

## UTILISATION DES CODES NUMERIQUES DE MECANIQUE DES FLUIDES COMME OUTILS DE RECHERCHE ET DE CONCEPTION

**F. ALLARD, C. BEGHEIN et F. HAGHIGHAT\***

**Centre de Thermique de l'INSA de Lyon,  
URA CNRS 1372, Villeurbanne, France**

**\* Centre d'Etudes sur le Bâtiment, Université Concordia,  
Montréal, Canada.**

Les outils numériques issus de la dynamique des fluides sont des outils séduisants pour prédire ou étudier les phénomènes convectifs liés aux bâtiments. L'objet de cet article est dans un premier temps de fixer succinctement le cadre des principes physiques et mathématiques utilisés par ce type de modèle, puis à partir d'exemples tirés de la littérature, d'en présenter les applications les plus courantes en physique des bâtiments.

### INTRODUCTION

Il existe en physique du bâtiment un grand nombre de problèmes qui peuvent être résolus efficacement par des outils de simulation numérique. Ainsi au cours des quinze dernières années, les outils de simulation du comportement thermique des bâtiments sont-ils devenus des moyens classiques d'analyse énergétique et de dimensionnement.

Un outil numérique performant serait notamment un outil idéal pour décrire les phénomènes complexes liés aux mouvements d'air et aider le concepteur à choisir la solution optimale dans un grand nombre d'alternatives. Depuis près de vingt ans, avec l'augmentation en puissance des moyens de calcul disponibles et le développement réussi des méthodes numériques, il devient de plus en plus courant de voir utiliser des outils de simulation issus de la mécanique des fluides pour résoudre ou aider à résoudre ces problèmes. Si dans certains cas les modèles utilisés ont été spécifiquement développés à cet effet et si les travaux présentés font l'objet d'une comparaison avec une expérimentation particulière, ces codes sont aussi utilisés pour réaliser des études de sensibilité fournissant au concepteur une aide à la décision à moindre coût, en tout cas inférieur à celui d'une réalisation expérimentale.

Pour le chercheur ou l'ingénieur, l'avantage principal de ces modèles de champ est que chaque variable caractérisant l'état du fluide (température, pression, vitesse, concentration en élément polluant) est accessible en tout point du domaine. Une image plus complète de l'écoulement est ainsi disponible permettant une connaissance détaillée et des approches plus rigoureuses des phénomènes.

Outre leur utilisation directe par les concepteurs, ces outils peuvent aussi être considérés comme des modèles de connaissance permettant par une stratégie d'expérimentation numérique, d'alimenter des modèles plus simples en lois phénoménologiques.

Dans la première partie de cette communication, nous poserons les fondements mathématiques des modèles utilisés; puis, à l'aide d'exemples extraits de la littérature, nous présenterons une revue d'utilisations pratiques de tels outils.

## PRINCIPES PHYSIQUES ET MATHÉMATIQUES DES MODÈLES UTILISÉS

Pour quelque problème de dynamique des fluides que ce soit, les équations de conservation à résoudre peuvent se mettre sous la forme générale d'une équation de transport diffusion. Dans les problèmes qui nous concernent, ce formalisme est appliqué tour à tour aux équations de conservation de la masse, de conservation des quantités de mouvement, de l'énergie, de concentration ou des quantités turbulentes  $K$  (énergie cinétique turbulente) et  $\epsilon$  (son taux de dissipation).

Actuellement, comme on peut le constater dans des articles de synthèse présentés par KUMAR (1983), WHITTLE (1986), NIELSEN (1989) ou RHODES (1989), les codes utilisés sont en général basés sur l'intégration sur des volumes de contrôle simples, en général parallélépipédiques, des équations citées précédemment, discrétisées à l'aide de schémas aux différences finies. Cette procédure conduit à l'écriture de systèmes d'équations de taille très importante qui du fait de la nonlinéarité des équations et de leur couplage nécessitent des méthodes de résolution itératives et fréquemment des machines de grande capacité.

La résolution du champ de pression est réalisée en général à l'aide d'algorithmes issus des études de PATANKAR et SPALDING (1972) ou qui en sont dérivés.

On constate également aisément que même si des solutions différentes sont proposées pour le traitement des écoulements turbulents, la grande majorité des auteurs utilisent des modèles de sous-maille à deux équations de type  $k-\epsilon$  telles que celles décrites ci-après.

\* Equation de conservation de l'énergie cinétique turbulente

$$\overline{u_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G_k - \epsilon \quad (1)$$

\* Equation de conservation du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente

$$\overline{u_j} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + [C_1 (P_k + C_3 G_k) - C_2 \epsilon] \frac{\epsilon}{k} \quad (2)$$

avec:

$$P_k = \frac{\nu_t}{2} \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right)^2$$

$$G_k = - \frac{\nu_t}{\sigma_T} g \beta_T \frac{\partial T}{\partial x_j} \delta_{j2} \quad (3)$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

$\sigma_k$  et  $\sigma_\epsilon$  sont les nombres de Prandtl turbulents relatifs aux variables  $K$  et  $\epsilon$ .  $C_\mu$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  sont des constantes,  $\nu_t$  est la viscosité turbulente évaluée en tout point de l'écoulement.

Cette formulation peut être adoptée pour un écoulement libre, mais dans le cas d'un écoulement le long d'une paroi, certains aménagements s'avèrent nécessaires afin de modéliser le comportement de l'écoulement au sein de la mince couche visqueuse qui se développe le long de cette paroi. En effet, dans cette région, les fluctuations des différentes variables sont amorties et deviennent très faibles; la viscosité turbulente devient ainsi négligeable par rapport à la viscosité moléculaire.

Deux méthodes permettent de résoudre ce problème:

- a) la méthode des fonctions de paroi ou modélisation à haut nombre de Reynolds,
- b) la modélisation à bas nombre de Reynolds.

**a) La méthode des fonctions de paroi ou modélisation à haut nombre de Reynolds**

Cette méthode consiste à éviter de discrétiser la sous-couche visqueuse pariétale en reliant, par l'intermédiaire de fonctions de paroi, les conditions aux limites sur les différentes variables à des "pseudo conditions aux limites" en des points de discrétisation situés au voisinage immédiat de cette sous-couche visqueuse et hors de celle-ci.

Dans le domaine excluant la sous-couche visqueuse, le comportement de l'écoulement est turbulent, les phénomènes de diffusion turbulente l'emportent sur les phénomènes de diffusion moléculaire. La viscosité  $\nu$  est donc omise des termes de diffusion de chacune des équations.

Pour un écoulement le long d'une plaque plane tel que le phénomène de poussée est négligeable (écoulement de convection forcée), l'écriture des équations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie dans la sous-couche visqueuse pariétale permet de déduire, à partir des profils de température et de vitesse au sein de celle-ci, les expressions de la température et de la composante de vitesse parallèle à la paroi au premier point de discrétisation.

$$\begin{aligned} T^+ &= \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \\ U^+ &= \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \end{aligned} \tag{4}$$

où  $\kappa$  et  $E$  sont des constantes supposées universelles dont les valeurs respectives sont 0.46 et 9.8,  $\kappa$  est la constante de Von Karman (=0.4) et  $E$  est une fonction dépendant uniquement du nombre de Prandtl moléculaire  $Pr$ .  $U^+$ ,  $T^+$ ,  $y^+$  sont les vitesse, température et distance adimensionnées par la viscosité, la masse volumique, la contrainte de cisaillement  $\tau_w$  et le transfert de chaleur  $q_w$  à la paroi.

$$\begin{aligned}
T^+ &= \rho C_p (T_w - T) (\tau_w / \rho)^{1/2} / \alpha_w \\
U^+ &= U_p / (\tau_w / \rho)^{1/2} \\
y^+ &= (\tau_w / \rho)^{1/2} y_p / \nu
\end{aligned}
\tag{5}$$

Les lois de paroi pour les grandeurs turbulentes  $k$  et  $\epsilon$  sont obtenues en faisant l'hypothèse que dans la sous-couche visqueuse, la turbulence est en état d'équilibre local (le terme de production d'énergie cinétique turbulente par cisaillement  $P_k$  est égal au terme de dissipation d'énergie cinétique turbulente  $\epsilon$ ). On aboutit ainsi aux expressions suivantes:

$$\begin{aligned}
k_p &= (\tau_w / \rho)^2 / \sqrt{C_\mu} \\
\epsilon_p &= (\tau_w / \rho)^3 / (\kappa y_p)
\end{aligned}
\tag{6}$$

Une description détaillée de l'obtention de ces lois de paroi est donnée dans les thèses de CHEN(1988) et de JIANG(1990) ou dans les travaux de MURAKAMI et al (1989).

Bien que permettant une économie de temps calcul et un gain de place mémoire considérables, cette méthode ne s'applique en toute rigueur qu'à un domaine restreint qui est celui des écoulements de convection forcée (LAUNDER 1984).

#### **b) La modélisation à bas nombre de Reynolds**

Dans le cas d'un écoulement de convection naturelle turbulente le long d'une paroi verticale, HENKES et HOOGENDOORN (1990) ont montré, à partir de résultats expérimentaux et numériques, qu'il n'est pas possible à l'heure actuelle d'utiliser des lois de paroi simples pour éviter de discrétiser la sous-couche visqueuse. En effet, les épaisseurs des couches limites en convection naturelle sont très faibles par rapport à celles en convection forcée. De plus, les lois de paroi qu'ils ont obtenues en convection naturelle comportent trop de degrés de liberté pour être applicables.

Le domaine de discrétisation pris en compte dans les modèles à bas nombres de Reynolds correspond alors au domaine physique dans son intégralité, couches limites pariétales comprises. Dans ces couches limites, où le nombre de Reynolds turbulent local ( $=k^2/(\nu\epsilon)$ ) est très faible, le comportement turbulent est amorti par l'introduction de fonctions d'amortissement  $f_1, f_2, f_\mu$  qui viennent moduler les valeurs des constantes  $C_1, C_2, C_\mu$  ainsi que par l'introduction de termes sources dans les équations de conservation de  $k$  et  $\epsilon$ . Ces fonctions d'amortissement et ces termes sources dépendent de la viscosité moléculaire ou du nombre de Reynolds turbulent local. Les équations de conservation de l'énergie cinétique turbulente et de son taux de dissipation sont alors modifiées et deviennent:

$$\bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G_k - \epsilon + D
\tag{7}$$

$$\overline{u}_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + [C_{1\epsilon} f_1 (P_k + C_{3\epsilon} G_k) - C_{2\epsilon} f_2 \epsilon] \frac{\epsilon}{k} + E \quad (8)$$

avec:

$$P_k = \frac{\nu_t}{2} \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right)^2, \quad G_k = -\frac{\nu_t}{\sigma_t} g \beta \frac{\partial T}{\partial x_j} \delta_{j2} \quad (9)$$

$$\nu_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

La démarche permettant d'obtenir ces constantes, fonctions d'amortissement et termes sources, a été exposée par LAUNDER (1982), PATEL et al. (1985), HENKES et HOOGENDOORN (1989). Ceux ci sont obtenus en introduisant dans les équations de conservation des quantités turbulentes appliquées à la couche limite visqueuse les expressions des fluctuations temporelles de vitesse dont on effectue un développement en séries de Taylor au voisinage de la paroi considérée.

#### \* Conditions aux limites en k et $\epsilon$ et terme source D

L'énergie cinétique turbulente est nulle au niveau de la paroi, le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente peut être nul ou pas selon la valeur du terme source D. En général une valeur non nulle est imposée au niveau de la paroi, dans ce cas, le terme source D est nul. Cependant, certains modèles ne respectent pas cette condition; la condition à la limite en  $\epsilon$  est nulle, ce qui entraîne l'introduction d'un terme source D dans l'équation de conservation de l'énergie cinétique turbulente.

#### \* Fonctions $f_2$ et E

Si le terme source E de l'équation de conservation de  $\epsilon$  est nul, et que la condition à la limite en  $\epsilon$  est non nulle, alors la fonction  $f_2$  doit être telle que  $f_2 = O(y^2)$  au voisinage de la paroi. Dans certains modèles, le terme source E est non nul, mais ceci n'a pas un sens physique très clair. Dans la plupart des cas, le terme  $C_{2\epsilon} f_2$  est déterminé à partir de l'expérience de décroissance de la turbulence homogène isotrope (turbulence de grille), le rôle de  $f_2$  étant d'incorporer l'effet bas Reynolds sur le terme de destruction du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. Les données tirées de l'expérience suggèrent qu'en dessous d'une valeur du nombre de Reynolds turbulent environ égale à 10, l'exposant n représentatif de la décroissance de la turbulence dans la relation  $k \sim y^{-n}$  (y distance entre la grille et le point de mesure) augmente d'une valeur limite de 1.2 (écoulement à haut nombre de Reynolds) à une valeur asymptotique de 2.5 (écoulement où la turbulence est très faible). La constante  $C_{2\epsilon}$  doit donc être multipliée par une fonction  $f_2$  dépendant du nombre de Reynolds turbulent local qui permette un balayage de l'intervalle correspondant à ces valeurs limites de n.

#### \* Fonction $f_\mu$

Celle-ci est choisie de manière à obtenir  $\nu_t = O(y^3)$  au voisinage de la paroi.

## **EXEMPLES D'APPLICATION**

Une bonne synthèse des applications des codes numériques de mécanique des fluides dans les applications concernant les bâtiments a été donnée dans un numéro spécial de la revue *Building and Environment* en 1989. On peut noter à cet effet que les applications présentées dans ce numéro concernent pour la plupart des problèmes de convection externe appliqués à la prédiction des écoulements de vent autour des bâtiments ou la dispersion d'éléments contaminants dans l'atmosphère, les applications à la ventilation et à la prédiction des écoulements dans les pièces ayant été développées plus tardivement. Nous présentons dans ce paragraphe quelques exemples significatifs des diverses applications sans prétendre à une description exhaustive.

### **a) Écoulements externes:**

Les modèles utilisés sont en général des modèles  $k-\epsilon$  classiques avec lois de paroi, on ne considère en général pas de couplage avec l'énergie, le but étant de déterminer les écoulements du vent autour des bâtiments caractérisés par des champs de pression ou de vitesse. On peut citer ici les travaux de PATERSON et APELT (1986, 1989), ceux de HÄGGKVIST et al (1989) et de MURAKAMI et MOCHIDA (1987-1989).

MURAKAMI et MOCHIDA réalisent une intéressante étude paramétrique qui leur permet de montrer l'influence déterminante de la qualité du maillage et des conditions aux limites sur  $\epsilon$  notamment au niveau du toit sur la prédiction des écoulements de recirculation existant dans les angles. La figure 1 présente les maillages utilisés et les résultats obtenus en terme de champ de vitesse.

PATERSON et APELT présentent une comparaison avec des études expérimentales en soufflerie et des études sur sites menées par d'autres auteurs. Ils concluent que les résultats obtenus par simulation numérique sont d'une qualité comparable à celle obtenue en soufflerie. On peut noter à cet égard une similitude assez grande entre les coefficients de pression obtenus sur un immeuble cubique en soufflerie et par calcul numérique, et l'écart significatif existant avec les mesures sur site (figure 2). Un autre domaine d'application privilégié des modèles numériques de convection forcée externe concerne les problèmes de dispersion d'éléments contaminants dans l'atmosphère autour des bâtiments (LIU et CHIENG 1987, KOT 1989).

### **b) Écoulements Internes:**

Depuis leur application aux cavités présentée par FRAIKIN et al. (1980), les modèles  $k-\epsilon$  ont connu un grand succès pour modéliser les écoulements rencontrés dans les pièces de bâtiment. Les études réalisées sont très nombreuses aujourd'hui et sont d'ailleurs facilitées par la présence sur le marché de codes de dynamique des fluides accessibles maintenant à un grand public.

Il faut d'ailleurs remarquer que dans un premier temps, des simulations en régime laminaire ont été fréquemment utilisées pour interpréter des résultats expérimentaux complexes, ou réaliser à moindre frais des études paramétriques ( ALLARD 1987, SIMONEAU et al. 1989, OZOE et al. 1986).

Aujourd'hui, l'utilisation la plus fréquente de ces codes en physique du bâtiment est liée à la production de connaissance par le biais d'études paramétriques permettant d'établir des lois de comportement ou une évaluation qualitative de procédés. Les thèmes abordés concernent les phénomènes de convection naturelle en cavité, l'évaluation des systèmes de ventilation, le couplage avec les systèmes de chauffage et plus récemment des travaux sur les effets de partitionnement.

#### **\*) Convection naturelle turbulente en cavité**

Les problèmes liés à la convection naturelle turbulente en cavité ont été étudiés plus particulièrement par FRAIKIN et al.(1980), MARKATOS et PERICLEOUS (1984), ABROUS et EMERY (1989), HENKES (1990), LANKHORST (1991), BEGHEIN et al. (1992). Ces derniers travaux réalisés plus récemment concernent essentiellement des recherches de base sur la modélisation des écoulements turbulents, ils ont conduit à la proposition de modèles et ont contribué ainsi à des approches plus rigoureuses des phénomènes. La plupart des auteurs cités ici a contribué récemment au Workshop européen intitulé " Benchmark Computation and Experiment for Turbulent Natural Convection in a Square Cavity" au cours duquel une évaluation comparative de nombreux codes ( ASTEC, PHOENIX, FLUENT, COMMIX) a pu être menée sur une solution de référence issue d'un travail collectif de deux années coordonné par R.A.W.M. HENKES et C.J. HOOGENDOORN (1992).

#### **\* ) Systèmes de ventilation et qualité de l'air:**

NIELSEN (1974) a certainement été un des précurseurs en la matière en étudiant l'écoulement de l'air dans une pièce climatisée. Le modèle utilisé est un code bidimensionnel en fonction de courant vorticité associé à un modèle k- $\epsilon$  classique. Dans cette première étude le couplage thermique était ignoré; dans une deuxième approche (NIELSEN 1979), l'aspect convection mixte fut abordé en utilisant le code TEACH.

L'équipe dirigée par MURAKAMI au Japon a acquis une renommée internationale dans l'utilisation des codes de mécanique des fluides au bénéfice de projets concrets parfois de grande complexité. Le modèle de base qu'ils utilisent est un modèle k- $\epsilon$  standard avec lois de paroi. Ce choix est justifié par cette équipe par le fait qu'elle ne s'intéresse pas au couplage avec les phénomènes de convection naturelle thermique (MURAKAMI et al 1987, 1989 b et c). Ces travaux numériques sont comparés à des études sur maquette utilisant des modèles réduits à échelle 1/6. Les auteurs étudient plus particulièrement la sensibilité des résultats au maillage utilisé, les comparaisons effectuées avec des visualisations d'écoulement montrent une bonne cohérence qualitative des résultats numériques. La figure 3 en présente un exemple.

Dans le cadre de l'Annexe 20 de l'Agence Internationale de l'Energie, un effort important a été consenti par l'ensemble des contributeurs pour tester les codes de

dynamique des fluides dans leur capacité à prédire les écoulements au sein de locaux ventilés ou climatisés. Ces travaux coordonnés par A. MOSER (1991) ont permis de comparer entre elles les approches numériques des divers participants, et de les confronter à des expérimentations menées en parallèle.

Les ressources informatiques utilisées vont du PC 386 au CRAY X-MP, les codes sont en général propres à chaque équipe; CHEN a utilisé PHOENICS sur CIBER 855 avec des temps calcul de l'ordre de 16 à 20h CPU pour des maillages de 12180 mailles, FURST utilise SIMUL-AIR sur VAX Station 3200 (30 à 40h CPU avec 4500 mailles), VOGT et RENZ utilisent FLUENT sur une station VAX 3200 et rapportent des temps CPU de 17 à 47 h pour des conditions de convection forcée qui passent entre 74 et 170h en convection mixte. LEMAIRE utilise WISH3D et fournit des temps de 16h CPU sur une station IRIS pour le traitement d'un problème de convection forcée. Ces chiffres montrent bien l'investissement nécessaire pour utiliser de tels outils numériques qui les réserve pour l'instant à des applications spécifiques.

Un problème complémentaire abordé par plusieurs auteurs concerne la qualité de l'air et la dispersion d'éléments gazeux ou particulaires et le contexte particulier des salles blanches ou "clean room" (MURAKAMI et al. 1989, KUEHN 1988, FONTAINE ET DELLAGI 1987, SOUMOY et FONTAINE 1989). SOUMOY et FONTAINE présentent notamment d'intéressantes comparaisons avec des études sur banc hydraulique. Ce problème de dispersion d'éléments contaminants était également un des benchmarks proposé dans le cadre de l'annexe 20 de l'IAE, à partir d'expérimentations menées par HEISELBERG (1991), les résultats numériques obtenus par LEMAIRE (1991) et HEIKKINEN et al. (1990), montrent une bonne cohérence globale vis à vis des résultats expérimentaux ( figure 4).

#### **\*) Etudes relatives au couplage avec des systèmes de chauffage**

LEMAIRE (1987) a appliqué le code WISH3D à l'étude du couplage thermique entre un radiateur et une pièce. Ce problème a été abordé également par OZOE et al. (1984) et a été un de ceux retenus dans le cadre des travaux de l'Annexe 20 de l'IEA. Les figures 5 et 6 donnent les champs de vitesse et de température obtenus par LEMAIRE (1991) dans le cas d'une pièce chauffée par un radiateur plan placé en ailège de fenêtre à l'aide d'un modèle utilisant des lois de parois.

Ce problème un peu plus délicat que les précédents puisqu'il oblige à un couplage complet avec le champ thermique a permis de mettre en évidence quelques difficultés pour les approches numériques:

- FURST (1990) a mis en évidence qu'une imposition inadéquate de lois de paroi le long du radiateur conduisait à une solution non physique, l'air s'écoulant alors de haut en bas le long de celui-ci.
- LEMAIRE (1991) remarque que les niveaux de températures prédits par le modèle sont légèrement plus hauts que ceux mesurés, et que les flux échangés sont assez mal prédits par la modélisation.
- CHEN (1990) obtient avec un modèle à bas Reynolds des résultats cohérents



avec les autres modèles, mais n'a pas réalisé de simulation directe des expérimentations.

Les résultats de cette comparaison sont intéressants car ils montrent les limites d'utilisation des lois de parois dès lors que les effets de convection naturelle deviennent significatifs.

ALLARD et al. (1990) ont également étudié des systèmes de chauffage par plancher et plafond chauffants avec un code utilisant un modèle  $k-\epsilon$  à bas nombre de Reynolds. Les résultats obtenus montrent une bonne prédiction des champs thermiques par comparaison à une expérimentation menée sur une cellule d'habitation en ambiance climatique simulée.

#### **\*) Etudes relatives aux cavités partitionnées et aux bâtiments multizones**

Compte tenu des temps calculs encore prohibitifs et des difficultés numériques rencontrées, ce thème est peu abordé dans la littérature. Il nous faut cependant mentionner les travaux de BERNE et VILLAND (1987) qui ont réalisé des prédictions d'écoulements dans des locaux complexes à l'aide du code TRIO-VF.

CHEN et al. (1990) ont étudié numériquement la qualité de l'air et le confort thermique dans une pièce ventilée où l'encombrement lié aux meubles a été pris en compte.

JIANG (1990) présente une étude très complète sur les transferts de masse et de chaleur dans une cavité partitionnée. Les résultats obtenus à l'aide d'un code utilisant des lois de paroi sont en bon accord avec les résultats expérimentaux connus (PELLETRET et al. 1991).

Plus récemment JIANG et HAGHIGHAT (1992) ont étudié plus spécifiquement le cas des locaux multizones à l'aide du même outil numérique. L'étude paramétrique porte sur la dimension des partitions, leur nombre et leur implantation, le type de ventilation et la localisation des entrées et sorties d'air, la localisation des sources et la prise en compte des termes de poussée d'Archimède. Bien que cette étude ne puisse pas être exhaustive, elle permet aux auteurs de tirer de nombreux enseignements concernant les types de ventilation et le rôle joué par les partitions sur la diffusion d'éléments contaminants et la qualité de l'air. La figure 7 donne une illustration des résultats obtenus par JIANG et HAGHIGHAT.

## **CONCLUSION**

Les travaux que nous venons de décrire et commenter montrent bien combien les outils numériques issus de la dynamique des fluides sont puissants et ont un avenir certain comme outils de recherche et de conception. Cependant les quelques références à l'Annexe 20 de l'IEA citées dans cet article précisent aussi les limites actuelles de leur utilisation dues à la puissance numérique nécessaire pour obtenir des résultats physiquement réalistes.

Néanmoins, les modèles de champ sont très utiles pour accéder dans une configuration déterminée aux grandeurs nécessaires aux études de confort ou de qualité des ambiances. Bien que les valeurs intrinsèques de ces grandeurs puissent quelquefois être sujettes à caution surtout dans les configurations où la convection naturelle d'origine thermique ou solutale joue un rôle important, et où les phénomènes pariétaux sont prépondérants, l'aspect général des écoulements rencontrés et les gradients des quantités scalaires sont prédits correctement et peuvent être utilisés comme paramètres de conception. L'avantage principal des outils numériques est bien évidemment leur facilité à produire des études paramétriques inaccessibles par l'expérimentation.

Enfin, l'utilisation de tels outils demeure limitée par la connaissance préalable des phénomènes et leur modélisation physique. C'est le constat que l'on peut faire concernant la modélisation des écoulements de convection naturelle ou mixte en cavité où les lois de paroi utilisées par la majorité des auteurs respectent mal les phénomènes en présence et où les modèles à bas Reynolds nécessitent encore des aménagements.

#### REFERENCES:

- A. ABROUS and A.F. EMERY, Turbulent free convection in square cavities with mixed boundary conditions, ASME National Heat Transfer Conference, HTD Vol. 107, Heat Transfer in Convective Flow, pp. 117-130, 1989.
- F. ALLARD, Contribution à l'étude des transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées à grand nombre de Rayleigh. Application aux cellules d'habitation, Thèse de Doctorat d'Etat ès Sciences, INSA de Lyon Université Claude Bernard, 1987.
- F. ALLARD, C. INARD and J.P. SIMONEAU, Experimental study and numerical simulation of natural convection in a room with heated ceiling or floor, ROOMVENT, Oslo, Session A2, paper 11, 1990.
- C. BEGHEIN, C. INARD and F. ALLARD, Comparison of two  $k-\epsilon$  models for simulation of turbulent natural convection in a square cavity, ISRACVE, Tokyo, July 1992.
- Q. CHEN, Indoor airflow, air quality and energy consumption of buildings, Ph D; dissertation, Delft University of Technology (1988).
- Q. CHEN, Simulation of testcase D, free convection with radiator, Annex 20 Item 1.21 Annex report, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, 1990.
- J.R. FONTAINE et F. DELLAGI, Dynamical and contaminant flow simulation inside ventilated industrial premises: numerical methods, ROOMVENT 87, Stockholm, session 3, paper 5, 1987.
- M.P. FRAIKIN, J.J. PORTIER and C.J. FRAIKIN, Application of a turbulence model to an enclosed buoyancy driven recirculating flow, Proc. of the Joint ASME/AICHE National Heat Transfer Conference, Orlando, Florida, Paper 80-HTD-68, 12p., 1980.
- K. HÄGGKVIST, U. SVENSSON and R. TAESLER, Numerical simulation of pressure fields around buildings, Building and Environment, Vol. 24, n°1, pp. 65-72, 1989.
- P. HEISELBERG, Measurements of test case F, forced convection with contaminants, IEA Annex 20, Research item 1.32 technical report, University of Aalborg, 1991.
- J. HEIKKINEN et PK. PIIRA, Simulation of test case F, Isothermal with contaminants, IEA annex 20 research item 1.33 technical report, Technical Research Center, Espoo, 1990.
- R.A.W.M. HENKES, Natural convection boundary layers. Ph.D. thesis, Delft University of Technology, 1990.
- R.A.W.M. HENKES and C.J. HOOGENDOORN, Numerical determination of wall functions for the turbulent natural convection boundary layer, Int. J. Heat and Mass transfer, 33, pp. 1087-1097, 1990.
- Z. JIANG, Intra and interzone airflow with heat and mass transfer in multizone buildings, Ph. D. Thesis, Concordia University, (1990).

- Z. JIANG et F. HAGHIGHAT, The effects of partition layouts and supply parameters on indoor air quality and ventilation effectiveness in large office. Final report to Center of Indoor Air Research, Concordia University, (1992).
- S.C. KOT, Numerical modelling of contaminant dispersion around buildings, *BuildInd and Environment*, Vol 24, N°1, pp 33-37, 1989.
- T.H. KUEHN, Computer simulation of airflow and particle transport in cleanrooms, *The Journal of Environmental Sciences*, Vol. 31, N°5, September 1988.
- S. KUMAR, Mathematical modelling of natural convection in fire, a state of the art review of the field modelling of variable density turbulent flows, *Fire and Materials*, Vol. 7, N°1, pp. 1-24, 1983.
- B.E. LAUNDER and D.B. SPALDING, *Mathematical models of turbulence*, Academic Press, London, 1972.
- B.E. LAUNDER, Numerical computation of convective heat transfer in complex turbulent flows: time to abandon wall functions?, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 27, pp. 1485-1491, 1984.
- A.D. LEMAIRE, Numerical simulation of the air movement and heat transfer in a heated room resp. a ventilated atrium. ROOMVENT 87, Stockholm, session 3, paper 7, 1987.
- A.D. LEMAIRE, Simulation of testcase D (free convection with radiator), Annexe 20 report NL-90-TNOTPD07, march 1991.
- A.D. LEMAIRE, Simulation of test case F2, Isothermal with contaminants, IEA annex 20 research item 1.33 technical report, T.N.O., Delft, 1991.
- K.K. LIU and C.C. CHIENG, Numerical computations on turbulent dispersion in complex terrain. *Am. Nuc. Soc. Trans.* 1987.
- N.C. MARKATOS and K.A. PERICLEOUS, Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 27, N°5, pp. 755-772, 1984.
- A. MOSER, The message of Annex 20: Airflow patterns within buildings, 12th AIVC Conference, Ottawa, Canada, Sept. 1991.
- S. MURAKAMI, A. MOCHIDA and K. HIBI, Three-dimensional numerical simulation of airflow around a cubic model by means of large eddy simulation, *J. Wind EnGng Ind. Aerodyn.*, 25, pp.291-305, 1987 (a).
- S. MURAKAMI, S. KATO and Y. SUYAMA, Three-dimensional numerical simulation of turbulent airflow in a ventilated room by means of a two equation model, *ASHRAE Trans.* 93, Part 2, pp.621-642, 1987 (b).
- S. MURAKAMI and A. MOCHIDA, Three-dimensional numerical simulation of turbulent flow around buildings using the k- $\epsilon$  turbulence model, *Building and Environment*, Vol. 24, n°1, pp. 51-64, 1989 (a).
- S. MURAKAMI, S. KATO, Numerical and experimental study on room airflow - 3D predictions using the k- $\epsilon$  turbulence model. *Building and Environment*, Vol. 24, N°1, pp. 85-97, 1989 (b).
- S. MURAKAMI, S. KATO and Y. SUYAMA, Numerical study on diffusion field as affected by arrangement of supply and exhaust openings in conventional flow type clean room, *ASHRAE Trans.* 95 (2), pp. 1989 (c).
- P. V. NIELSEN, Flow in air conditioned rooms, model experiments and numerical solution of the flow equations, Ph. D. Thesis, Technical University of Denmark, 1974.
- P. V. NIELSEN, Progress and trends in air infiltration and ventilation research. *Proceedings of the 10th AIVC Conference*, pp. 165-184, Dipoli, 1989.
- H. OZOE, H. MIYACHI, N. HIRAMITSU and T. MATSUI, Numerical computation of natural convection in a cubical enclosure with ventilation for both laminar and two equation turbulent model, *Proc. of the 8th International Heat Transfer Conference*, pp. 1489-1494, 1986.
- V.C. PATEL, W. RODI and G. SHCHEURER, Evaluation of turbulence models for near wall and low-Reynolds number flows: a review, *AIAA J.*, 23, pp 1308-1319, 1985.
- S.V. PATANKAR and D. B. SPALDING, A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 15, pp. 1787-1806, 1972.
- S.V. PATANKAR, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Mac Graw Hill Ed., London, 1980.
- D.A. PATERSON and C.J. APELT, Computation of wind flows over three dimensional buildings, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 24, pp. 193-213, 1986.
- D.A. PATERSON and C.J. APELT, Wind flow around three dimensional buildings, *Building and Environment*, Vol. 24, n°1, pp. 39-50, 1989.
- R. PELLETRET, F. ALLARD, F. HAGHIGHAT, G. LIEBECK and J. Van DER MAAS, Modelling of Large Openings, *Air Infiltration Review*, Vol. 13, N°1, pp. 6-10, December 1991.

- N. RHODES, Prediction of smoke movement: an overview of field model. ASHRAE Trans. 95 (1), pp. 868-877 (1989).
- J.P. SIMONEAU, A. DRAOUI, F. ALLARD, Problèmes posés par la convection mixte dans la climatisation de l'habitat, première approche en régime laminaire, Revue Générale de Thermique, n°325, pp. 31-39, Janvier 1989.
- V. SOUMOY et J.R. FONTAINE, Lagrangian prediction of particle dispersion in turbulent flows, Physica Magazine, Vol. 11, 1989.
- G.E. WHITTLE, Computation of air movement and convective heat transfer within buildings. Int. J. Ambient Energy, 3, pp. 151-164, 1986.

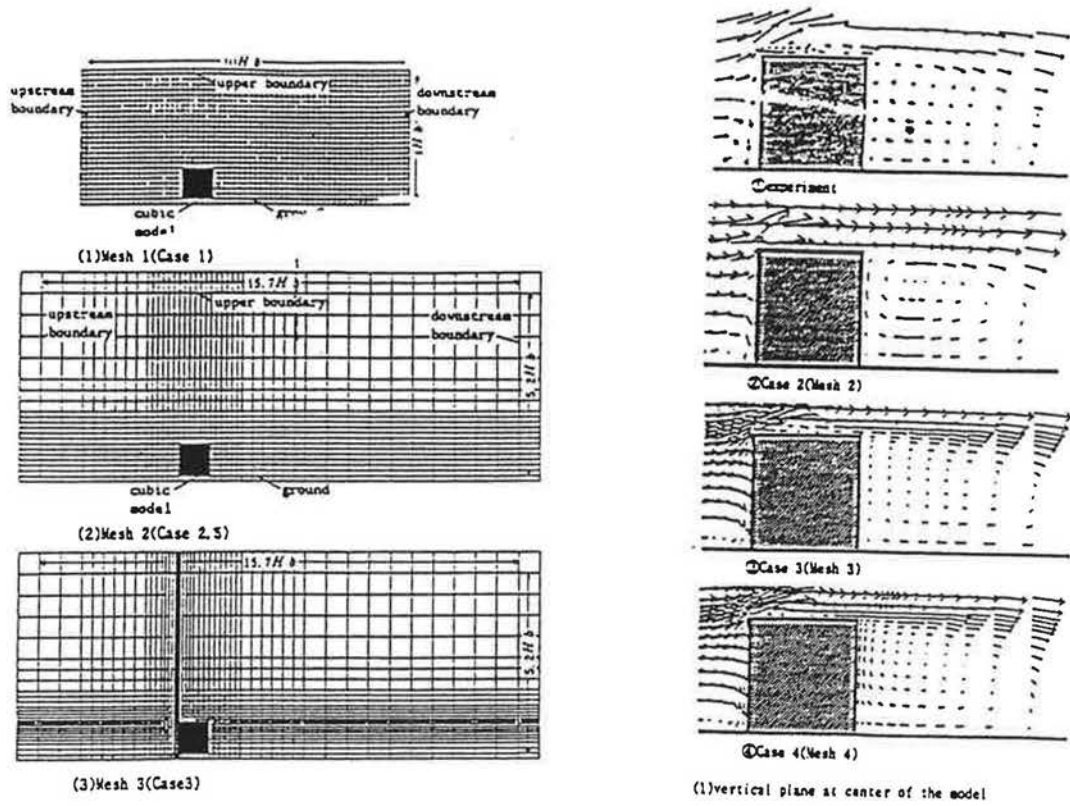


Figure 1: Définition des maillages et résultats obtenus par MURAKAMI et al. (1989 a)

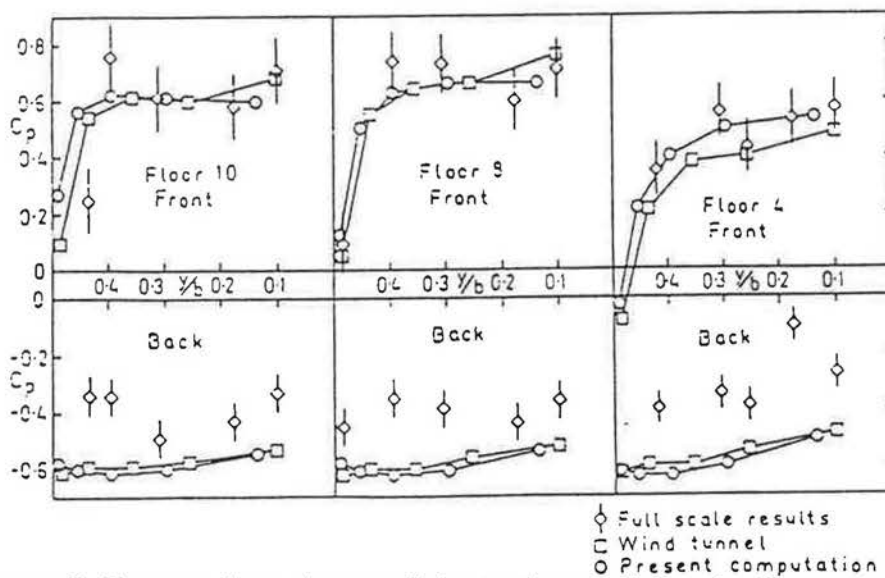


Figure 2: Comparaison des coefficients de pression calculés et mesurés sur site et sur maquette (PATERSON ET APELT 1986)

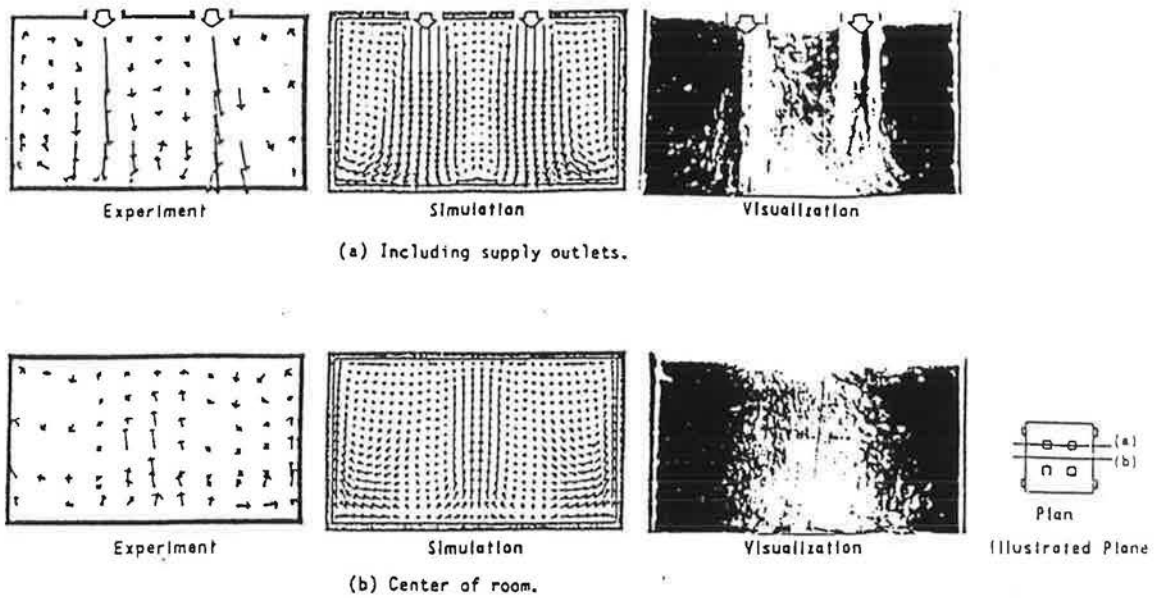


Figure 3: Comparaison d'écoulements prédits et visualisés sur maquette MURAKAMI et KATO (1989 b)

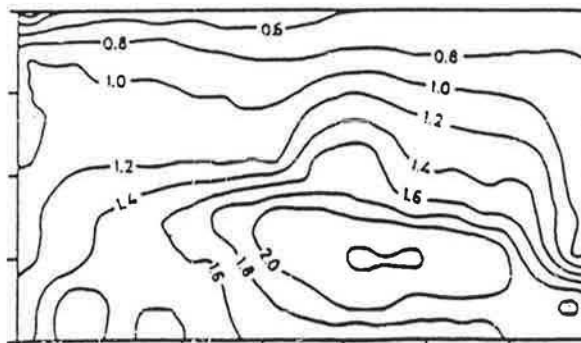


FIG 3.62 Case F2, measured,  $z=0.0m$   
Heiselberg (density  $1.2 \text{ kg/m}^3$ )

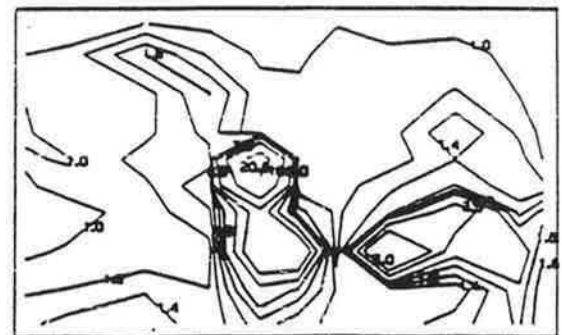
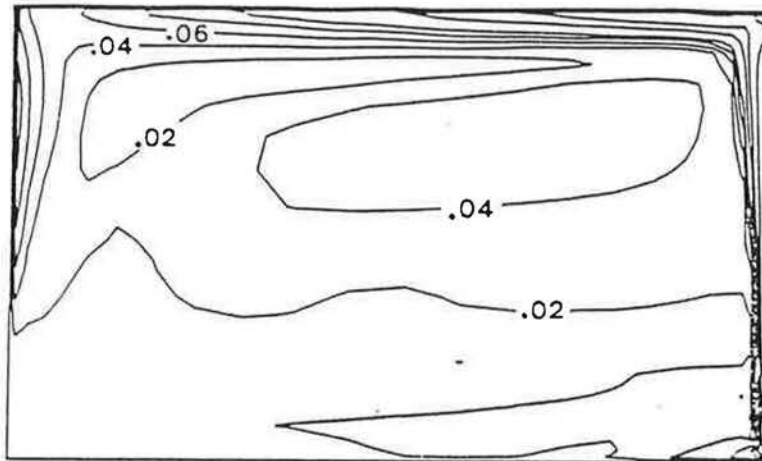


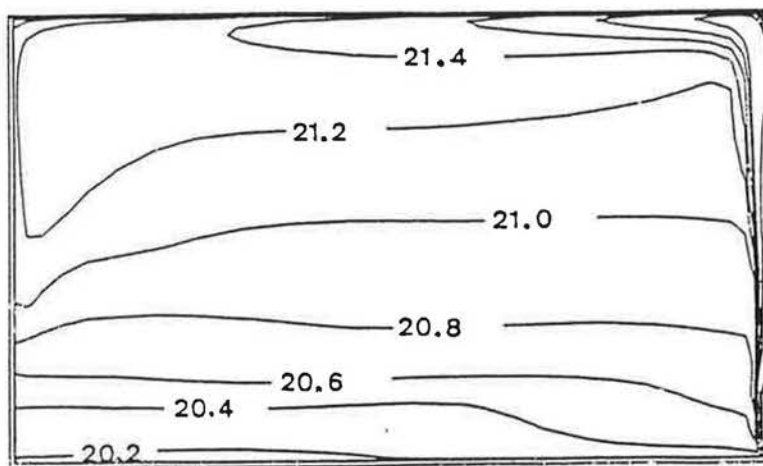
FIG 3.64 Case F2, measured,  $z=0.0m$   
Lemaire (density  $1.2 \text{ kg/m}^3$ )

Figure 4: isovaleurs de vitesse calculées par LEMAIRE (1991) et comparées à une expérimentation.



Run: d2Q001NL  
 Iso-vels (m/s)  
 plane k = 2  
 ( z = 0.60 m )

Figure 5: Isovaleurs de vitesse calculées dans une pièce chauffée par un radiateur (LEMAIRE 1991).



Run: d2Q001NL  
 Iso-therms (°C)  
 plane k = 2  
 ( z = 0.60 m )

Figure 6: Isovaleurs de température calculées dans une pièce chauffée par un radiateur (LEMAIRE 1991).

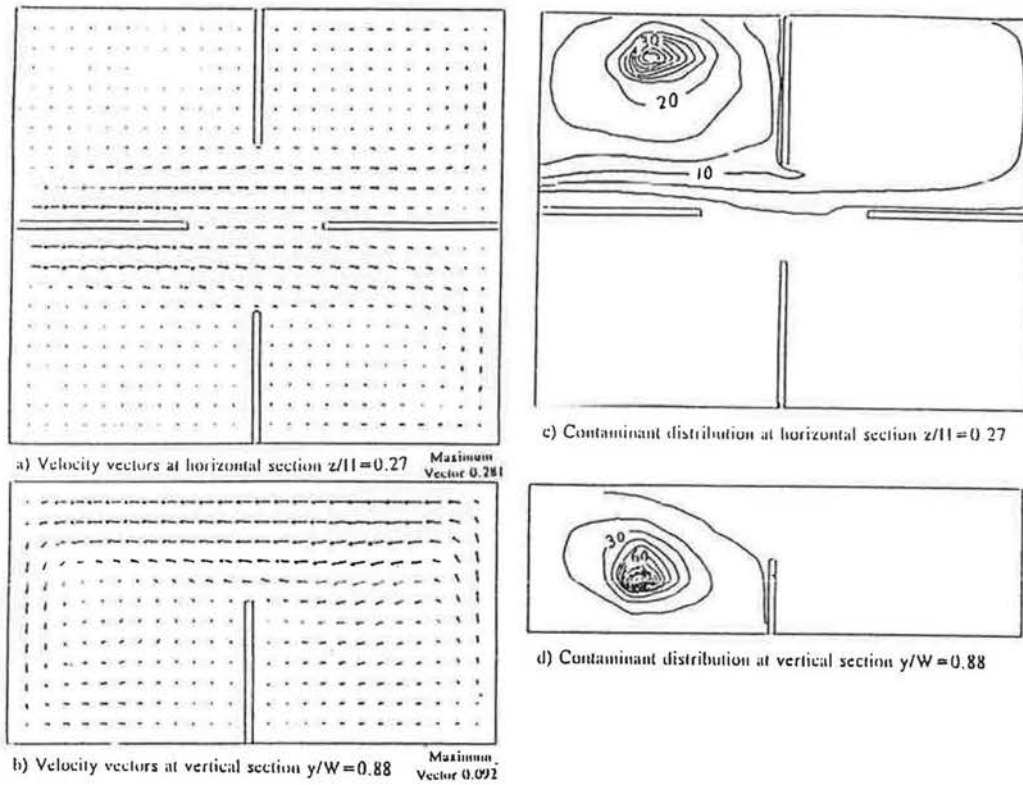


Figure 7: Prédiction des champs de vitesse et de concentration dans un local partitionné. (JIANG et HAGHIGHAT, 1992)