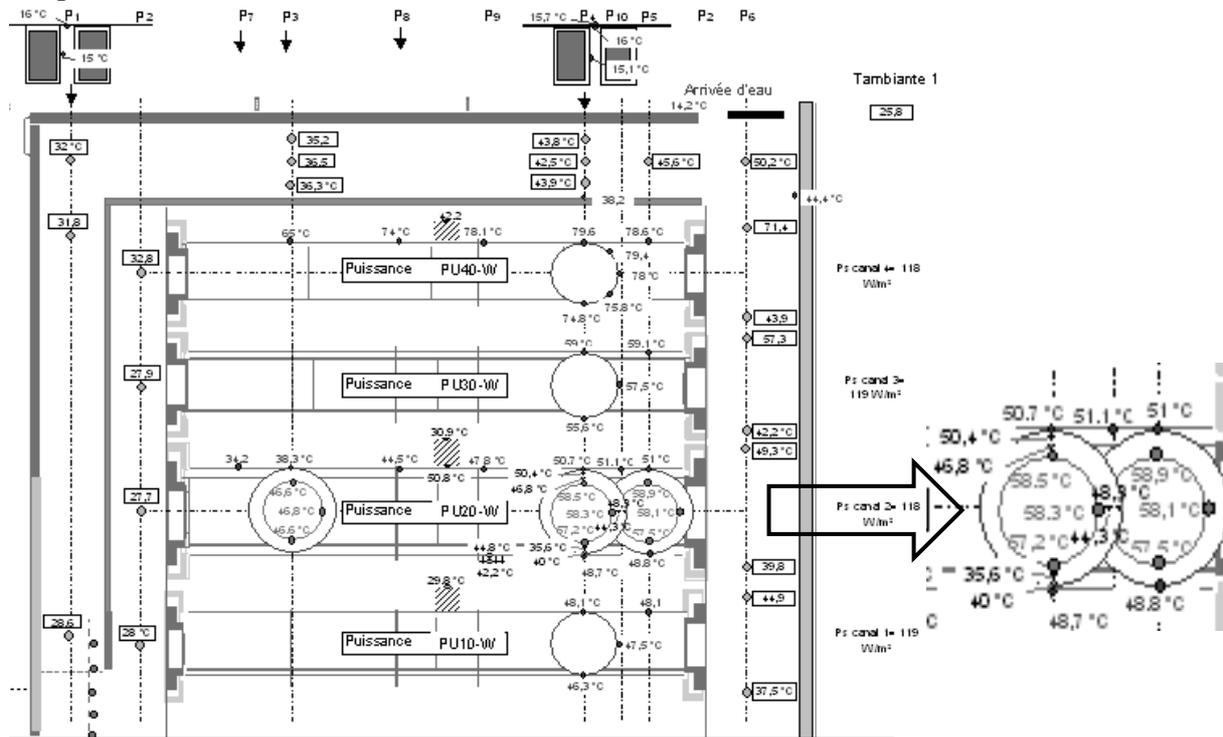


Figure 3 : distribution de températures expérimentales

Afin de compléter les mesures thermiques précédentes, on a utilisé pour l'essai de référence la sonde à fil chaud pour évaluer le débit d'air global ainsi que la proportion des débits de chaque canal. Le débit total de 133g/s se répartit de la façon suivante : 40% dans le canal 1 (situé en bas), 32% canal 2, 23% canal 3 et seulement 4% dans le canal supérieur.

#### 4. Modélisation numérique

L'écoulement global est étudié en 3D et la modélisation, les calculs et les post-traitements sont réalisés avec le logiciel commercial Ansys CFX v 10.0. La modélisation est du type SST

[3], fusion du modèle  $k-\omega$  et du modèle  $k-\varepsilon$ , choix retenu par l'importance de la prise en compte des phénomènes de parois. Les régimes d'écoulements allant du laminaire au turbulent, suivant la position du canal considéré, pour une même puissance, le choix d'un modèle de turbulence s'est imposé.

La puissance dissipée par chaque cylindre est appliquée sous la forme d'une densité de flux uniforme sur la surface interne du cylindre interne. Les épaisseurs de cylindres sont représentées afin de prendre en compte les conductions radiales et axiales. Le rayonnement entre les deux parois constituant le canal est également pris en compte et calculé par le modèle Discrete Transfer, ce modèle est basé sur le traçage de multiples faisceaux quittant les surfaces à l'intérieur du domaine. Cette technique a été développée par Shah [4] et dépend de la discrétisation de l'équation de transfert le long de ces directions. Les deux faces ayant été peintes de la même façon, leur émissivité est prise égale à 0,95. La paroi extérieure, ainsi que toutes les autres parois du domaine hormis le toit, sont supposées adiabatiques. Le toit refroidi a une condition de température uniforme imposée à 15°C.

Pour le cas dit de référence ( $P = 750W$  par tube), le modèle est constitué de 981 000 éléments,  $y^+$  sur la première maille des canaux est compris entre 2 et 4, et vaut environ 13 au niveau du toit refroidi. Les pertes thermiques évaluées à partir des mesures de contrôle de l'expérimentation ont été prises en compte pour le calcul. Les résultats sont obtenus après la stabilisation des températures en certains points du système, la convergence n'étant pas atteinte pour de fortes puissances.

## 5. Analyse et discussion

La visualisation des résultats de la modélisation permet d'observer divers phénomènes. On retrouve sur les trois premiers canaux, et plus particulièrement sur le canal n°3, le mouvement hélicoïdal décrit par [1] (Fig. 4) ainsi que la distribution de vitesses axiales, fortes en partie basse et plus faibles en partie haute de l'espace annulaire, annoncée par [2]. Par contre, l'écoulement à l'intérieur du canal n°4 est très particulier, avec des recirculations d'air aux extrémités.

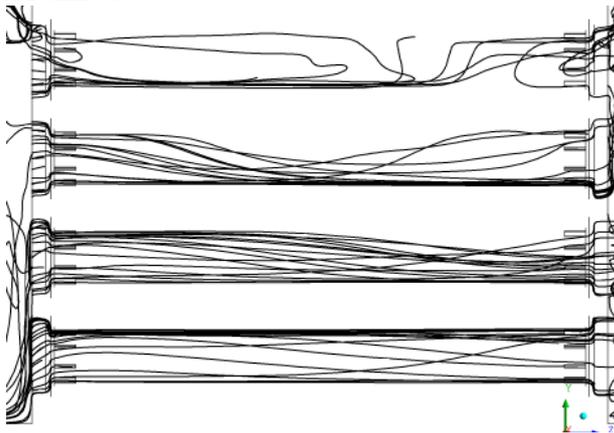


Figure 4 : lignes de courants à travers les 4 canaux (Cas n°3)

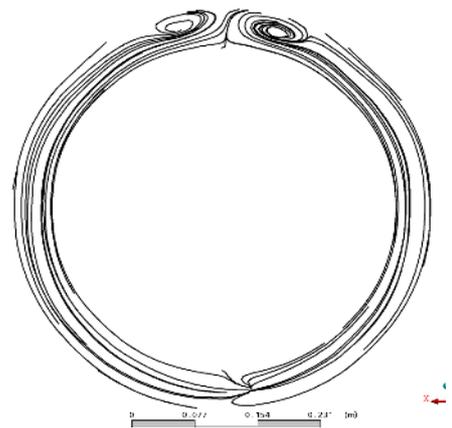


Figure 5 : projection sur une section du canal n°3 pour  $z/L = 0.75$

On peut également remarquer, en visualisant les lignes de courant projetées sur une section près de la sortie du canal n°3 (Fig. 5), la formation d'un second rouleau, plus faible, en partie haute de l'espace annulaire. Des études [5,6,7] ont prévu ce phénomène pour un écoulement laminaire avec un nombre de Grashof élevé, ce qui est le cas pour le canal n°3 dont le nombre de Reynolds vaut approximativement 1700. La position de ce second rouleau est bien prédit en partie haute par [5,6], alors que [7] le positionne en partie basse de l'espace annulaire. La

répartition du débit d'air sur les 4 canaux est voisine de la détermination expérimentale, le débit total calculé est inférieur de 20% au débit mesuré.

L'ensemble des températures d'air calculées dans le système, correspondant aux positions des divers thermocouples de l'expérimentation, est supérieur de 9 à 16°C aux valeurs expérimentales, les températures des cylindres externes sont plus élevées de 10 à 19°C et celles du cylindre interne du canal n°2 de 6 à 9°C. On peut d'ailleurs observer que la différence des températures entre le calcul et l'expérience varie très peu tout au long de ce canal, que ce soit pour l'air ou pour les parois. Ceci laisse supposer que les écarts constatés entre calcul et expérience sont dus à une température d'air trop élevée à l'entrée des canaux dans le modèle numérique. On s'aperçoit en effet que l'échange de chaleur au niveau du toit refroidi est sous-estimé par le calcul. La température du toit étant fixée et le système étant fermé, cela entraîne un accroissement global de la température dans l'entrepôt.

## 6. Conclusion

Les premiers essais expérimentaux mettent en évidence la possibilité de refroidissement d'un entrepôt en circuit fermé pour des puissances surfaciques de l'ordre de 120 W/m<sup>2</sup>, avec des températures maximums inférieures à 80°C pour les cylindres externes, ce qui serait dès aujourd'hui suffisant pour un prototype. Pour des puissances supérieures, l'efficacité d'une cheminée va être testée avec des essais en convection forcée grâce à la modularité de la maquette. L'évaluation des vitesses dans les canaux par la sonde à fil chaud fait ressortir une répartition inégale (de 40% en bas à 4% pour le canal supérieur) du débit total mesuré sous la chicane. Les calculs 3D utilisant le logiciel CFX permettent d'obtenir une bonne estimation de cette répartition. L'aérodynamique globale du dispositif semble donc être bien représentée. Elle devra être cependant validée par les mesures LDV au niveau des recirculations identifiées en zone d'entrée du canal supérieur. Par contre, les températures calculées surestiment la réalité d'une douzaine de degrés. Les débits étant bien calculés, nous pensons que le déficit du refroidissement sera amélioré par un maillage plus fin en proche paroi de la zone refroidie. Ce nouveau maillage va être testé pour corriger ce problème bien qu'il allonge la durée des calculs (actuellement 5 jours). Des études numériques sont en cours pour homogénéiser la répartition des débits dans les canaux, et ainsi optimiser le concept du système, par l'intermédiaire de déflecteurs placés en sortie des canaux. Ces modifications technologiques seront ensuite validées sur la maquette.

## Références

- [1] A. Mojtabi, J.-P. Caltagirone, Analyse du transfert de chaleur en convection mixte laminaire entre deux cylindres coaxiaux horizontaux, *Int. J. Heat Mass Transfer*, (1980), vol.23, 1369-1375.
- [2] M. Ciampi, S. Faggiani, W. Grassi, G. Tuoni, F. P. Incropera, Mixed convection heat transfer in horizontal, concentric annuli for transitional flow conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, (1987), vol.30, 833-841.
- [3] Menter, Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA-journal*, 32 (8), 1994
- [4] N. G. Shah, A New Method of Computation of Radiant Heat Transfer in Combustion Chambers. *PhD thesis*, Imperial College of Science and Technology, London, England, 1979.
- [5] N. Hattori, S. Kotake, Combined free and forced convection heat transfer for fully developed laminar flow in horizontal tubes (experiments), *Bulletin of the JSME*, (1978), vol.21, 861-868.
- [6] S. Kotake, N. Hattori, Combined forced and free convection heat transfer for fully developed laminar flow in horizontal annuli, *Int. J. Heat Mass Transfer*, (1985), vol.28, 2113-2120.
- [7] A. O. Niecele, S. V. Patankar, Laminar mixed convection in a concentric annulus with horizontal axis, *J. Heat Transfer*, (1985), vol.107, 902-909.