

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Ziane Achour de Djelfa
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département des Sciences de la technologie

جامعة زيان عاشور الجلفة
كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم علوم التكنولوجيا

N° d'ordre : MGM/...../2016



MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention

Du diplôme

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences de la Technologie

Filière : Génie Mécanique

Option : Modélisation et Simulation en Mécanique

Thème

Effet de la distribution de la vitesse d'air à l'entrée sur les performances d'un échangeur de chaleur à tube transversaux

Présenté par

DJABALI Sadam-Houcin

NAADJA Samir

Soutenu publiquement le 22/09/2016 devant le jury composé de:

Mr. A. NEKBIL

MCB à l'U.Z.A de Djelfa

Président

Mr. A. HORIMEK

MCB à l'U.Z.A de Djelfa

Encadreur

Mr K. ZOUGAR

MCB à l'U.Z.A de Djelfa

Examineur

PROMOTION 2015/2016

Remerciements

Ce travail a été réalisé sous la direction du **Dr. A. HORIMEK**, à qui nous exprimons nos vifs remerciements pour avoir accepté, d'assurer la direction et l'encadrement de notre mémoire. Nous le remercions aussi pour son aide précieuse et sa disponibilité.

Nos sincères reconnaissances à Monsieur **A. Nkbil** pour avoir accepté de critiquer notre travail et d'avoir présider le débat lors de la soutenance.

Nous souhaitons témoigner notre reconnaissance à Monsieur **K. Zougar** qui a manifesté l'intérêt qu'il portait à notre travail en acceptant d'être examinateur de notre mémoire.

Nous ne pouvons conclure cette liste sans évoquer les personnes qui nous ont aidé pour réaliser ce mémoire de près ou de loin.

Merci à tous

Samir et Sadam

SOMMAIRE

CHAPITRE I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIE

Introduction

I.1. Quelques travaux précédentes.....	1
--	---

CHAPITRE II : présentation de problème et formules mathématique

I. Introduction.....	8
II. Classification des échangeurs de chaleur	8
II.1. Echangeur de chaleur Tubes-Ailettes	9
II.1.1. Matériaux typiques et Géométrie	10
III. Description de travail	11
IV. Équations gouvernant le problème	15
Equation de continuité	15
Equation de Navier-Stokes suivant x	15
Equation de Navier-Stokes suivant y	15
Equation de Navier-Stokes suivant z	15
Equation de l'énergie	15
IV.1. Adimensionnement des équations	16
a. Equation de continuité	16
b. Equation de Navier-Stokes suivant x	16
c. Equation de Navier-Stokes suivant y	16
d. Equation de Navier-Stokes suivant z	16
e. Equation de l'énergie	16
IV.2. Groupes adimensionnels	17
V. Procédure de résolution	18
V.1. Validations des quelques simulation	20

CHAPITRE III: RESOLUTION NUMERIQUE

I. Introduction	21
II. Champs de température, de vitesse et de pression pour un profil de vitesse Uniforme ($Re=500$).....	23
II.1. Champ de température	23
II.1.1. Cas de la configuration en ligne.....	23
II.1.2. Cas de la configuration quinconce.....	23
II.2. Champ de vitesse	26
II.2.1. Cas de la configuration en ligne	26
II.2.2. Cas de la configuration quinconce.....	26
II.3. Champ de pression.....	29
II.3.1. Cas de la configuration en ligne	29
II.3.2. Cas de la configuration quinconce.....	29
III .Effet de Re sur les champs de température, de vitesse et de pression pour un profil de vitesse ($z=3.21mm$)	32
III.1. Champ de température	32
III.1.1. Cas de la configuration en ligne	32
III.1.2. Cas de la configuration quinconce.....	32
III.2. Champ de vitesse.....	35
III.2.1. Cas de la configuration en ligne	35
III.2.1. Cas de la configuration quinconce	35
III.3. Champ de pression.....	38
III.3.1. Cas de la configuration en ligne	38
III.3.2. Cas de la configuration quinconce	38
IV. Effet du profil de vitesse à l'entrée sur les champs de température, de vitesse et de pression ($Re=1000$; $z=3.21mm$).....	41
IV.1. Champ de température	41
IV.1.1. Cas de la configuration en ligne	41
IV.1.2. Cas de la configuration en ligne	41
IV.2. Champ de vitesse.....	44

IV.2.1. Cas de la configuration en ligne	44
IV.1.2. Cas de la configuration en ligne	44
IV.3. Champ de pression.....	47
IV.2.1. Cas de la configuration en ligne	47
IV.1.2. Cas de la configuration en ligne	47

LISTE DES FIGURES ET TABLEAUX

Figure II.1 : Classification des échangeurs de chaleur par construction.....	9
Figure II.2 : Echangeur tubes/ailettes.....	10
Figure II.3 : Les deux configurations de tubes supposées. (a). En ligne ; (b). Quinconce.....	11
Figure II.4 : Schéma détaillé et domaine de.....	12
Figure II.5 : Représentation 3D des deux domaines étudiés. (a). En ligne ; (b). Quinconce.....	12
Figure II.6 : Représentation 2D des deux domaines étudiés. (a). En ligne ; (b). Quinconce.....	13
Figure II.7 : Section verticale.....	13
Figure II.8 : Les quatre profils utilisés dans les simulations.....	14
Figure II.9 : Effet du maillage sur la qualité des résultats. Isothermes à $z=3.21\text{mm}$. $Re=1000$. Configuration en ligne.....	19
Figure II.10: Quelques validations faites. (a). présent travail ; (b). Référence [11].....	20
Figure III.1: Allures tridimensionnelles des champs de température, de vitesse et de pression pour les deux configurations considérées. $Re=500$. (a): configuration en ligne ; (b): configuration quinconce.....	
Figure III.2.: Champ de température pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration en-ligne.....	24.
Figure III.3.: Champ de température pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration quinconce.....	25
Figure III.4.: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration en ligne.....	27
Figure III.5.: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration quinconce.....	28
Figure III.6: Champ de pression pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration en ligne.....	30
Figure III.7: Champ de pression pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration quinconce.....	31
Figure III.8: Champ de température pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; effet de Re . Configuration en ligne.....	33
Figure III.9: Champ de température pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; effet de Re . Configuration quinconce.....	34
Figure III.10: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; effet de Re . Configuration en ligne.....	36
Figure III.11: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; effet de Re .	

Configuration quinconce.....	37
Figure III.12: Champ de pression pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; <i>effet de Re</i> . Configuration en ligne.....	39
Figure III.13: Champ de pression pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; <i>effet de Re</i> . Configuration quinconce.....	40
Figure III.14: Champ de température pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; $Re=1000$. <i>Effet du profil de vitesse à l'entrée</i> . Configuration en ligne.....	42
Figure III.15: Champ de température pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; $Re=1000$ <i>Effet du profil de vitesse à l'entrée</i> . Configuration quinconce.....	43
Figure III.16: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; $Re=1000$. <i>Effet du profil de vitesse à l'entrée</i> . Configuration en ligne.....	46
Figure III.17: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; $Re=1000$. <i>Effet du profil de vitesse à l'entrée</i> . Configuration quinconce.....	
Figure III.18: Champ de pression pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; $Re=1000$	48
Figure III.19: Champ de pression pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; $Re=1000$. <i>Effet du profil de vitesse à l'entrée</i> . Configuration quinconce.....	49

Chapitre I

RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

I. Introduction :

Le présent travail traite un domaine très important dans la pratique. Il s'agit des échangeurs de chaleurs qui ont des appareils indispensables dans la pluparts des industries. Bien que notre choix soit fait à un cas un peu particulier qui est les échangeurs tubes/ailettes compacts, une revue bibliographique a été jugé nécessaire. On note qu'on a trouvé une grande difficulté pour trouver des références pertinente.

Dans ce qui suit, on va présenter les résumés des publications trouvées avec détails quand jugé utile. Pour commencer, on cite le travail de **Zhiwei Fan et al [1]** qui ont étudié expérimental Le comportement de distribution d'écoulement d'un distributeur en forme de plaque, ce qui a une entrée et 16 sorties et est conçu selon théorie pour réaliser distribution de flow uniforme avec dissipation d'énergie le plus petit et le temps de séjour le plus court, le distributeur de flux 2D est fabriquée par électrique coupe d'allumage. L'eau est utilisée comme fluide de travail et dosée par un débitmètre (qui fonctionne également comme une soupape). Un manomètre est Fixé juste avant le distributeur pour montrer à l'admission la pression statique de Le distributeur. Le débit de chaque sortie d'écoulement est mesuré par pondération. Le fluide collecté dans au moins 90 secondes, la pression statique d'entrée il est à 10 Pa en fonction de la précision du manomètre. les auteurs testé dans ce travail les effets de blocage d'une ou de plusieurs sorties d'un distributeur d'écoulement, sur les paramètres adimensionnels l'écart de débit standard Dg , et le rapport de débit maximal θ et sur la pression statique d'entrée aussi, Les auteurs montré que la pression à l'entrée augment proportionnel avec Re et pour les nombres adimensionnel Dg et θ augmentent aussi avec Re à la sortie les auteurs Ils ont montré que l'influence de blocage sur la distribution d'écoulement est locale. Quand les sorties bloquées n'appartiennent pas à une branche, l'écoulement dans les canaux ascendants des générations précédentes également est considérablement influencé, dont a comme conséquence des comportements complexes distribution d'écoulement.

Des simulations CFD en trois dimensions sont réalisées par **Ahmed F. Khudheyer et al [2]** pour étudier le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement de fluide d'un échangeur de chaleur compact a forme plain de deux rangs en utilisant Ouvrir FOAM, un code CFD open-source. Caractéristiques de transfert de chaleur et de la pression de l'échangeur de chaleur sont étudiés pour des nombres de Reynolds allant de 330 à 7000.

Géométrie du modèle est créée, maillés, calculé, et post-traitées à l'aide des logiciels open source. Les auteurs utilisé les régimes dynamiques premièrement laminaire et puis les modules de turbulent (k-epsilon, et Menter SST k-oméga) pour étudié la pression et l'écoulement de fluide et les champs de température. La validation du modèles est effectuée en comparant le facteur frottement f et facteur de Colburn j pour les résultats expérimentaux de la littérature, Ils ont trouvé que Pour la détermination du coefficient de frottement, peu de différence se trouve entre les modèles d'écoulement simulant un écoulement laminaire, tandis que dans le flux de transitoire, le modèle d'écoulement laminaire a produit des résultats les plus précis et le modèle de turbulence SST k-oméga était plus précis dans les régimes d'écoulement turbulent. Les simulations plus précises pour le transfert de chaleur dans un écoulement laminaire sont trouvées en utilisant le modèle d'écoulement laminaire, tandis que le transfert de chaleur dans l'écoulement transitoire est le mieux représenté avec le modèle de turbulence SST k-oméga, et le transfert de chaleur dans un écoulement turbulent est plus précisément simulé avec le modèle de turbulence k- epsilon. Ils ont trouvé un accord raisonnable se trouve entre les simulations et les données expérimentales, les auteurs constaté que le logiciel open-source a été suffisante pour simuler les champs d'écoulement dans les échangeurs de chaleur compact a forme plain.

A. A. Bhuiyan et al[3] ont fait un travail numérique en utilisant le code CFX 12.0 intégré dans Ansys. Ce code utilise la méthode des volumes finis comme méthode d'approximation. Le problème traité s'intéresse à l'analyse des champs de vitesse, de température et de pression pour un échangeur de chaleur compact. Deux configurations des tubes sont considérées, un positionnement *en-ligne* et un autre en *quinconce*. Les profils de vitesse et de température sont supposés uniformes à l'entrée. Le fluide froid (air à 25°C) sert à refroidir les tubes et les ailettes portés à une température de 100°C. Le régime dynamique varie de celui laminaire à celui turbulent. Pour ceci, un test préliminaire est effectué pour choisir le modèle de turbulence le plus approprié. Le modèle **K- ω** est finalement choisit. Pour un $Re=1200$, les auteurs ont présenté les champs de vitesses pour les deux configurations sous forme de vecteurs. Il a été bien montré, la forte recirculation pour le positionnement *en-ligne* derrière les tubes comparé au cas en *quinconce*. Pour les champs de pression, une décroissance logique est montrée avec des zones à fortes pressions avant les tubes suite aux freinages dans ces zones. Proche de la sortie des zones à pressions négatives sont montrées pour les deux cas. Les auteurs présentaient par la suite les effets des

éloignements longitudinal, transversal des tubes et celui entre les ailettes sur les coefficients de frottement (f), de Colburn (j) et de l'efficacité de l'échangeur (j/f). Pour des Re allant de 1265 à 2000, les courbes présentées montrent une relation inversée entre les éloignements et les deux premiers coefficients, alors que la relation est proportionnelle avec le dernier. On note que le positionnement en-ligne offre la meilleure efficacité de l'échangeur pour tous les cas présentés.

Hesham G. Ibrahim [4] a étudié Le phénomène de convection forcée avec un écoulement turbulent des procédés industriels est compliqué à développer analytiquement. Pour cela les auteurs utilisent les modèles empiriques et les solutions numériques. coefficient de transfert de chaleur (h) et le coefficient de frottement sont des paramètres très importants pour les systèmes d'écoulement de fluide en raison de leur utilisation dans la détermination du taux de transfert de chaleur et la chute de pression du système, respectivement. Beaucoup de formules de coefficients ont été obtenus à partir de l'application de techniques statistiques simples à grands ensembles de données, en tenant compte de plusieurs paramètres de fonctionnement du moteur et les types de moteurs. Les corrélations obtenues fournissent des estimations raisonnables, mais des résultats mal plutôt que extrapolée à de nouveaux concepts. Ainsi, la faisabilité et la précision de la computationnelle dynamique des fluides (CFD) en utilisant FLUENT pour estimer les convectifs coefficients de transfert de chaleur sont examinés. Les valeurs des coefficients de transfert de chaleur sont estimées par des corrélations empiriques de la littérature et de la simulation CFD puis comparée avec les données expérimentales pour l'écoulement de l'air dans des conditions d'exploitation de l'expérience. Les résultats obtenus par CFD sont en bon accord avec les deux données expérimentales et corrélations empiriques de la littérature. Ce résultat révèle CFD comme un des outils précis pour prédire le coefficient de transfert thermique pour l'écoulement de turbulence du processus industriel.

Dans de l'étude de **Ping Yuan et al[5]**, les auteurs étudiés l'effet de la mauvaise distribution d'écoulement sur la performance thermique d'un échangeur de chaleur à trois fluides d'écoulements croisement par la méthode numérique. Dans les entrées des trois courants de fluide, ils ont considéré quatre modes d'écoulement arrangement par utilisation de trois modèles de mauvaise distribution d'écoulement. Selon les résultats des champs de température, le facteur efficacité et de détérioration, cette étude traite de la détérioration ou la promotion en raison de la mauvaise distribution d'écoulement dans l'échangeur de

chaleur. Les résultats indiquent qu'il y a un meilleur modèle choisie entre les quatre modèles de mauvaises distributions, le meilleur modèle de mauvaise distribution d'écoulement favorise le rendement thermique de échangeur de chaleur à écoulement transversal à trois fluides lorsque les rapports de taux NTU et de capacité thermique sont grands.

Tahseen A. Tahseenl et al [6] ont étudié la variation des taux global de transfert de chaleur adimensionnelle contre tubes d'espacement adimensionnelle, la densité des ailettes, le nombre de Reynolds pour la configuration en ligne. Influence du nombre de Reynolds sur les résultats prévus et expérimentaux, la puissance de pompage adimensionnelle actionnent la minimisation pour en ce qui concerne la densité des ailettes adimensionnelle pour plusieurs d'espacement tube a tube sont étudié. Les expériences ont été entreprises à un tube plat dans le sens d'écoulement, et le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique ($ReDh$) a été examiné. Le taux global adimensionnel de transfert thermique augmente proportionnellement avec le nombre de Reynolds. L'effet d'espacement adimensionnel des ailettes sur l'augmentation du taux de transfert thermique global est perceptible pour les grands nombre de Reynolds. La puissance de pompage adimensionnel augmente avec l'augmentation des nombres de Reynolds réponse pour l'espacement des tubes adimensionnel et la densité des ailettes adimensionnelles aussi .La puissance de pompage adimensionnelle diminue avec l'augmentation de la densité d'ailettes adimensionnelle.

Arafat A. Bhuiyan et al [7] ont examinés les effets des caractéristiques thermiques et hydrauliques des ailettes ondulées et de l'échangeur de chaleur à tubes. La simulation a été effectuée par un logiciel ANSYS CFX12.0 commercial. L'objectif principal de cette étude est d'étudier les caractéristiques d'écoulement dans un écoulement turbulent. Les résultats sont prévus pour le régime d'écoulement turbulent ($2100 \leq Re \leq 7000$) et comparés avec des travaux antérieurs de l'auteur pour régime d'écoulement laminaire ($400 \leq Re \leq 1200$) et autre fois pour un régime transitoire ($1300 \leq Re \leq 2000$). En ce qui concerne la turbulence, le modèle $k-\omega$ a été utilisé pour prédire les caractéristiques d'écoulement turbulent avec 5% d'intensité de turbulence. Résultats prédits ont été comparés avec les données expérimentales à des fins de validation et différence se trouve à moins de 10% dans la plage d'erreur. Étude Paramétrique a été réalisée pour les différents emplacements et angles ondulés. Les caractéristiques d'écoulement obtenues pour la gamme turbulente est en ligne avec la tendance observée dans la régime laminaire et les plages de régime transitoire.

Cette étude démontre une compréhension claire et relation entre les différentes gammes de débit et les effets de différents paramètres géométriques sur la performance de l'échangeur de chaleur.

Anjun Jiao et al [8] ont travaillé un concept original d'une conception qui ajoute une cavité de fluide complémentaire dans le distributeur est présentée. L'Etude expérimentale des effets des paramètres de configuration du distributeur sur la mauvaise distribution de l'écoulement de fluide dans l'échangeur de chaleur plaque-ailettes est terminé. La corrélation du paramètre adimensionnel de mauvaise distribution d'écoulement et le nombre de Reynolds est obtenue sous différents paramètres de configuration du distributeur. Les études expérimentales montrent que les performances de distribution de l'écoulement dans les échangeurs de chaleur peuvent être efficacement améliorées par la conception optimale de la configuration du distributeur paramètre. Le rapport entre la vitesse maximale et la vitesse minimale dans les canaux de l'échangeur de chaleur à plaque- ailettes peut déposer de $2.57-3.66$ a $2.08-2.81$ pour différents nombres de Reynolds. Les conclusions sont d'une grande importance sur l'optimum conception de la structure des échangeurs de chaleur à plaques à ailettes et peut effectivement améliorer les performances des échangeurs de chaleur.

Le but de programme d'optimisation développé par **Manish Mishra et al [9]** est minimiser le nombre d'unités de production d'entropie pour une quantité de chaleur spécifiée dans des restrictions de l'espace donné. Les résultats ont également été obtenus et validés par les contours graphiques de la fonction objective dans l'espace de conception réalisable. Et aussi L'effet de la variation des dimensions de l'échangeur de chaleur sur la solution optimale a été également présenté, Un modèle pour l'optimisation de l'échangeur de chaleur à plaques-ailettes de écoulement transversal ayant un grand nombre des variables de conception des deux types discrets et continus a été développé à l'aide de algorithme génétique. Le cas de l'échangeur de chaleur à plaques-ailettes multicouche a été résolu pour l'entropie minimale des unités de production. L'étude montre l'application et l'importance de l'approche de conception basée sur la seconde loi de thermodynamique, et également l'aptitude de l'algorithme génétique pour optimiser ces problèmes complexes. L'effet de certaines variables de conception sélectionnées sur le résultat optimal, à savoir sur irréversibilités associées et les chutes de pression sur les deux côtés, est prévu. Le résultat montre l'effet d'une contrainte supplémentaire sur la solution optimale et correspondant

exigence de puissance en termes de pertes de charge. Les résultats peuvent également être utilisés pour les concepteurs pour commencer avec ou d'avoir une estimation initiale.

Jan Taler et al [10] ont basées sur les méthodes expérimentales et CFD pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur côté air, pour l'échangeur de chaleur tubes et ailettes, Deux types de méthodes CFD de base ont été décrites. La première permet de déterminer le coefficient de transfert de chaleur côté air directement à partir de simulations CFD tandis que le second utilise le modèle analytique des Echangeur de chaleur tubes et ailettes pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur côté air. Les résultats obtenus en utilisant. Ces deux méthodes ont été comparées avec les données expérimentales. En outre, le procédé de détermination de la résistance thermique de contact entre l'ailette et le tube a été présenté. Les simulations CFD sont appropriées pour prédire les corrélations de transfert de chaleur pour l'ailette en forme de plaque et l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire avec des tubes de différentes formes et de l'écoulement arrangements. En utilisant les données expérimentales et des simulations CFD, la résistance thermique de contact entre la base de la nageoire et le tube a été estimée. L'efficacité fin apparaissant dans la formule pour le coefficient équivalent de transfert de chaleur du côté de l'air est une fonction du transfert de chaleur du côté de l'air les coefficients de transfert de chaleur expérimentalement, déterminé ha, me Détermination assistée par ordinateur du coefficient de transfert de chaleur air-Side et Résistance thermique Contact pour ...coefficient et la résistance de contact thermique. Les corrélations de transfert de chaleur côté air sont déterminées sur la base des CFD simulations. Les coefficients de transfert de chaleur prédits à partir de la CFD simulations étaient plus grands que celles obtenues expérimentalement, parce que dans la modélisation CFD la résistance thermique de contact entre l'ailette et le tube a été négligé. Une nouvelle procédure pour estimer la résistance thermique de contact a été développée pour améliorer la précision de la Calcul de l'échangeur de chaleur. Lorsque la valeur moyenne de la résistance thermique de contact, déterminée par le procédé proposé, est incluse dans le CFD modèle, alors la température de distributions de l'air calculée montre un meilleur accord avec les mesures. Les calculs présentés dans cette étude permettent de tirer les conclusions suivantes. La modélisation par CFD est un outil efficace pour l'écoulement et la conception thermique de échangeurs de chaleur de plaque tubes et ailettes est un outil efficace pour trouver des corrélations de transfert de chaleur dans les échangeurs chaleur nouvellement conçu. Toutefois, pour obtenir un bon accord entre la modélisation par CFD et

les données expérimentale, il est nécessaire d'ajuster certains paramètres du CFD modèle en utilisant les résultats expérimentaux. Un exemple d'un tel paramètre peut avoir une résistance thermique de contact entre le tube et la base de la nageoire.

R. Borrajo-Peláez a et al [11] ont fait une simulation basée sur des modèles de flux d'air en supposant que la température constante de la nageoire et tube fin de surface de cet article est de présenter un modèle amélioré, dont se trouve en considérant en outre le débit d'eau dans les tubes et le transfert de chaleur par conduction à travers l'ailette et tubes innovation, afin de démontrer que la négligence de ces deux phénomènes provoque une réduction de la précision des résultats de simulation. Des simulations numériques 3-D ont été réalisées pour comparer à la fois un côté de l'air et un modèle de côté air/eau. L'influence du nombre de Reynolds, pas d'ailette, diamètre du tube, la longueur des nageoires et l'épaisseur fin était la performance de l'échangeur étudié. The a été évalué par deux paramètres sans dimension: le nombre de Nusselt côté air et un facteur de friction a été constaté que l'influence des cinq paramètres sur les rendements mécaniques et thermiques peut être bien signalée l'utilisation de ces coefficients non-dimensionnels Les résultats du modèle amélioré montrent plusieurs contours de la température réelle, par rapport à celles du modèle simplifié. Par conséquent, une plus grande précision du transfert a été réalisée, ce qui donne de meilleures prévisions sur les performances de l'échangeur.

Chapitre II

FORMULATION DU PROBLEME ET RESOLUTION

I. Introduction :

Les échangeurs de chaleur sont des appareils utilisés pour assurer un transfert de chaleur entre un fluide caloporteur (de porteur de calories) et une paroi ou entre deux fluides à températures différentes en contact direct pour à travers une paroi. Ils peuvent être utilisés pour différents objectifs : Récupération de chaleur d'un fluide en fin de cycle, pasteurisation (en portant les produits à pasteuriser à des de températures convenables), distillation (en en extrayant la chaleur latente), refroidissement d'un fluide caloporteur dans un cycle fermé (machine frigorifiques par exemple),...etc.

Donc, ces appareils -qui peuvent être de taille géante (domaine du nucléaire, spatial,...) ou très petite (domaine électrique, électronique,...)- doivent être bien conçus et fabriqués. La conception de ces appareils, passe forcément par des études énergétiques très délicats parfois lorsque les fluides utilisés sont à très hautes températures, d'un comportement variable vis-à-vis la chaleur (fluides thermodependant), de comportements rhéologiques complexes (fluides non-Newtoniens), ou dans le cas d'un transfert de chaleur qui doit être assuré dans un espace très petit par contrainte de volume. Cette dernière contrainte traite le cas des échangeurs de chaleurs dits compacts, faisant objet d'étude dans ce mémoire.

On note que parfois et afin d'assurer le transfert thermique nécessaire, on place des ailettes de différentes formes (augmenter la surface d'échange), pour ne pas changer de taille pour l'échangeur. Leur utilisation n'est pas toujours possible à cause du problème d'encrassement. D'autres techniques sont donc a utilisées. L'une d'elle est de faire des faisceaux tubulaires à différents positionnement des tubes. Dans certains travaux récents, les profils d'entrée du fluide froid (le cas présent) sont aussi étudiés, afin de d'améliorer l'échange thermique sans modifier la taille de l'échangeur.

Pour bien fixer les idées, on va donner dans ce qui suit du chapitre des définitions utiles sur les types d'échangeurs rencontrés en pratique. Bien que cette présentation ne soit exhaustive, elle offre une bonne synthèse pour une meilleure compréhension du cas traité.

II. Classification des échangeurs de chaleur :

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon le type de construction, par l'arrangement d'écoulement ou la compacité de surface, Si la classification est de par leur

construction (**Figure II.1**), les types d'échangeurs de chaleur sont : plaque, tubulaire, surface extension ou la régénération. Si le classement est par l'arrangement d'écoulement, les types peuvent inclure une seule passe ou plusieurs passes contre-courant, parallèle courant, transversal courant ou des combinaisons courants. Dans ce travail on s'intéresse aux échangeurs tubes/ailettes compacts.

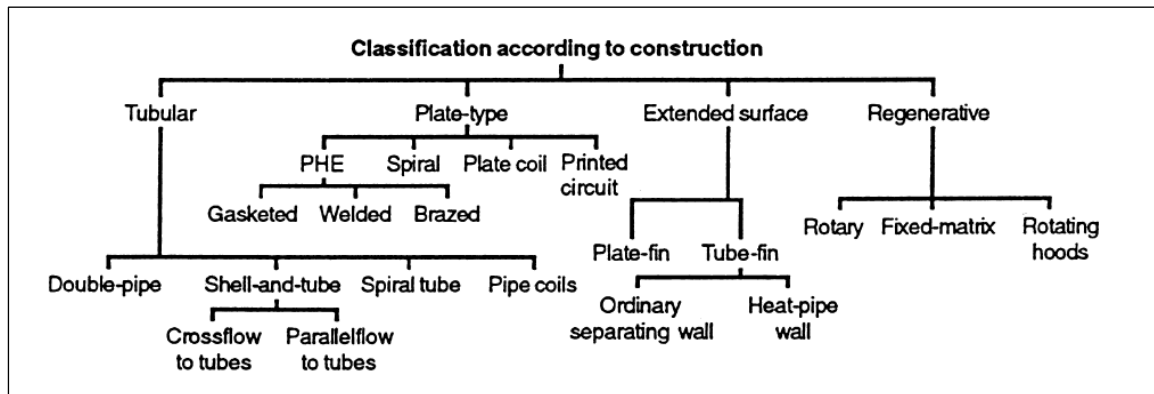


Figure II.1 : Classification des échangeurs de chaleur par construction.

II.1. Echangeur de chaleur Tubes-Ailettes :

Les échangeurs de chaleur tubes/ailettes sont très utilisés en pratique. Les ailettes offrent une grande surface d'échange, qui améliore considérablement le transfert thermique. Pour ce type d'échangeurs, le fluide chaud (eau par exemple) passe dans les tubes, alors que l'air passe à l'extérieur des tubes d'une façon transversale (simplifiant ainsi la conception d'en-tête à l'entrée et à la sortie). Ce type d'échangeurs, est largement utilisé dans diverses applications de génie thermique, y compris les usines chimiques, les industries alimentaires, automobile, aéronautique, ...etc. Ils se composent d'un bloc d'ailettes continues parallèles avec des tubes ronds mécaniquement ou hydrauliquement élargis dans les ailettes (**Figure II.2**).

Les avantages à l'utilisation de plusieurs échangeurs de chaleur compacts, comme tubes et ailettes sont nombreux. Les surfaces étendues (ailettes) sont conçus pour augmenter la surface de transfert de chaleur par unité de volume, ce qui entraîne des unités compactes d'espace et de poids réduits (jusqu'à 10 fois plus grande surface par unité de volume par rapport aux échangeurs à enveloppe et tubes), avec le coefficient de transfert de chaleur plus élevés par rapport d'autres types d'échangeurs de chaleur moins compacts. Il y a également une flexibilité lors de la conception de la distribution de surface entre les côtés chaud et

froid. Des économies substantielles sont attendues. Pour les matériaux sensibles, un resserrement du contrôle de la température est un avantage, l'amélioration de la qualité des produits. Courants de fluides multiples peuvent être logés.

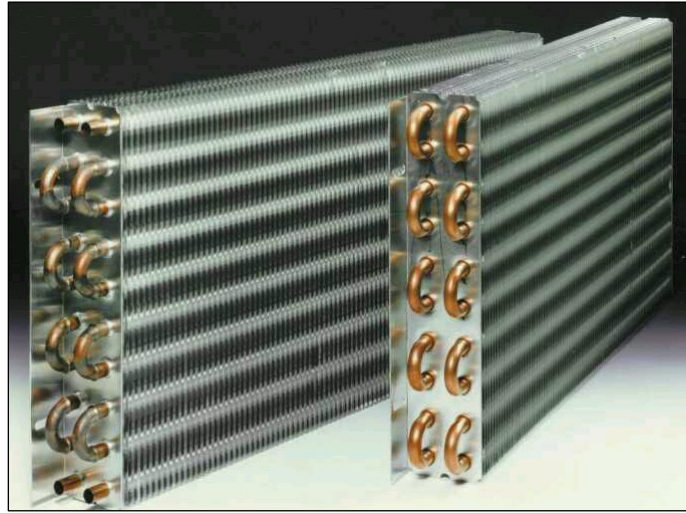


Figure II.2 : Echangeur tubes/ailettes.

Il y a aussi des limites à l'utilisation des échangeurs de chaleur tubes/ailettes. Normalement, un côté doit être un gaz ou un liquide avec un faible coefficient de convection h . Ils sont difficiles à nettoyer mécaniquement, nécessitant des fluides propres non corrosifs. Les limites de température et de pression sont plus faibles par rapport d'autres types échangeurs en raison de brasage ou expansion mécanique lors de l'assemblage des ailettes sur les tubes (bien que la pression peut être élevée sur le côté du tube).

II.1.1. Matériaux typiques et Géométrie:

Les ailettes généralement fabriqués en aluminium, tandis que les tubes sont réalisés en cuivre. Pour la géométrie: l'épaisseur de l'ailette varie de 0.13 à 11mm. Les tubes sont en général de diamètre extérieur de 10mm, hauteur transversale 25mm, hauteur longitudinale 22mm et la densité des ailettes varie de 6 à 16 ailettes par pouce [Baggio et FORNASIERI 1994].

L'effet de non-uniformité distribution de l'écoulement du fluide sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur est de première importance, car il peut intensifier la conduction thermique longitudinale de la paroi. Dans la conception de l'échangeur de chaleur tubes/ailettes, il est généralement supposé que l'écoulement d'entrée et la distribution de

température à travers les tubes sont uniformes et stables. Cependant, l'hypothèse n'est pas généralement réaliste dans des conditions réelles d'exploitation pour des raisons diverses. Une de ces raisons est principalement liée à la non-uniformité de l'écoulement.

En fait, le manque d'uniformité d'écoulement est habituellement divisé en deux types: mauvaise distribution brute et mauvaise distribution passage à passage. La mauvaise distribution brute est principalement associée à la configuration d'entrée (profil de vitesse à l'entrée) incorrecte, tels que la mauvaise conception de la configuration d'en-tête et le distributeur. La mauvaise distribution d'écoulement de passage à passage a lieu dans un échangeur de chaleur très compact, causée par divers fabrication.

III. Description de travail :

Après avoir donné des détails pour les échangeurs puis le passage à ceux compacts à tubes/ailette, on va décrire de cette section avec détail le problème étudié. L'idée première de ce travail vient de l'article [12]. Il s'agit d'un échangeur compact air-froid/eau-chaude. L'air froid entre transversalement dans l'échangeur où il circule entre les ailettes et passe à l'extérieure des tubes. Cet air entrant à une température de $293.15K$ a pour objectif de refroidir l'eau chaude circulant à l'intérieure des tubes. Dans un premier temps, le positionnement des tubes fait l'objet de l'étude. Pour ceci, deux configurations sont supposées : configuration en ligne et configuration en quinconce. Dans la première, les tubes sont placés sur même ligne alors que dans la deuxième ils sont en formation croisée (**Figure III.3**).

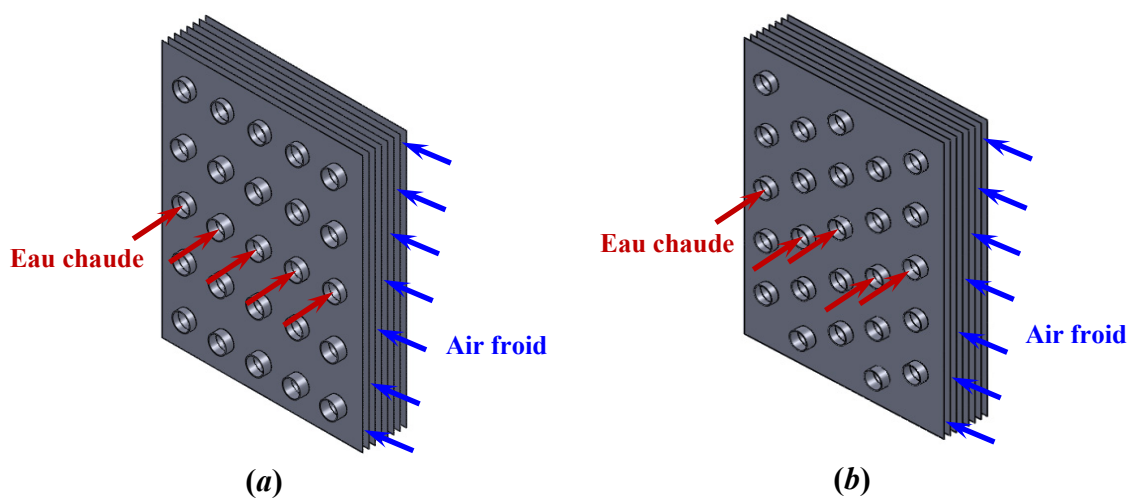


Figure II.3 : Les deux configurations de tubes supposées. (a). En ligne ; (b). Quinconce

Dans la première partie de l'étude on va analyser l'effet des configurations sur les champs de température, de vitesse et de pression pour $Re=500$. Par la suite, sa valeur va être prise entre 100 et 1000. On s'est limité aux deux extrémités de Re pour rester réaliste et loin du régime turbulent.

Une description plus détaillée de la géométrie et des grandeurs géométriques sont données dans la figure (III.4). On note que cette figure est tirée de la référence [12] sur laquelle a basé notre étude. Le domaine étudié est illustré en lignes bleues discontinues. Ce domaine représente un échantillon type pour l'échangeur. En plus, dans une rangée de tube, les auteurs de la référence [12] n'ont considérés que 04 tubes, alors que dans la nôtre, une rangée à 05 tubes est considérée. Toutes les données sont reproduites dans notre travail.

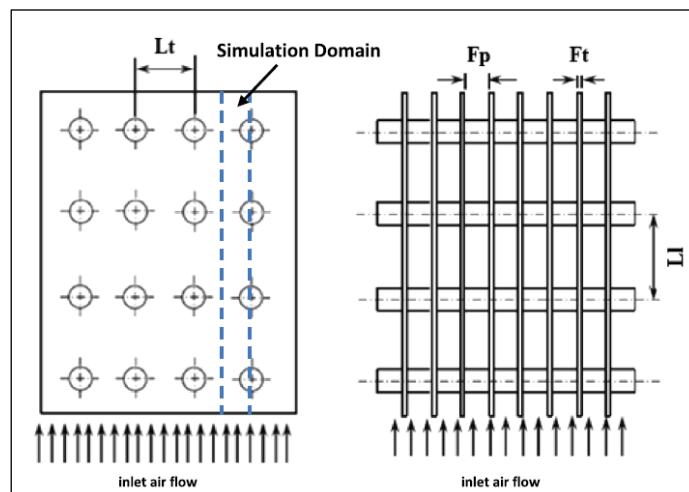


Figure II.4 : Schéma détaillé et domaine de

Les représentations 3D des deux domaines d'étude, sont portées **figure (III.5)**.

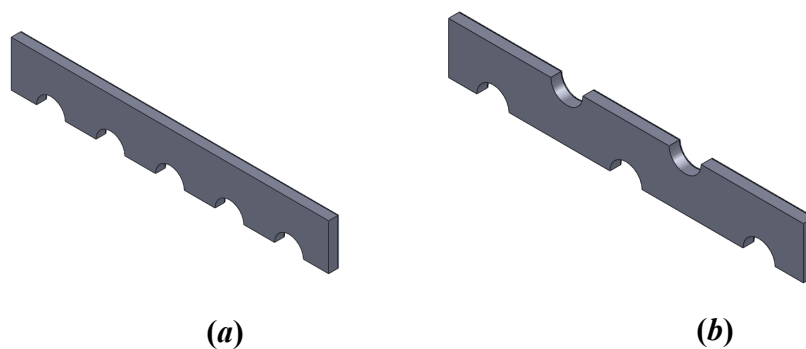


Figure II.5 : Représentation 3D des deux domaines étudiés. (a). En ligne ; (b). Quinconce.

Dans la **figure (III.6)**, on a présenté les figures des deux domaines d'étude tracées dans **SolidWorks**. La représentation est bidimensionnelle, où les noms d'arrêts sont ceux dans le **SolidWorks**.

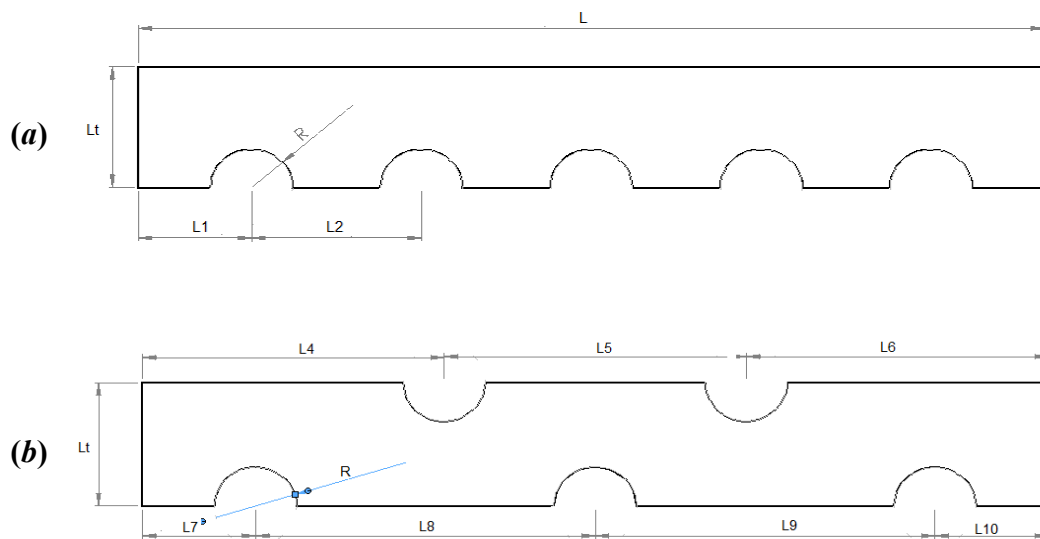


Figure II.6 : Représentation 2D des deux domaines étudiés. **(a)**. En ligne ; **(b)**. Quinconce.

On note que la nature du problème est tridimensionnelle, pour ceci, la **figure (III.7)** illustre une perspective de la section verticale. Dans cette figure, on peut distinguer deux domaines, le premier décrit par **Ft** qui représente l'ailette, alors que le deuxième décrit par **Fp** représente la section où l'air passe.

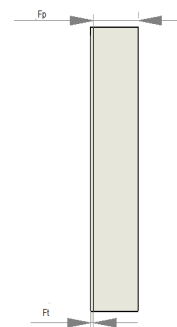


Figure II.7 : Section verticale.

Les données géométriques sont portées sur le tableau ci-après.

	Grandeur (mm)	Arrêt	Grandeur (mm)
L	110	L6	36.667
L1	13.750	L7	13.750
L2	20.625	L8	55
R	4.985	L9	55
Lt	15.875	L10	1.750
L4	36.667	Fp	3.21
L5	36.667	Ft	0.20

Dans la deuxième partie de l'étude, on s'est intéressé à l'effet de la forme du profil à l'entrée. Pour ceci, on a considéré quatre profils au total : un profil *uniforme* (utilisé dans la première partie), un profil *Linear up*, un profil *Linear-Down* et finalement un Profil *Linear-Down-Velocity at the center*. La figure (III.8) illustre ces profils. On note que ces profils sont tirés à partir de [11]. Pour leur intégration dans la simulation, de petits codes écrits en langage C sont élaborés. Le premier profil ne présente pas de difficultés.

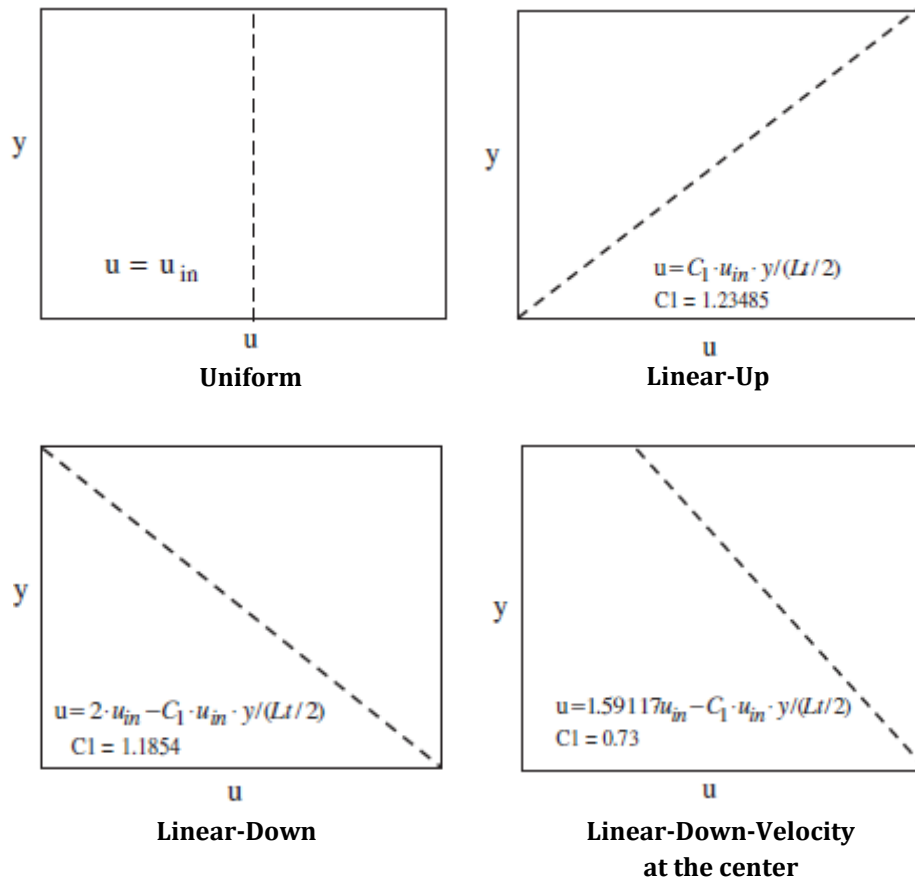


Figure II.8 : Les quatre profils utilisés dans les simulations.

On note que la deuxième partie, une seule valeur de Re (1000) est prise, afin d'éviter la redondance et le remplissage inutile du mémoire.

IV. Equations gouvernant le problème :

Dans la section suivante on va présenter les équations régissant notre problème. Il est clair que c'est un problème de convection forcée laminaire tridimensionnelle. Pour ceci, il faut trois (03) équations de Navier-Stokes, une équation d'énergie en plus de l'équation de continuité utilisé pour vérification de la conservation du débit.

Les hypothèses adoptées sont :

- Ecoulement laminaire ($100 \leq Re \leq 1000$) ;
- Fluide Newtonien et incompressible (air) ;
- Régime stationnaire ($\partial/\partial t = 0$) ;
- Dissipation visqueuses négligeable.

- **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0 \quad (1)$$

- **Equation de Navier-Stokes suivant x:**

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \mu \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{2*}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{2*}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial z^{2*}} \right) \quad (2)$$

- **Equation de Navier-Stokes suivant y:**

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \mu \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{2*}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{2*}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial z^{2*}} \right) \quad (3)$$

- **Equation de Navier-Stokes suivant z:**

$$u^* \frac{\partial w^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial w^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \mu \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial x^{2*}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^{2*}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial z^{2*}} \right) \quad (4)$$

- **Equation de l'énergie :**

$$\rho C_p \left[u^* \frac{\partial T}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial T}{\partial z^*} \right] = \lambda \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^{2*}} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^{2*}} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^{2*}} \right] \quad (5)$$

Dans les précédentes équations, u^* et v^* et w^* sont les vitesses suivant x^* et y^* et z^* , p^* est la pression, T^* la température, ρ, C_p, λ sont la densité, la chaleur spécifique, la conductivité thermique.

IV.1. Adimensionnement des équations:

Il est préférable de rendre les équations du problème adimensionnelles. Ceci a plusieurs avantages. L'une d'elles est de faire ressortir des nombres sans dimensions qui possèdent des sens physiques et qui aident à mieux comprendre et interpréter les résultats obtenus. Dans ce sens, les présentes équations sont adimensionnées à l'aide des échelles de références suivantes :

$$x = \frac{x^*}{L} ; y = \frac{y^*}{Li} ; z = \frac{z^*}{Fp} ; p = \frac{P^*}{\frac{1}{2}\rho_0 u_0^2} ; u = \frac{u^*}{u_{in}} ; v = \frac{v^*}{v_{in}} ; w = \frac{w^*}{w_{in}} ; \theta = \frac{T - T_{in}}{T_w - T_{in}}$$

Ces trois formules sont utilisées pour toutes les géométries étudiées dans ce mémoire selon le cas.

a. Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

b. Equation de Navier-Stocks suivant x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (7)$$

c. Equation de Navier-Stocks suivant y:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (8)$$

d. Equation de Navier-Stocks suivant z:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (9)$$

e. Equation de l'énergie :

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} + w \frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \quad (10)$$

Conditions aux limites :

Pour compléter la modélisation du problème, le système d'équations précédent nécessite l'imposition de conditions aux limites. Air est utilisé comme fluide de travail en suppose que les propriétés sont constatent: $\rho = 1.185 \text{ Kg/m}^3$; $\nu = 1.831 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$; $\lambda = 0.0261 \text{ W/m.K}$; $Pr = 0.736$.

- Vitesses et températures d'air fixées (conditions Dirichlet) à l'entrée ($u=u_{in}$; $v=w=0$; $T=T_{in}=20^{\circ}C$) ;
- Conditions de Neumann à la section de sortie (dérivées nulles) ;
- Adhérences parfait sur les surfaces d'ailettes et des tubes ;
- Efficacité des ailettes =1 (tubes et ailettes faits en Aluminium qui est un excellent conducteur afin d'assurer cette condition);
- Condition sur le mur : $u=0$; $v=w=0$; $T=T_{in}=80^{\circ}C$;
- Conditions sur les côtés haut et bas de l'espace ailettes : $du/dz=dv/dz=w=0$; $dT/dz=0$;
- Condition de symétrie : $du/dy=v=dw/dy=0$; $dT/dy=0$;

IV.2. Groupes adimensionnels :

La caractérisation précise du frottement de l'écoulement et le transfert de chaleur est très importante dans le classement et le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Groupes dimensionnelles sont utilisées pour cette caractérisation : transfert de chaleur définie par le facteur de *j-Colburn* et la perte de charge définie par le coefficient de frottement *f*. Voici un résumé des groupes adimensionnels utilisés dans ce projet.

Le Facteur de frottement, le facteur *j-Colburn*, le nombre de *Re*, le nombre de *Nu* et le facteur d'efficacité de l'échangeur *j/f* sont définis par les expressions:

Le Facteur de frottement *f*, est un rapport de la contrainte de cisaillement de paroi à l'énergie cinétique de l'écoulement, qui est liée à la perte de charge dans l'échangeur de chaleur est exprimée en tant que:

J facteur de Colburn (rapport du transfert de chaleur par convection par unité de surface de conduit) à la quantité pratiquement transférable (par unité de surface d'écoulement en coupe transversale) est défini comme suit:

$$J = \frac{Nu}{Re Pr^{\frac{1}{3}}}$$

Où le nombre de Nusselt Reynolds Re et moyens sont définis respectivement comme suit:

$$Nu = \frac{hH}{\lambda}$$

$$Re = \frac{\rho u_{in} H}{\mu}$$

Etant donné que les améliorations dans le transfert de chaleur sont également accompagnées. Par l'augmentation des pertes de charge, il est nécessaire d'évaluer l'amélioration nette ou de dégradations obtenues dans les échangeurs de chaleur à l'effet de la distribution d'écoulement d'air. Une façon d'évaluer la Par rapport amélioration des performances thermo-hydraulique, entre Beaucoup d'autres est de considérer le facteur ou l'efficacité région de Londres bonté Indice, qui est défini comme étant le rapport entre le facteur de *j-Colburn* Sur le facteur de frottement f . Il est une mesure couramment utilisée car elle Examine le lien intrinsèque et compromis entre le transfert de chaleur L'amélioration et l'augmentation des forces de frottement dans le flux d'air sur les surfaces, Et est donné par

$$j / f = Nu / f Re Pr^{1/3}$$

V. Procédure de résolution :

Le problème est résolu en utilisant le code commercial fluent intégré dans logiciel Ansys. Avant tout, la géométrie du problème est tracée sous Workbench-Geometry, le module spécialisé dans la préparation des limites du domaine d'étude. Par la suite, la géométrie tracée est exportée vers Workbench-Mesh, le module qui va transformer le domaine physique continu en un domaine dit de simulation. Ce dernier discret, offre les nœuds sur lesquelles le système d'équations va être résolu.

L'approximation des équations du problème (EDP) est faite avec la méthode des volumes finis selon l'algorithme Simple intégrées dans Fluent qu'a été utiliser pour les calculs.

Une étude de maillage a été faite en passant par quatre types, grossier, normal, fin et finalement très fin pour la configuration en ligne, les maillages pour la configuration respectivement de **30190 éléments** et **100048 éléments** et **349520 éléments** le maillage très fin de **1411680 éléments**. Pour ceci les maillages sont jugés largement suffisants pour le problème étudié en terme de précision/temps de calcul (**Figure II.9**).

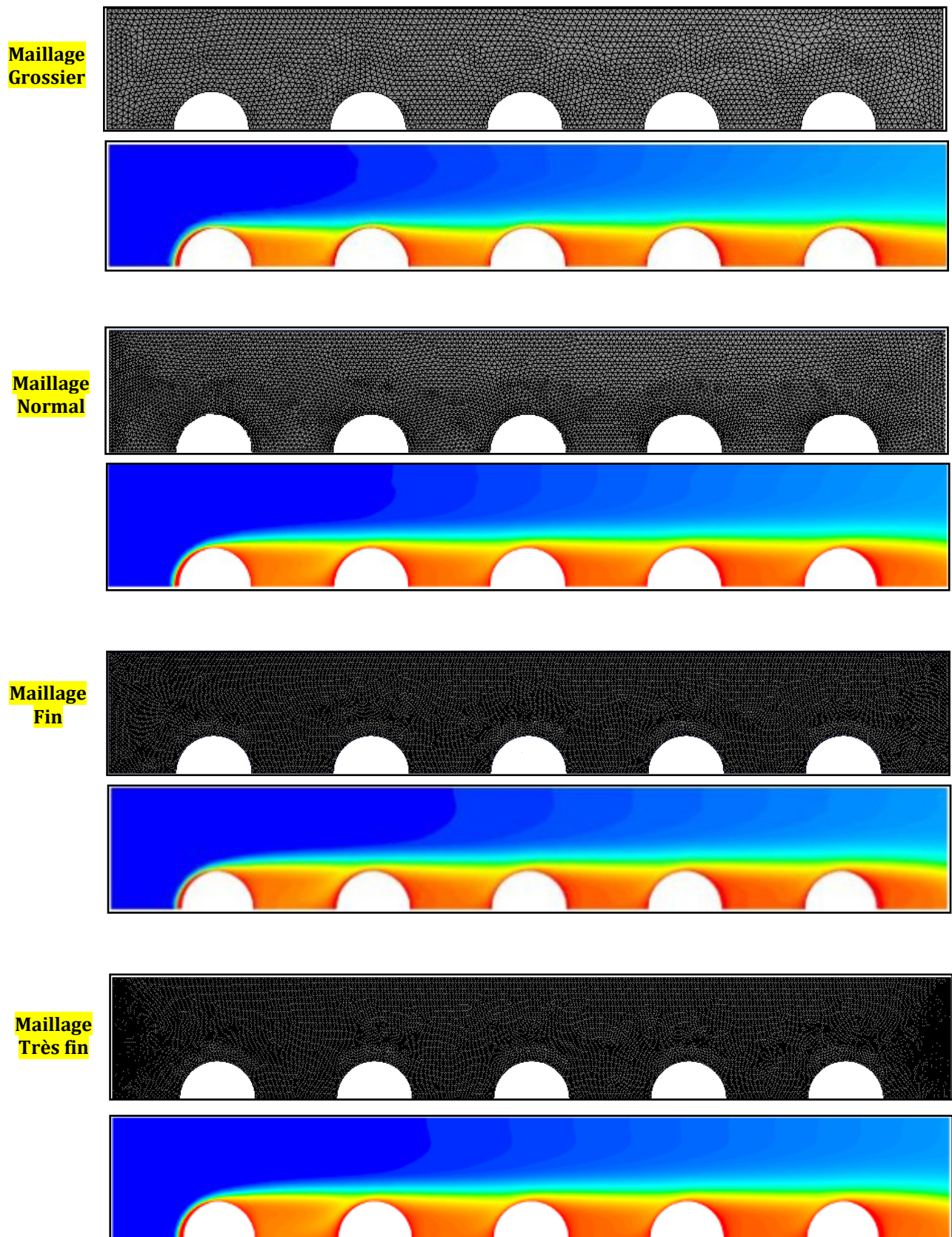


Figure II.9 : Effet du maillage sur la qualité des résultats. Isothermes à $z=3.21mm$. $Re=1000$. Configuration en ligne

Les conditions d'arrêts sur les résiduels sont fixées à 10^{-8} pour les vitesses et 10^{-10} pour l'énergie. Ces choix sont motivés par la complexité du problème qui exige de fortes précisions pour éviter toute divergence dans les calculs. On note qu'avec ces conditions, le temps de calcul est d'environ 33 heures pour chaque simulation.

V.1. Validations des quelques simulation :

Dans la **figure (II.10)**, on a présenté trois (03) parmi les validations qu'on a faites. La comparaison est faite avec les résultats de la référence [11]. Une excellente concordance est obtenue. On note que nos résultats sont dimensionnels alors que ceux de la référence sont adimensionnels, ce qui justifie la différence en couleurs.

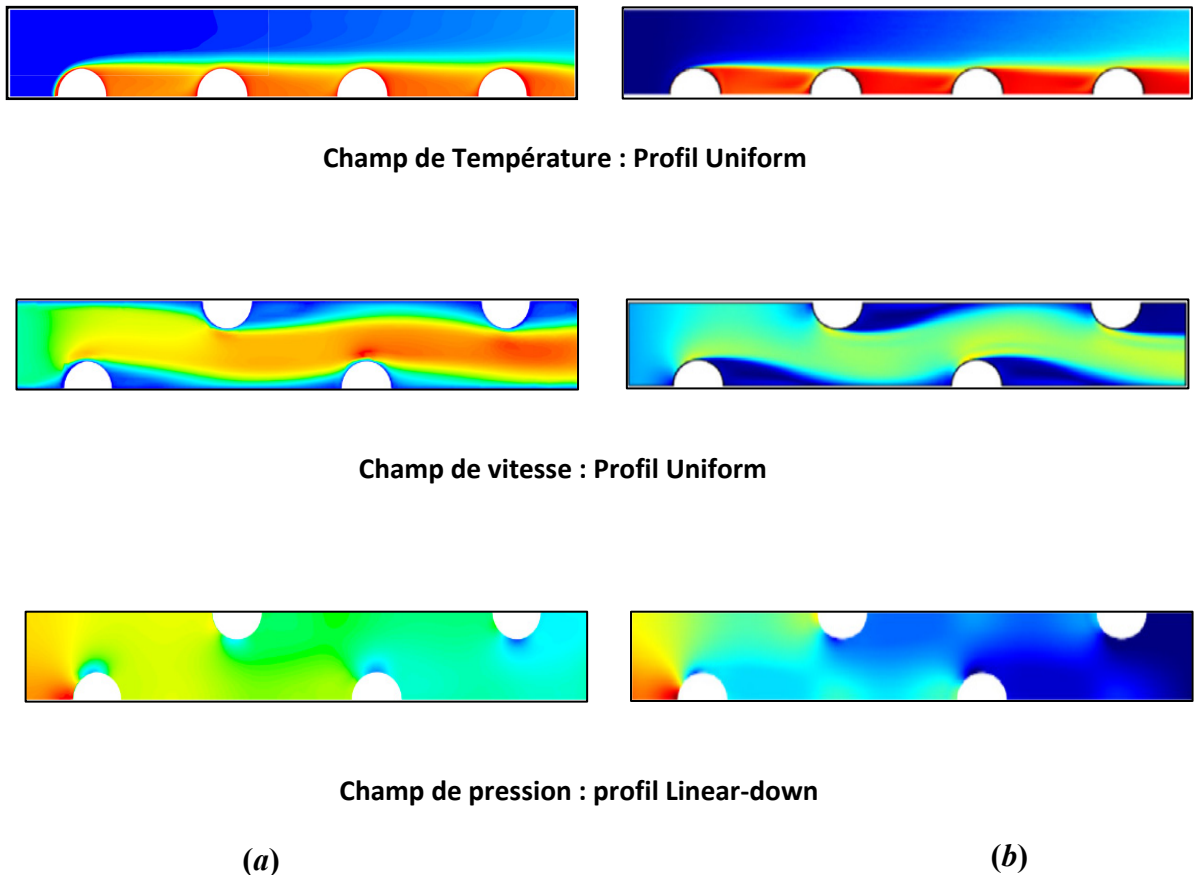


Figure II.10: Quelques validations faites. (a). présent travail ; (b). Référence [11].

Chapitre III

RESULTATS ET DISCUSSIONS

I. Introduction :

Dans le présent chapitre, on va présenter les résultats obtenus à partir de nos simulations. On rappelle que le problème est de nature tridimensionnelle, où un fluide froid (l'air ici) passe à l'extérieur d'un faisceau de tubes dans lesquelles circule de l'eau chaude. L'objectif est d'étudier le processus de refroidissement pour deux configurations des tubes, en ligne et en quinconce pour connaître laquelle des deux offre le meilleur échange thermique. En plus de la modification des positions des tubes, une autre technique qui consiste à faire entrer le fluide froid avec des profils de vitesse non uniformes (non classique). Cette approche est actuellement en progression vu les besoins en espace et temps. Pour ceci, ce chapitre va être enchaîné comme suit : présenter les résultats pour la température, la vitesse et la pression pour les deux configurations pour $Re=1000$, où on va les présenter en sections latérales à partir du côté fluide vers l'ailette solide. Par la suite, on va présenter l'effet de Re sur les différents champs précédents. Et finalement, on va présenter les résultats pour quatre profils de vitesses choisis comme détaillé dans le chapitre II.

Comme le problème est tridimensionnel, on a présenté dans la **figure (III.1)** des photos tridimensionnelles illustratives des champs de température, de vitesse et de pression pour les deux configurations ($Re=500$)

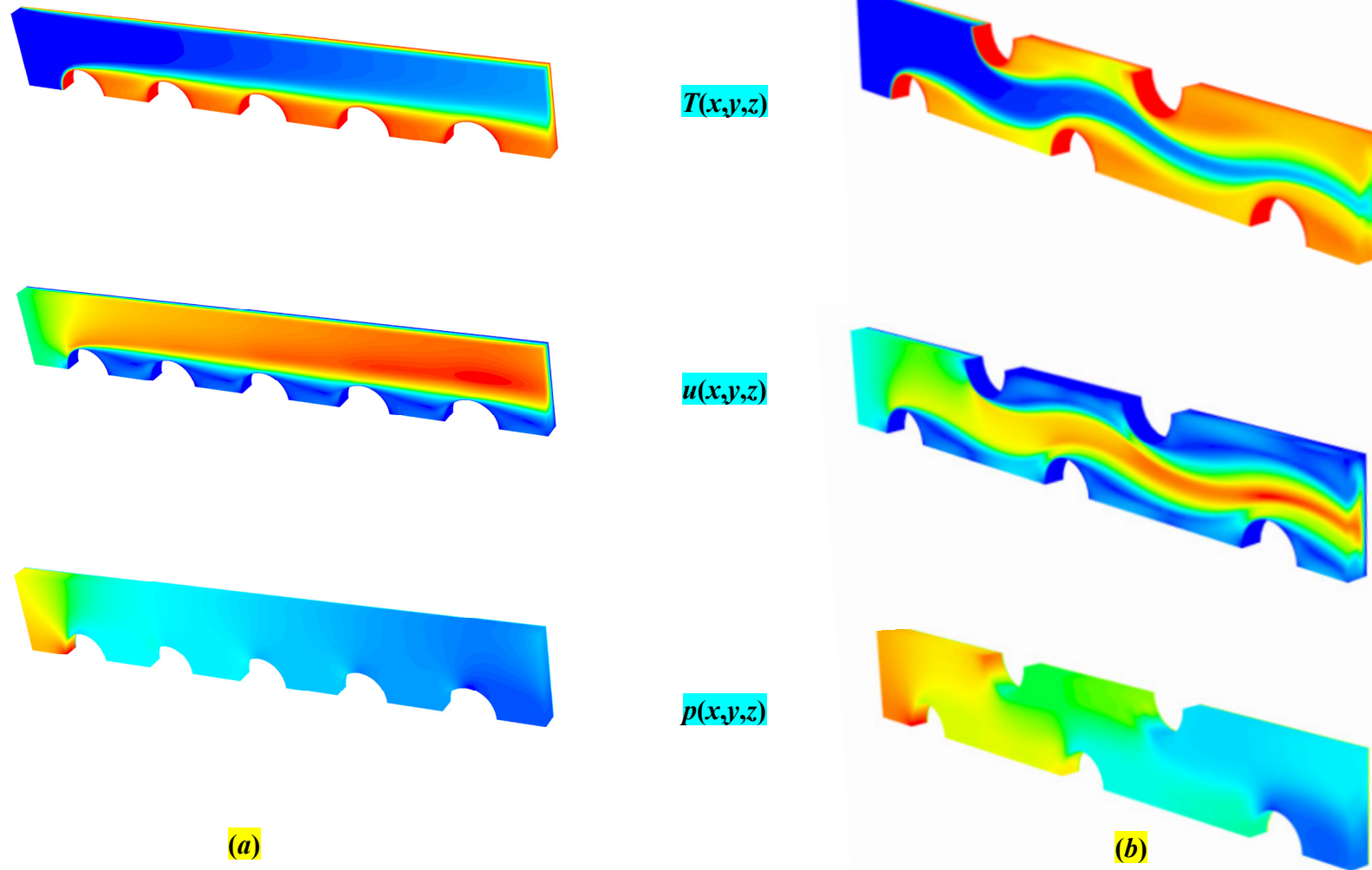


Figure III.1: Allures tridimensionnelles des champs de température, de vitesse et de pression pour les deux configurations considérées. $Re=500$.
 (a): configuration en ligne ; (b): configuration quinconce.

II. Champs de température, de vitesse et de pression pour un profil de vitesse uniforme ($Re=500$) :

II.1. Champ de température :

II.1.1. Cas de la configuration en ligne :

Dans la **figure (III.2)**, on a présenté le champ de température pour $Re=500$ à partir de l'ailette supposée à la même température des tubes ($353.15K$). On note que le plan exact de l'ailette est à $z=0.0mm$ qui est complètement rouge (conditions aux limites). En partant de l'ailette vers le plan de symétrie situé à $z=3.21mm$, le champ de température devient de en plus plein de zones bleus. La couleur bleu indique une faible température (la température d'entrée de l'air est $293.15K$). ce résultat est très logique. En plus, on peut voir que les zones proches de l'entrée (à gauche) sont bleus même très proche de l'ailette (condition d'entrée de température), puis elles s'élargissent vu l'affaiblissement de l'effet de chauffage de l'ailette. Par contre, les zones à côtés des tubes chauds sont toujours à forte températures même proche de l'entrée. Dans son passage, l'air s'échauffe progressivement. Par conséquent, une couleur d'en plus rouge est observée en passant de la gauche à la droite. On peut remarquer que loin de l'entrée, une stratification entre le haut et le bas est enregistré, le premier (le haut) moins affecté par la température des tubes alors que l'autre est fortement affecté.

II.1.2. Cas de la configuration quinconce:

Lorsque les tubes sont positionnés en croisé ou en quinconce (**Figure III.3**), les mêmes observations et phénomènes vus dans le cas en ligne restent valables. Mais le phénomène de stratification thermique pour ce cas n'est pas observé. Ceci est très logique vue le chauffage des cotés causé par les positons des tubes, qui contourne le problème de stratification. On peut dire que si on cherche à chauffer d'une façon homogène un fluide passant à l'extérieur d'un faisceau tubulaire, un positionnement en quinconce est le plus approprié.

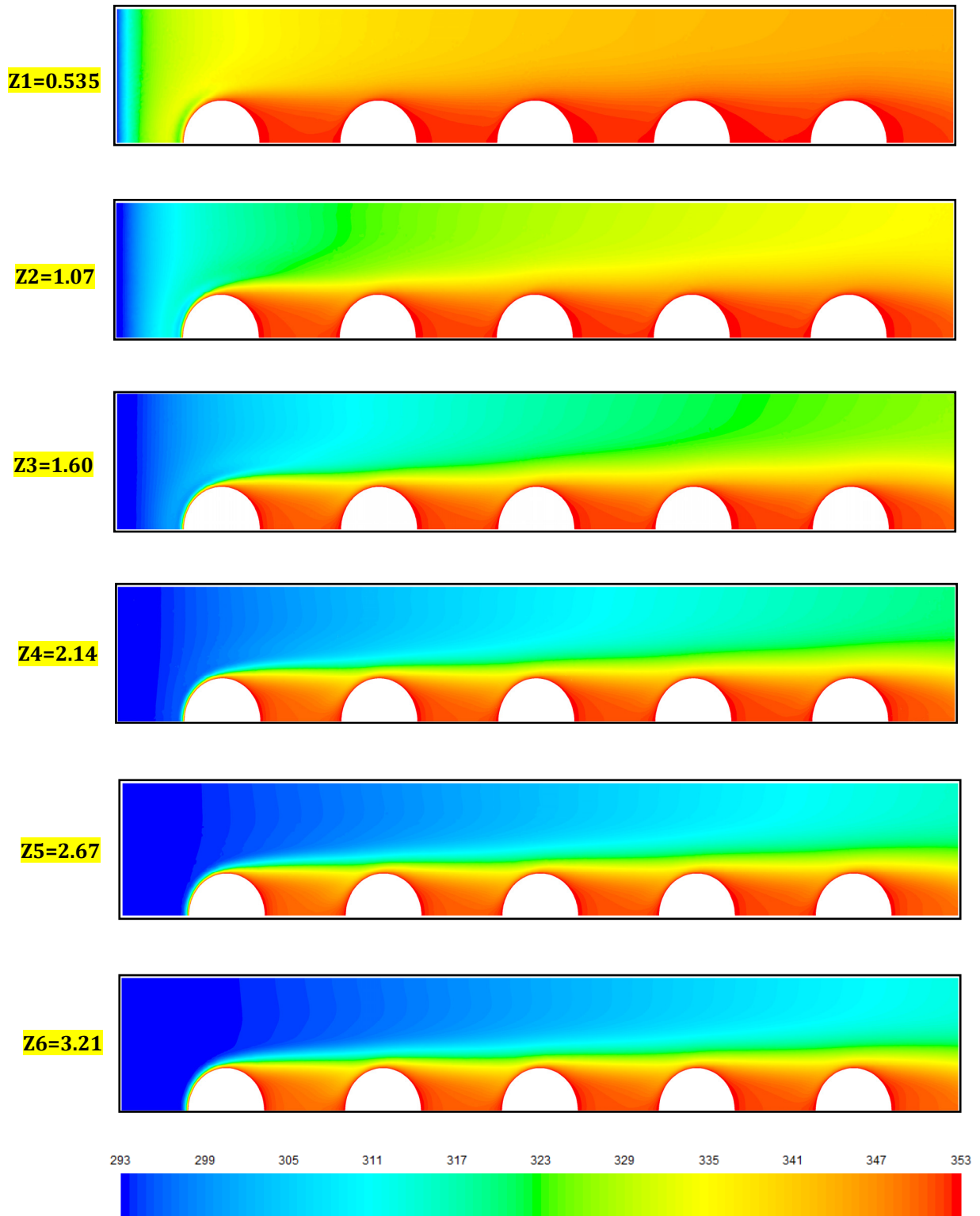


Figure III.2.: Champ de température pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration en-ligne.

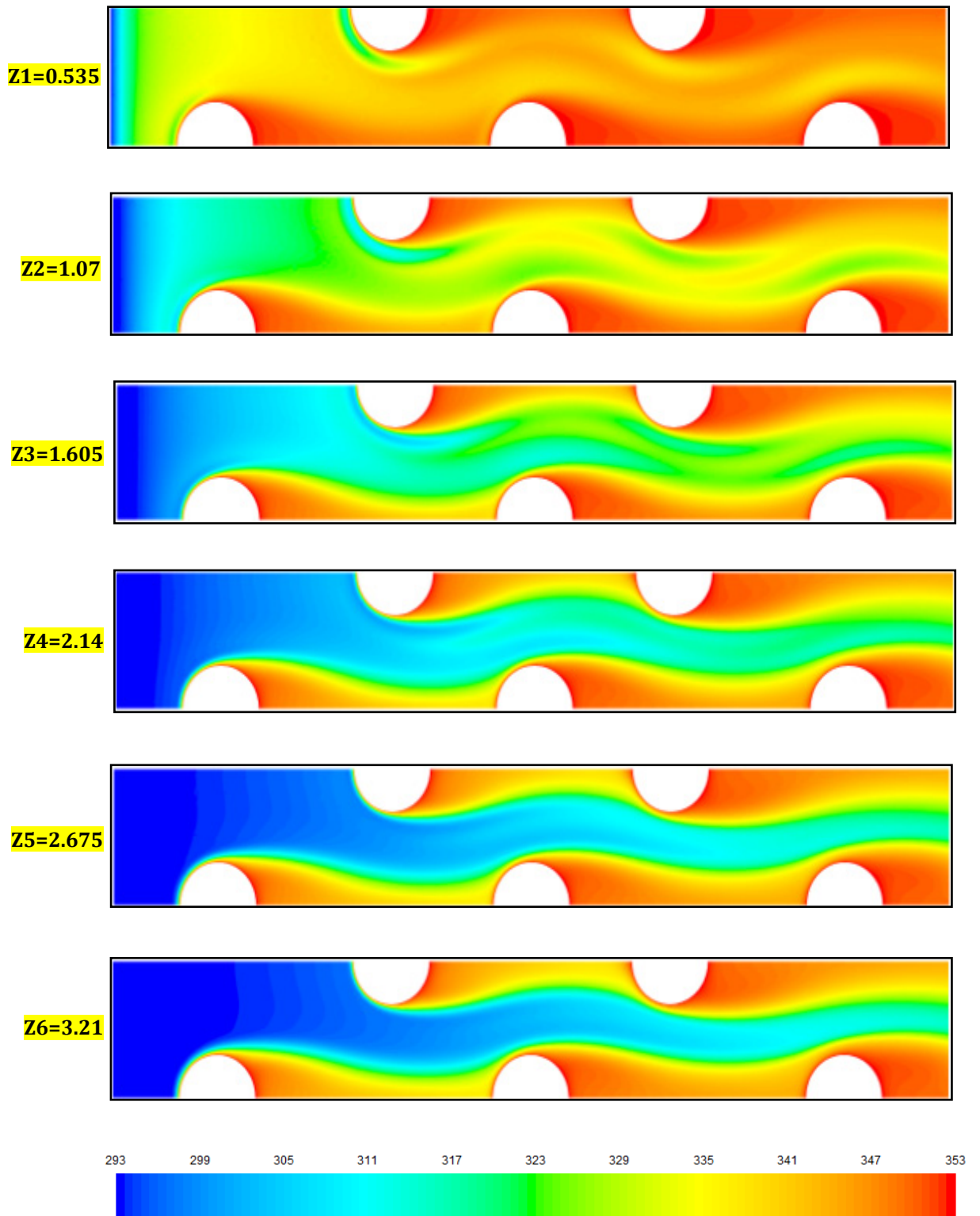


Figure III.3.: Champ de température pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration quinconce.

II.2. Champ de vitesse:

II.2.1. Cas de la configuration en ligne :

Dans la **figure (III.4)**, on a présenté le champ de vitesse pour $Re=500$ pour le mêmes plans (x,y) considérés précédemment pour la température. On remarque que proche de l'ailette, la couleur est bleu. Ce résultat est dû au freinage causé par l'adhérence parfait (condition aux limites) du fluide à l'ailette et les tubes. Le fluide adhérant va donc freiner les couches adjacentes en déplaçant vers le plan $z=3.21\text{mm}$. Du fait que l'air est un fluide à faible viscosité, le freinage est faible et donc un accroissement rapide de la vitesse sur les plans est observé en déplaçant vers le plan de symétrie. On note que le profil de vitesse est supposé uniforme est d'amplitude 0.8m/s . en plus des observations lorsque on déplace suivant z , d'autres peuvent être signalées en déplaçant de l'entrée à la sortie. On voit une accélération dans la partie haute et un quasi freinage entre les tubes. L'explication de ce résultat se résume dans l'effet de freinage causé par les tubes en plus de l'emprisonnement du fluide entre eux. Comme on a un débit constant, le freinage en bas est compensé par une accélération en haut.

II.2.2. Cas de la configuration quinconce:

Le champ de vitesse pour la configuration quinconce est présenté dans la **figure (III.5)**. En plus des phénomènes observés pour le cas en ligne, on observe l'accélération du fluide dans la zone centrale entre tubes comme prévu. Mais en analysant les deux cas, on observe que ce cas gêne le plus le mouvement global du fluide, ce qui entraîne des pertes de charge supplémentaires.

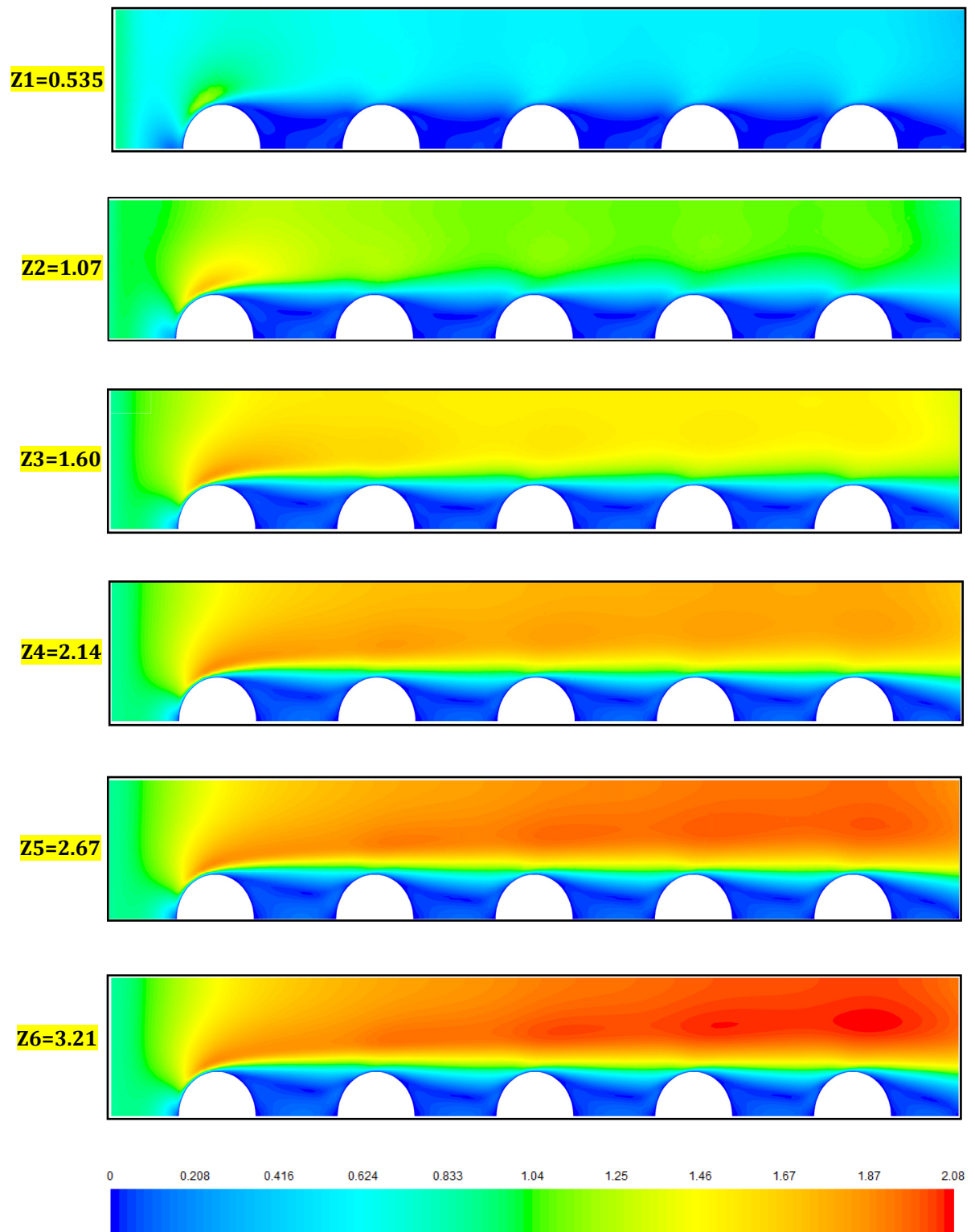


Figure III.4.: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$.
Configuration en ligne.

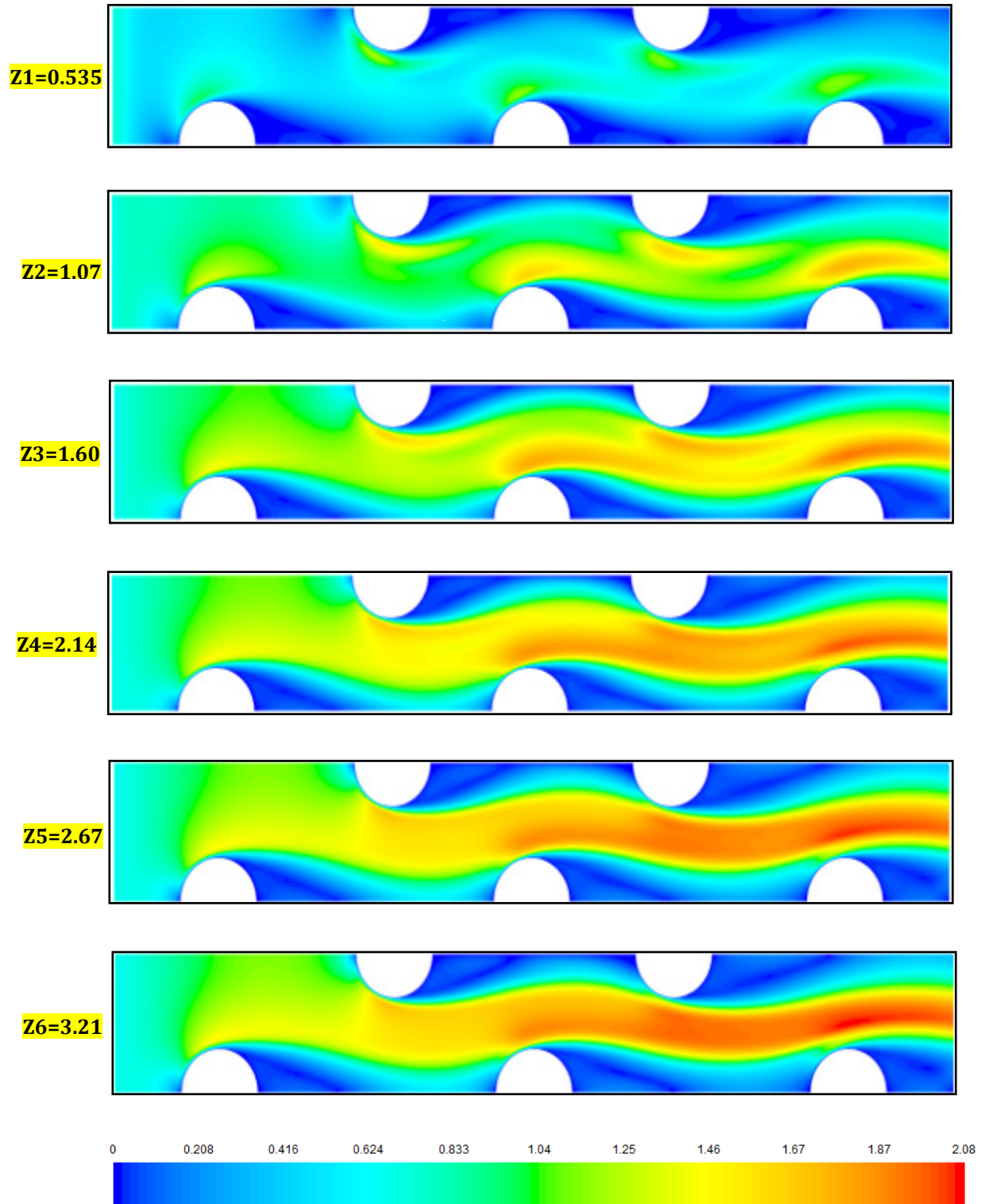


Figure III.5.: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration quinconce.

II.3. Champ de pression:

II.3.1. Cas de la configuration en ligne :

Dans la **figure (III.6)**, on a présenté le champ de pression. On note que la condition de sortie est un débit fixe et non une pression nulle ou fixée. L'analyse des iso-pressions montre la diminution de cette le long du chemin de l'air. Ce résultat est la cause des pertes de charge subies sur les parois des tubes. En déplaçant suivant z , on observe presque les mêmes allures, ce qui indique que les pertes de charges sont presque les mêmes suivant z . pour l'effet de l'ailette, on note que le plan $z=0.535mm$ est loin d'elle suffisamment en plus de la faible viscosité de l'air, d'où la disparition de son effet. Au front avant du premier une, on peut voir une forte valeur de la pression (zone rouge localisée). Ceci est la cause directe du choc subi (perte de charge singulière) par l'air au premier contact avec le tube. Cette observation n'a pas lieu pour les autres tubes vu la diminution de la vitesse entre les tube comme expliqué dans (II.2.1), le fluide déplace tranquillement et évite donc le choc avec les tubes.

II.3.2. Cas de la configuration quinconce:

Pour la deuxième configuration (**Figure III.7**), les constatations sont enregistrées. On note seulement le double choc de l'air avec les deux premiers tubes. Pour le deuxième tube, le choc est causé par l'orientation du fluide vers le haut lorsqu'il dévie une fois qu'il passe le premier tube.

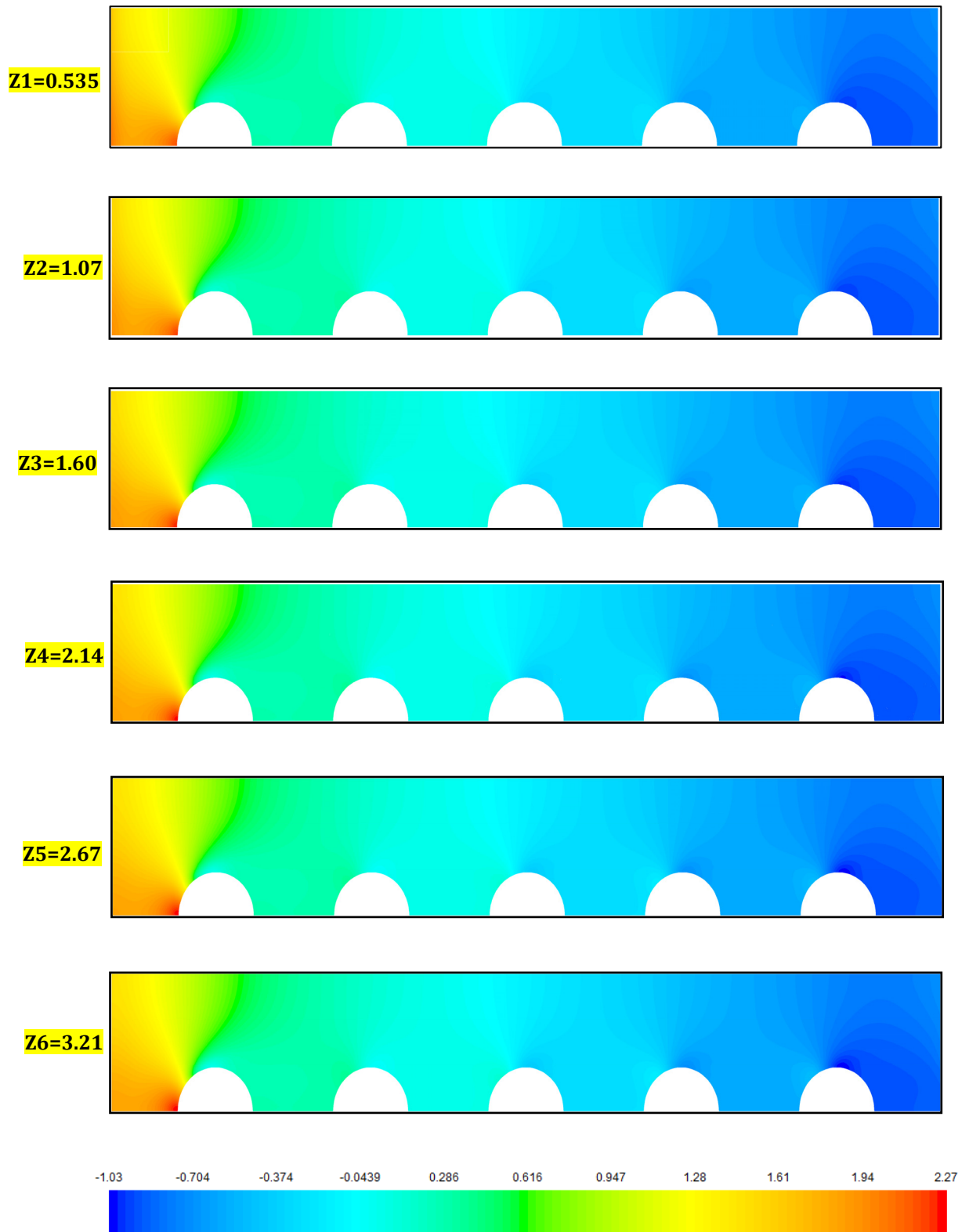


Figure III.6: Champ de pression pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration en ligne.

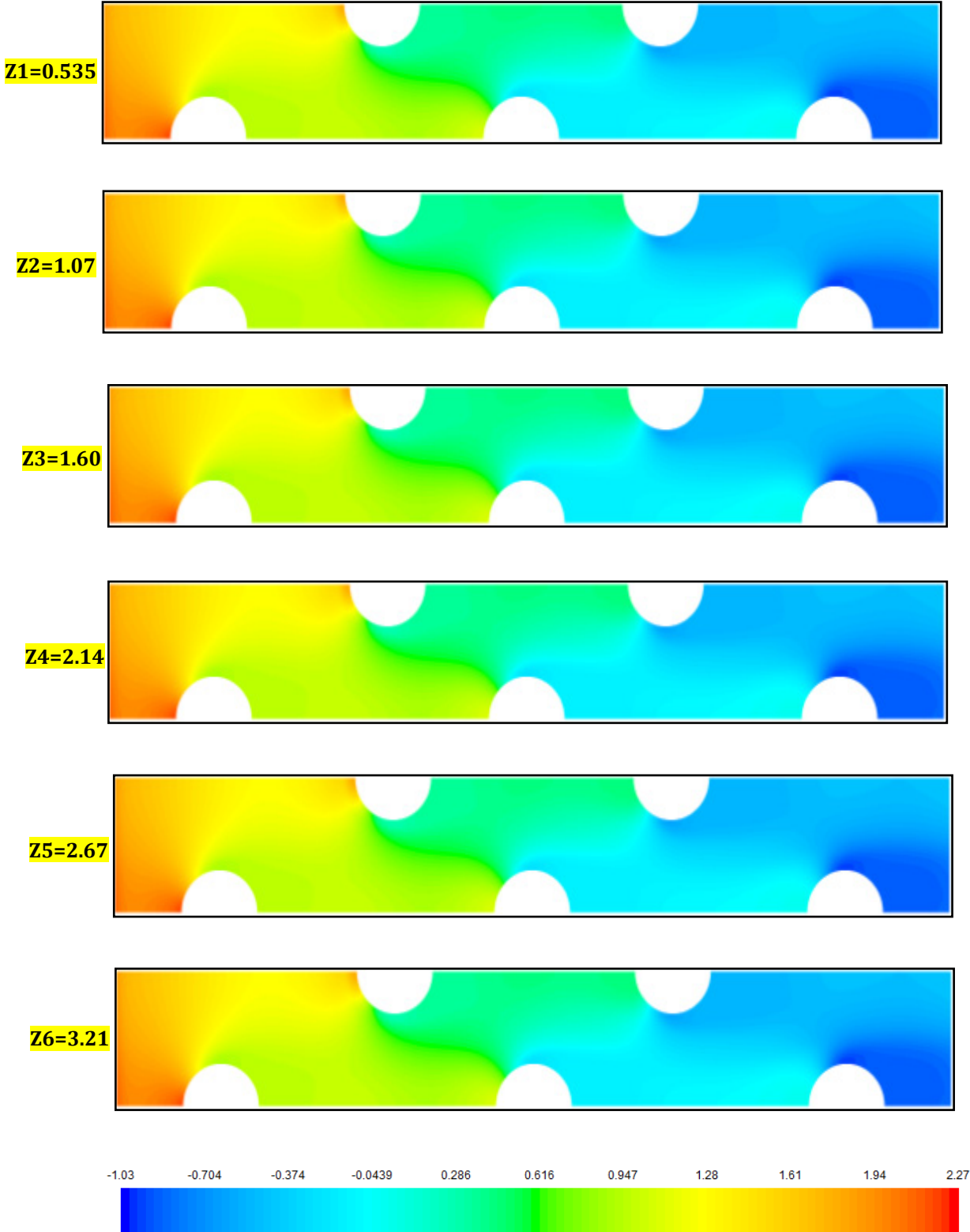


Figure III.7: Champ de pression pour différents plans (x,y) à z choisis (mm); $Re=500$. Configuration quinconce.

III. Effet de Re sur les champs de température, de vitesse et de pression pour un profil de vitesse ($z=3.21mm$):

III.1. Champ de température :

III.1.1. Cas de la configuration en ligne :

L'un des paramètres les plus importants dans le transfert thermique au sein des échangeurs et bien la vitesse d'écoulement des deux fluides (froide et chaud). La valeur de cette vitesse modifie directement le nombre de Reynolds (Re). Donc, sa valeur est l'un des paramètres clés pour améliorer la qualité de refroidissement (ou de chauffage). Dans cette section, on va étudier son effet (coté air), en commençant par celui sur le champ de température présenté dans la **figure (III.8)** pour le cas en ligne. Les résultats sont présentés pour le plan $z=3.21mm$. des Re allant de 100 à 1000 sont considérés.

L'analyse des résultats montre que pour des Re faibles (100 et 200 ici), la température est élevée sur tout le plan. En réalité cette allure traduit la tendance vers le mode conductif du transfert de chaleur ou la chaleur propage du bas en haut comme si on ait dans une plaque. Pour les Re plus grand, on remarque les allures déjà expliquées dans la section (II.1.1) ou une stratification thermique entre le haut et le bas est observée. On peut remarquer que qu'avec l'augmentation de Re , la zone bleu (fluide encore froid) s'élargisse. L'explication de ce résultat est que la forte vitesse transversale de l'air empêche son chauffage par conduction verticale.

III.1.2. Cas de la configuration quinconce:

Les mêmes observations sont obtenues pour la deuxième configuration (**Figure III.9**). Mais on note la meilleure distribution de la température comparé au cas en ligne. De plus, l'effet du positionnement des tubes sur la distribution de vitesse qui se traduit par déviation alternative aide à améliorer la convection. Pour ceci, on peut voir des moins chaudes proche de l'entrée, notamment pour les petits Re considérés.

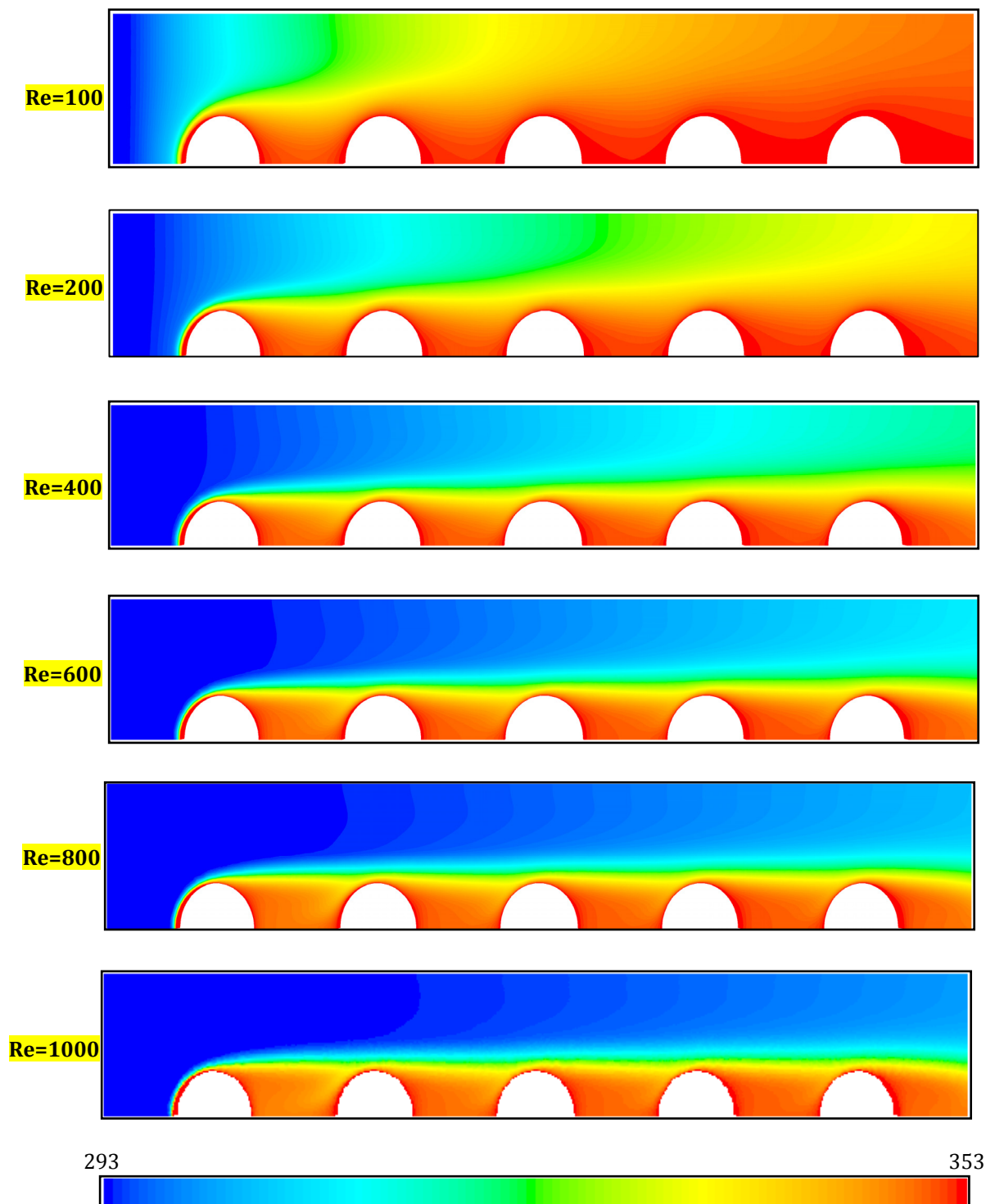


Figure III.8: Champ de température pour différents plans (x,y) à $z=3.21 \text{ mm}$; *effet de Re*.
Configuration en ligne.

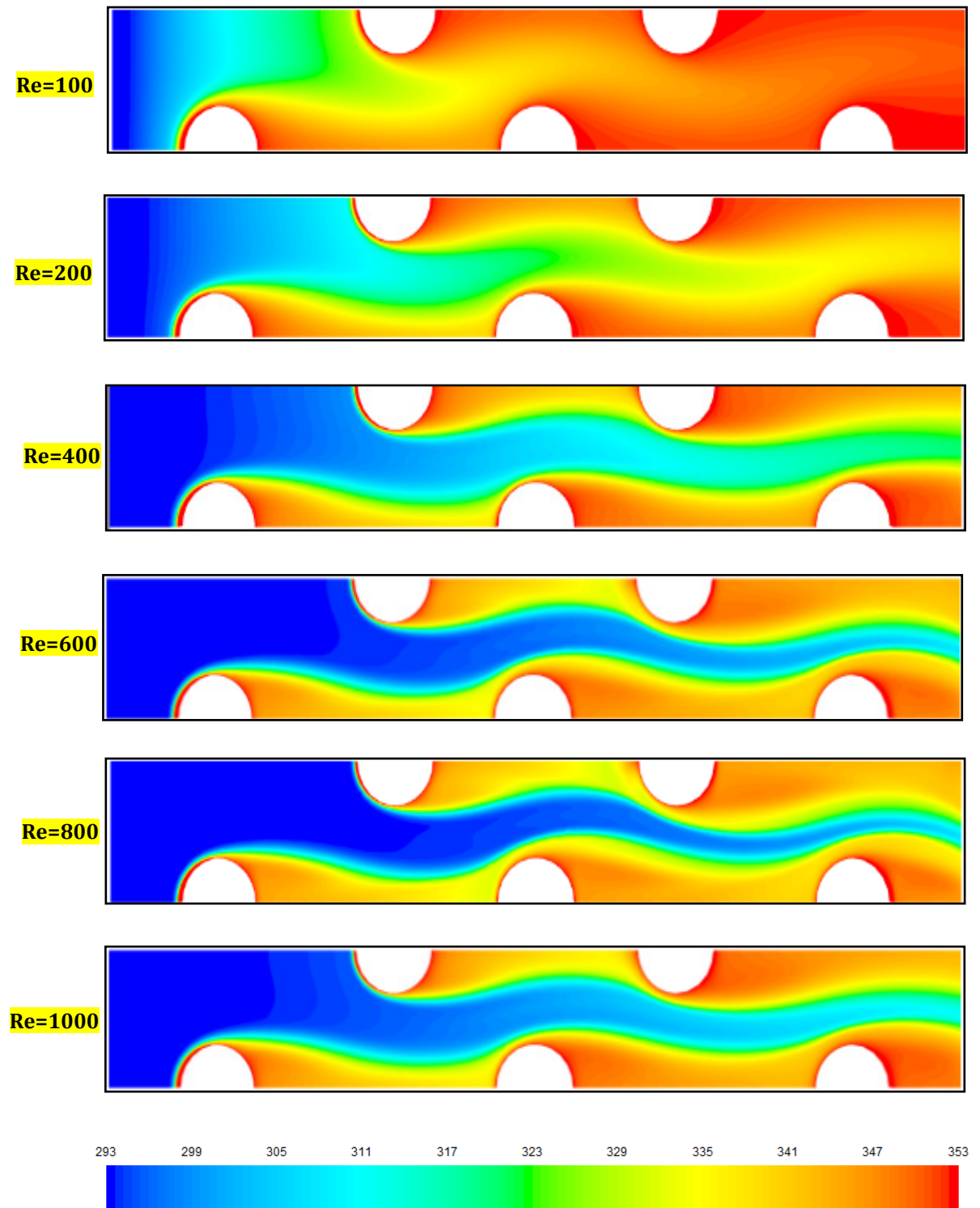


Figure III.9: Champ de température pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; effet de Re . Configuration quinconce.

III.2. Champ de vitesse:

III.2.1. Cas de la configuration en ligne :

Le champ de vitesse est présenté dans la **figure (III.10)**. On peut remarquer que pour les faibles Re (100 et 200), les zones bleues sont plus foncées après et entre les tubes. Ceci implique un écoulement presque immobile dans ces zones causé par les faibles vitesses d'entrée où les tubes arrivent facilement à freiner l'écoulement. Par conséquent, une répartition plus uniforme de la vitesse est observée en haut. Pour les autres Re plus élevés, une légère perturbation comparée aux cas précédent est enregistrée suite à la perturbation après et entre les tubes (zones en bleu foncé et clair) qui trouvent des difficultés à s'opposer à l'écoulement rapide.

III.2.1. Cas de la configuration quinconce :

Pour la deuxième configuration Le champ de vitesse est présenté dans (**figure III.11**). On peut voir pour $Re=100$ ou 200 que l'écoulement dévie tranquillement sur les tubes vu les faibles vitesses. Ceci peut se voir clairement proche de la sortie, où les zones rouges sont orientées vers haut après passage du dernier tube situé en bas. En d'autre terme, un mouvement souple s'en résulte. Pour les autres Re , les fortes vitesses accélèrent l'écoulement au centre d'une façon équilibrée du fait que les déviations causées par les tubes en bas sont compensées par ceux en haut.

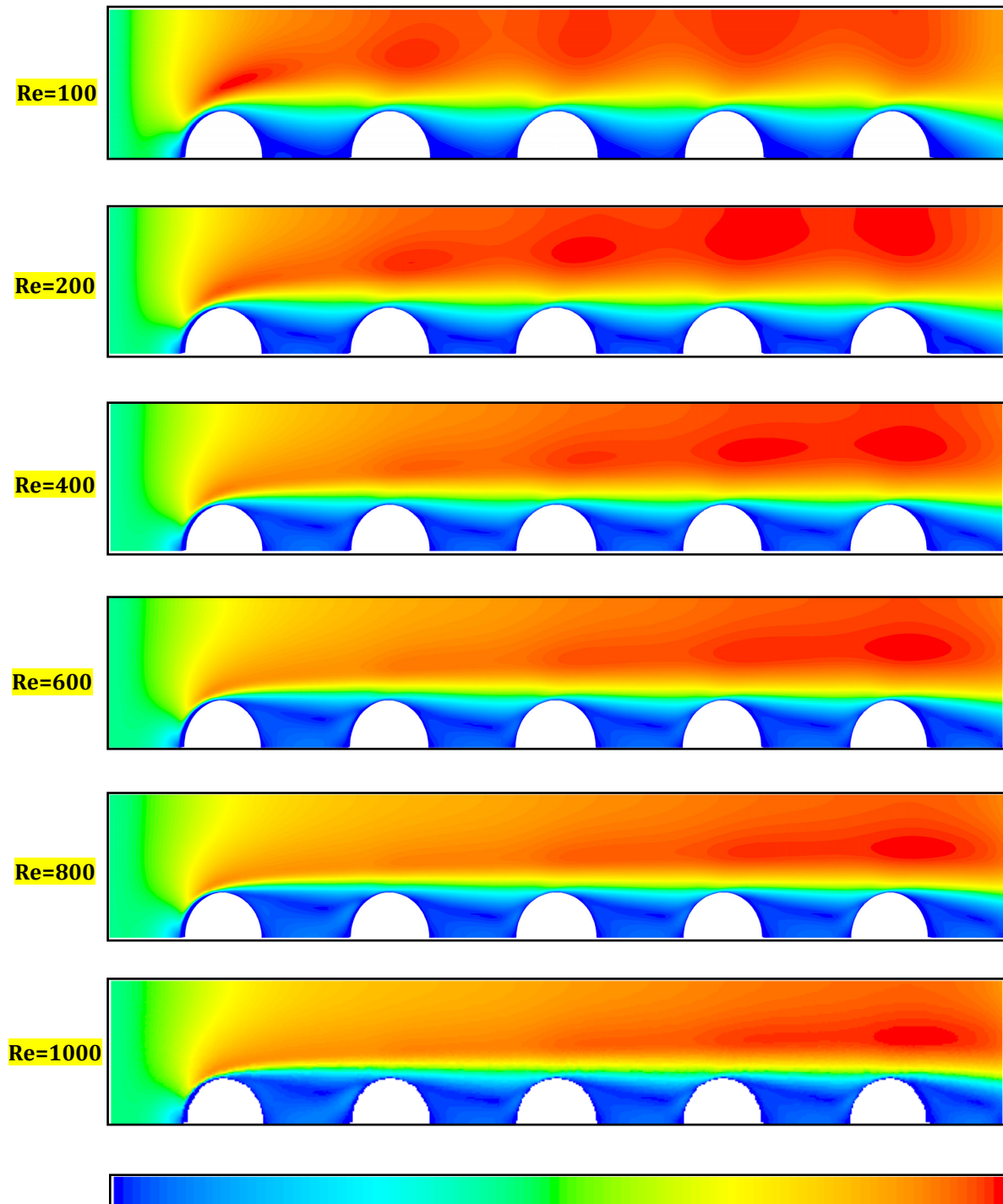


Figure III.10: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; *effet de Re*.
Configuration en ligne.

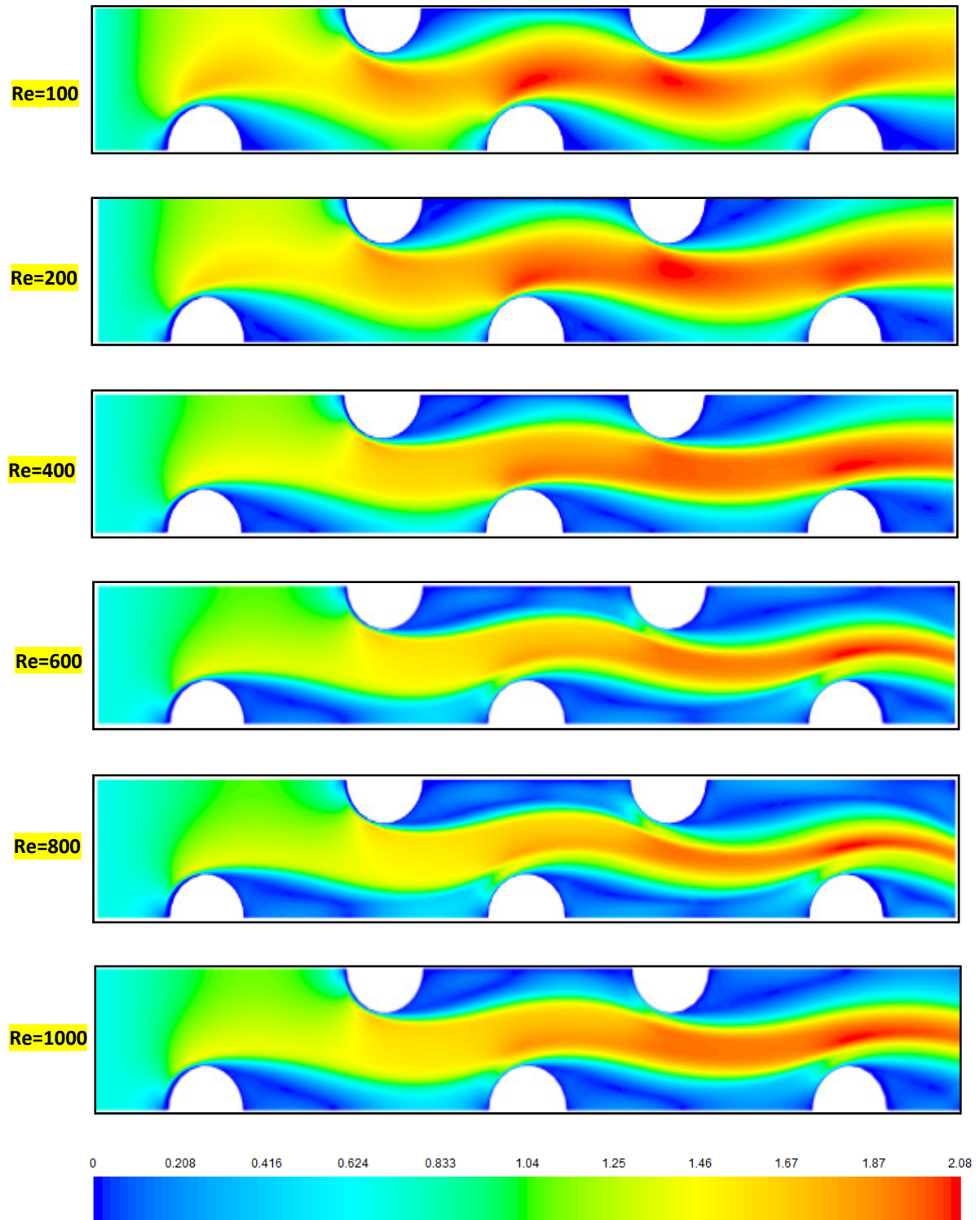


Figure III.11: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; *effet de Re*. Configuration quinconce.

III.3. Champ de pression:

III.3.1. Cas de la configuration en ligne :

L'effet de Re sur le champ de pression est donné sur la **figure (III.12)**. On peut observer que la pression est plus élevée proche de l'entrée pour les faibles Re que pour les petits Re . Ceci indique les faibles pertes de charge dans le passage de l'écoulement. Il est très connu que les pertes de charge sont en relation proportionnelle avec Re . De plus, la réduction de Re permet l'évitement des risque de chocs, ce qu'a réduit les zones à hautes pressions mais localisées (front du premier tube) pour les petits Re .

III.3.2. Cas de la configuration quinconce :

Pour cette configuration (**Figure III.13**). Les mêmes observations du cas précédent sont trouvées. On peut remarquer que l'effet de Re pour ce cas est plus clair notamment pour les zones vertes (pression moyenne) qui s'étale jusqu'au 4^e tube à $Re=1000$ vu les chocs sur les fronts des tubes.

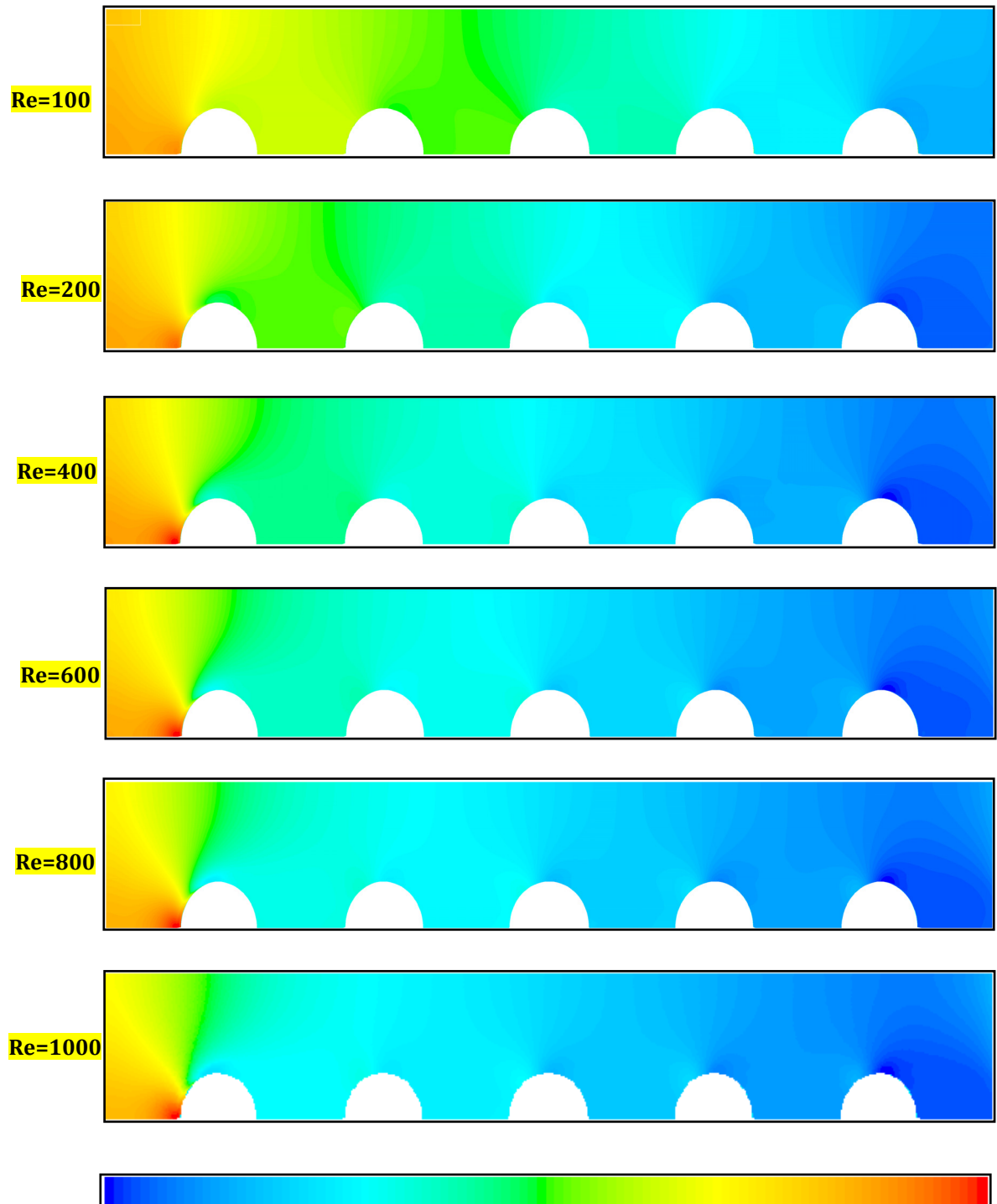


Figure III.12: Champ de pression pour différents plans (x,y) à $z=3.21 \text{ mm}$; *effet de Re*.
Configuration en ligne.

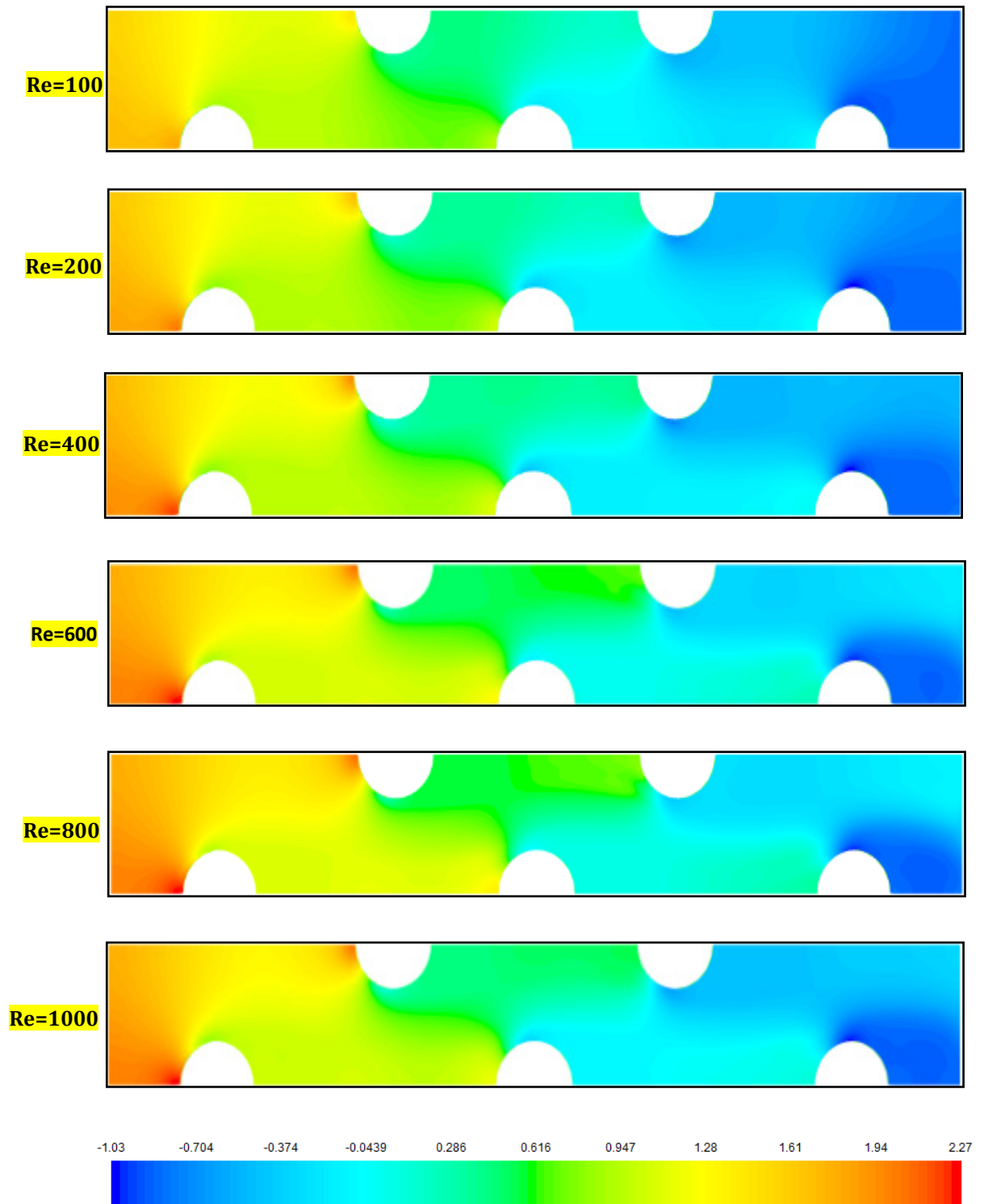


Figure III.13: Champ de pression pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{ mm}$; *effet de Re*. Configuration quinconce.

IV. Effet du profil de vitesse à l'entrée sur les champs de température, de vitesse et de pression ($Re=1000$; $z=3.21mm$):

On rappelle qu'on a étudié les cas de quatre (05) profils de vitesse différents à l'entrée (Chapitre 2). Le premier est celui *uniforme* ou la vitesse est la même sur toute la section d'entrée. Le deuxième est le *Linear-Up*, qui se traduit par une variation linéaire de la vitesse en partant de $0m/s$ à $y=0mm$ à la vitesse max pour y_{max} . Le troisième est le *Linear-Down* qui est l'opposé du deuxième. Le quatrième est celui *Linear-Down with velocity at the center* qui est comme le deuxième mais mai ne commence pas d'une vitesse nulle à $y=0mm$.

IV.1. Champ de température :

IV.1.1. Cas de la configuration en ligne :

Dans la **figure (III.14)**, on a présenté les champs de température pour les quatre profils à $z=3.21mm$ et pour $Re=1000$. On peut remarquer que le profil *Linear-down* offre le meilleur échange convectif, où les zones bleues s'étalent sur une grande distance comparé aux autres profils. L'explication de ce résultat est que la forme de la vitesse (forte en haut et très faible en bas) aide à non pas gêner l'écoulement par les tubes. L'air circule fortement en haut et atteint des vitesses proche du cas uniforme en bas, un gain est donc obtenu en convection. Pour l'amélioration de l'échange thermique signalée, c'est du fait que l'échange et de plus en plus meilleur que $\Delta T (T_C - T_F)$ est grand. A l'opposé et pour les mêmes raisons (en inverse bien sûr), le profil *Linear-Up* conduit au mauvais échange thermique. Le quatrième profil offre un champ thermique entre celui uniforme et celui *Linear-Down*.

IV.1.2. Cas de la configuration en ligne :

Dans la **figure (III.15)**, on a présenté les champs de température pour les quatre profils pour la configuration quinconce. On peut voir clairement que les mêmes constatations sont obtenues pour les profils uniforme, *Linear-Down* et *Linear-Down with velocity at the center*. Pour le profil *Linear-Up*, non seulement qu'il produit le mauvais échange thermique mais vu la nouvelle configuration, l'écoulement subi un freinage causé par les tubes notamment en haut où sa vitesse était très forte. Par conséquent, ce ralentissement cause la réduction de la convection et on observe des allures proches de celles à faibles Re pour le cas uniforme (le transfert a une tendance vers la conduction).

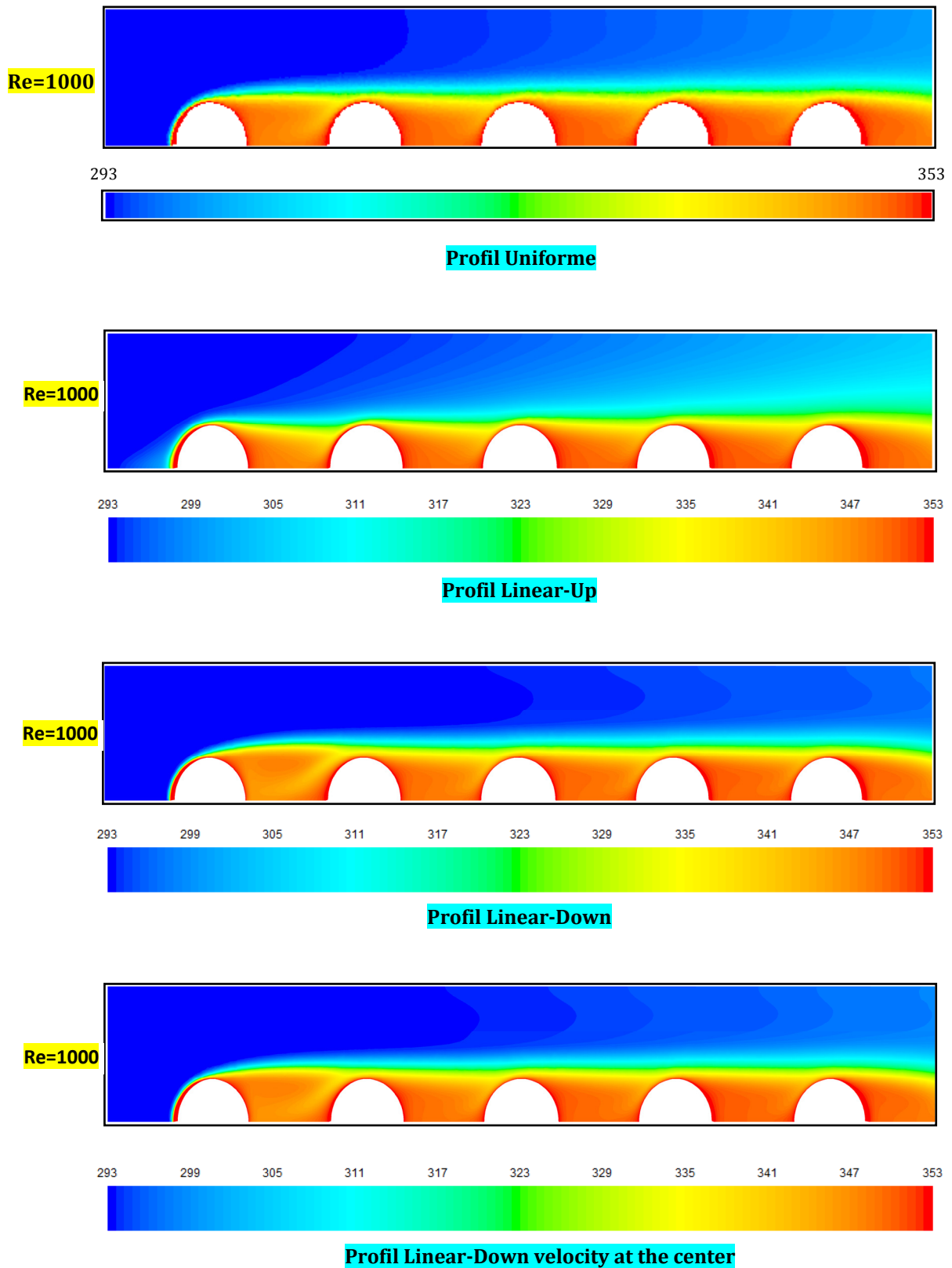


Figure III.14: Champ de température pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; $Re=1000$. Effet du profil de vitesse à l'entrée. Configuration en ligne.

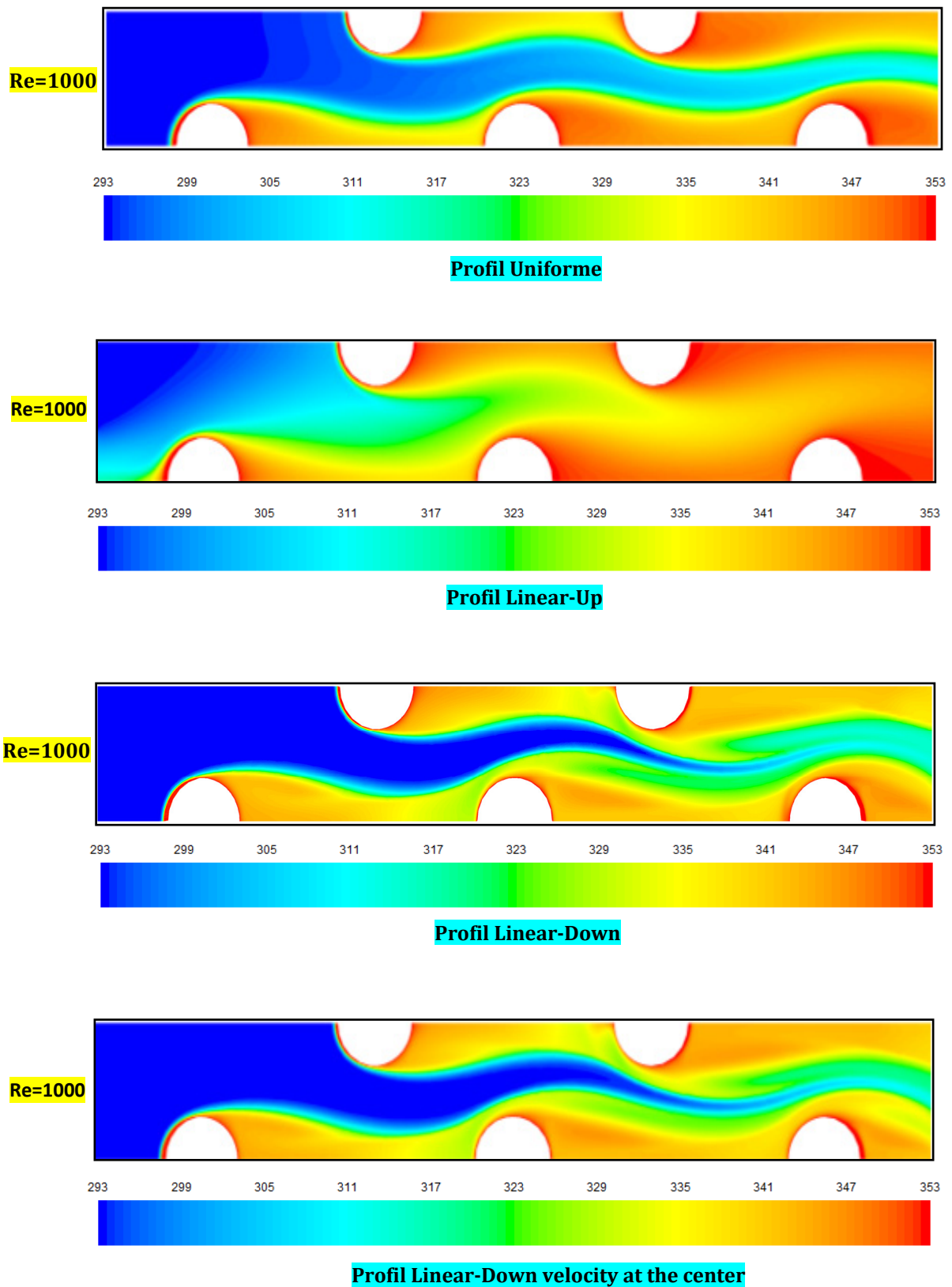


Figure III.15: Champ de température pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; $Re=1000$. Effet du profil de vitesse à l'entrée. Configuration quinconce.

IV.2. Champ de vitesse:

IV.2.1. Cas de la configuration en ligne :

Dans la **figure (III.16)**, on a présenté les champs de vitesse pour les quatre profils. On peut voir que les allures se diffèrent clairement proche de l'entrée où les effets des tubes ne sont pas encore ressentis. Par contre loin de l'entrée, les allures se ressemblent à cause de la réorganisation de l'écoulement (débit constant) sous l'effet des tubes. On peut voir que les zones à forte vitesses (rouge et presque) sont tout en haut pour le cas *Linear-Up* à cause de la forme du profil. Pour les autres, elles sont proches en positions.

IV.1.2. Cas de la configuration en ligne :

Sur la **figure (III.17)**, on a présenté les champs de vitesse pour les quatre profils pour la configuration quinconce. On peut voir le grand effet des positions croisées des tubes sur le profil *Linear-Up*, où l'écoulement subit un ralentissement remarquable en haut une fois le deuxième tube atteint. Du fait que le débit est constant, les zones proches des tubes (derrière eux) sont à vitesses élevées comparées aux autres profils. C'est pour quoi on voit des couleurs bleues claires. Pour les autres profils, une ressemblance est enregistrée, avec répartition plus homogène pour le cas *Linear-Down with velocity at the center* puis celui *Linear-Down* suite aux perturbations plus importantes comparé au cas uniforme.

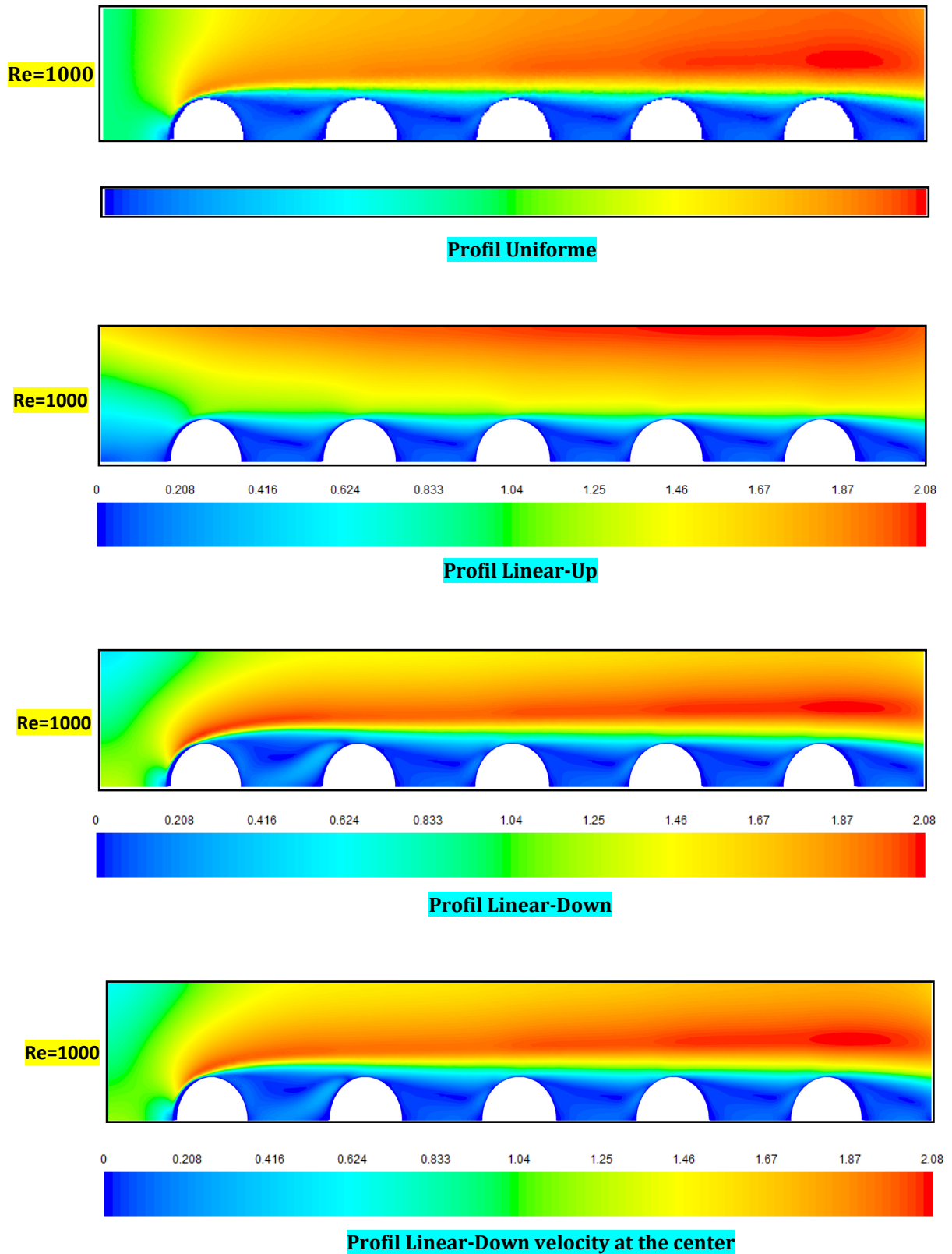


Figure III.16: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; $Re=1000$.
Effet du profil de vitesse à l'entrée. Configuration en ligne.

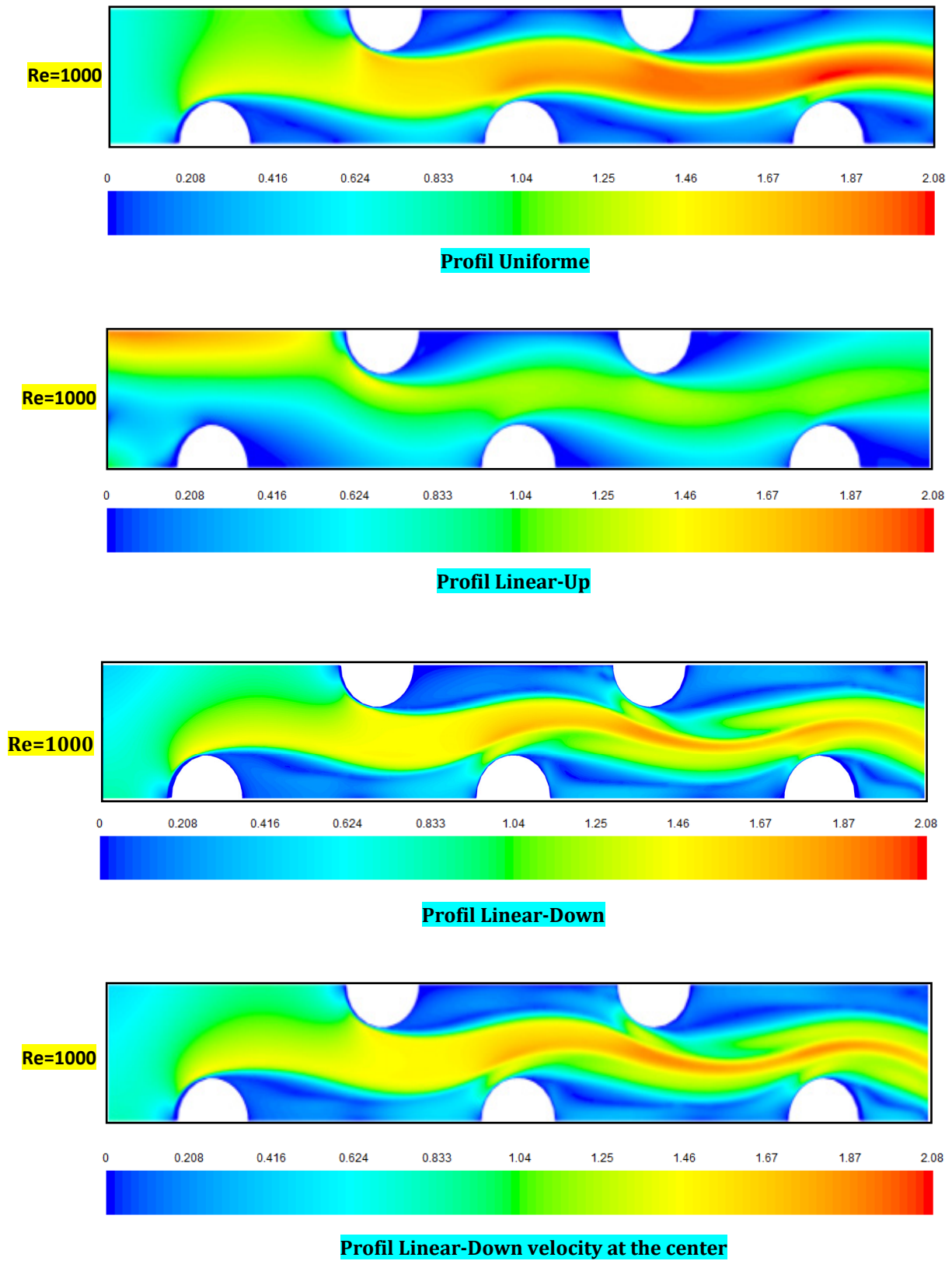


Figure III.16: Champ de vitesse pour différents plans (x,y) à $z=3.21mm$; $Re=1000$.
Effet du profil de vitesse à l'entrée. Configuration quinconce.

IV.3. Champ de pression:

IV.2.1. Cas de la configuration en ligne :

Les champs de pression pour les quatre profils pour la configuration en ligne sont portés sur la **figure (III.17)**. On peut voir que le *Linear-Up* produit les plus faibles pertes de charge (zones non-bleues plus large). De plus, on peut remarquer que dans ce cas seulement l'écoulement ne subit pas un choc lorsqu'il atteint le premier tube. Ce résultat s'explique par la très faible vitesse en bas qui aide à faire passer l'aire tranquillement au-dessus du tube. A l'opposé, le cas *Linear-Down* produit le plus grand choc (zone frottement rouge et localisée) suivi par le quatrième profil et finalement celui uniforme.

IV.1.2. Cas de la configuration en ligne :

Pour la deuxième configuration (**Figure III.18**), on peut voir le choc avec le deuxième tube en haut pour le cas *Linear-Up* lorsque l'écoulement l'atteint avec sa forte vitesse. Ce choc avec s'opposé par perturbation à l'écoulement dans les zones plus basses, ce qui induit une augmentation de la pression (zones vertes). Pour les autres profils, une ressemblance au cas uniforme est obtenue avec un choc moins fort sur le deuxième tube.

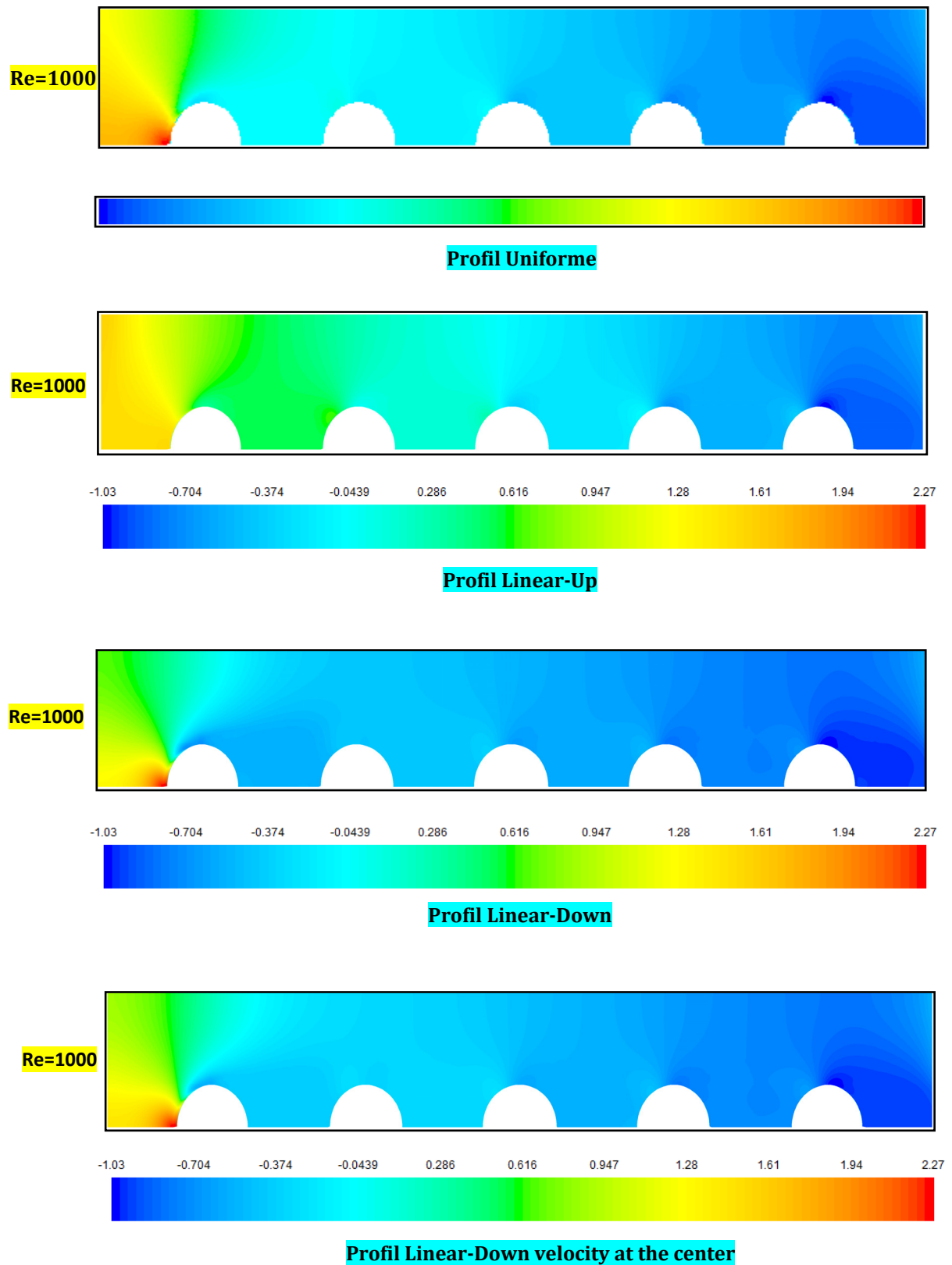


Figure III.18: Champ de pression pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{mm}$; $Re=1000$.
 Effet du profil de vitesse à l'entrée. Configuration en ligne.

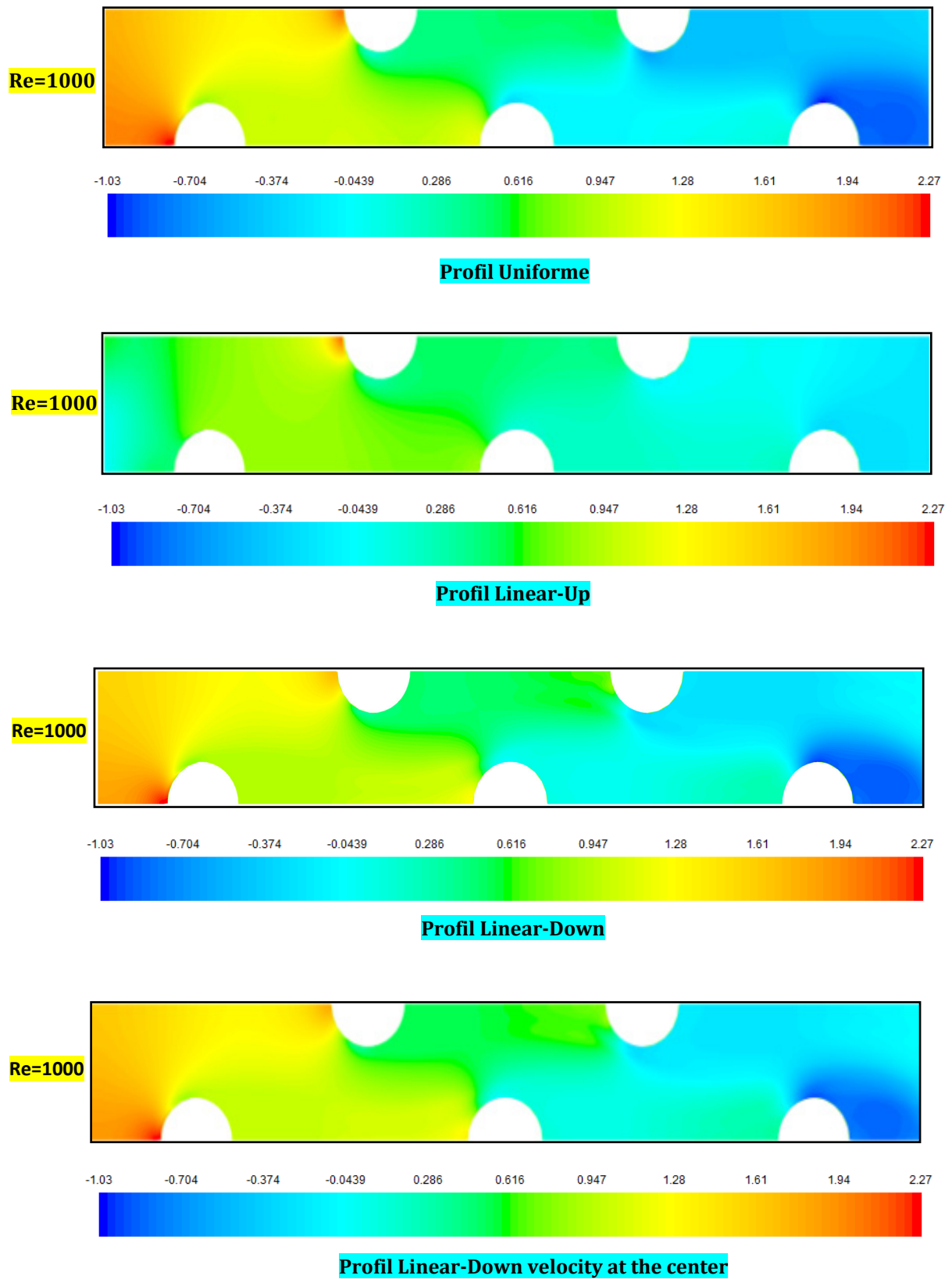


Figure III.19: Champ de pression pour différents plans (x,y) à $z=3.21\text{ mm}$; $Re=1000$.
Effet du profil de vitesse à l'entrée. Configuration quinconce.

**CONCLUSIONS
ET
PERSPECTIVES**

Conclusions :

La simulation numérique du problème tridimensionnel de convection forcée dans un échangeur compact (air-froid/eau-chaude) a été menée. Les résultats obtenus montrent que :

- L'air est plus chaud en partant de l'ailette chauffée à $z=0.0mm$ vers le plan $z=3.21mm$;
- Dans son parcours, l'air froid s'échauffe progressivement suivant x , et suivant y en sens inverse pour le cas en ligne et en bas et en haut pour les quinconces ;
- La situation quinconce offre un meilleur échange thermique en terme d'homogénéité dans le champ de température due aux effets des tubes croisés ;
- La Re a un effet remarquable sur tous les champs traités, où une tendance vers le mode de convection est observée aux faibles valeurs de Re . Pour les grandes valeurs la convection domine et des pertes de charges importantes sont enregistrées ;
- Le profil de vitesse a lui aussi un effet important, où le cas *Linear-Up* donne les mauvais résultats comparés aux autres. Le cas *Linear-Down* offre les meilleurs résultats notamment pour le cas quinconce vu l'effet de déviation par le premier tube placé en bas. Les deux autres profils offrent des résultats semblables avec légère infériorité du cas uniforme.

Perspectives :

Nous estimons la grande utilité d'étalage de la présente étude pour:

- Calculer et tracer les courbes du facteur de frottement et Nusselt moyens non faits par insuffisance de temps;
- Etudier d'autres profils de vitesse en exploitant l'avantage du profil *Linear-Down* ;
- Traiter d'autres formes des tubes, qui peuvent en association de l'effet du profil de vitesse améliorer considérablement l'échange thermique.

REFERENCES

Références:

- [1] Zhiwei Fan et Xinggui Zhou et et Lingai Luo et Weikang Yuan, *Experimental investigation of the flow distribution of a 2-dimensional constructal distributor* ,Experimental Thermal and Fluid Science 33 (2008) 77–83
- [2] Ahmed F. Khudheyer et Mahmoud Sh. Mahmoud, *Numerical analysis of fin-tube plate heat exchanger by using CFD technique*,ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences VOL. 6, NO. 7, JULY 2011
- [3] A. A. Bhuiyan, M. R. Amin et A. K. M. Sadrul-Islam, *Three-dimensional performance analysis of plain fin tube heat exchangers in transitional regime*, Applied Thermal Engineering 50 (2013) 445-454.
- [4] HESHAM G. IBRAHIM , *expremontal and CFD analysis of turubulent flow heat transfer in tubular exchanger*, International Journal of Engineering and Applied Sciences ,Dec. 2014. Vol. 5. No. 07
- [5] Ping Yuan , *Effect of inlet flow maldistribution on the thermal performance of a three-fluid crossflow heat exchanger*, international Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) 3777–3787
- [6] Tahseen A. Tahseen1, M.M. Rahman et M. Ishak, *Effect of tube spacing, fin density and Reynolds number on overall heat transfer rate for in-line configuration* , International Journal of Automotive and Mechanical Engineering ,ISSN: 2229-8649 (Print); ISSN: 2180-1606 (Online) , July-December 2015
- [7] Arafat A. Bhuiyan, M. Ruhul Amin , Jamal Naserc, A. K. M. Sadrul Islam ,*effects of geometric parameters for wavy finned –tube* , Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT), 6, 5 (2015)
- [8] ANJUN JIAO et SEUNGWOOK BAEK ,*Effects of Distributor Configurationon Flow Maldistribution in Plate-Fin Heat Exchangers*, Heat Transfer Engineering, 26(4):19–25, 2005
- [9] Manish Mishra, *second law based optimisation of crossflow plate-fin heat exchanger design using genetic algorithm*, Journal of Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issue 14-15, October 2009,

- [10] Jan Taler, Paweł Ocloń, Dawid Taler et Marzena Nowak-Ocloń , *Computer-Aided Determination of the Air-Side Heat Transfer Coefficient and Thermal Contact Resistance for a Fin-and-Tube Heat Exchanger*
- [11] R. Borrajo-Peláez a, J.Ortega-Casanova b, J.M.Cejudo-López, *three-dimensional numerical study and comparison between the air side model and the air/water side model of a plain fin-and-tube heat exchanger* , Applied ThermalEngineering30(2010)1608e1615
- [12] Wahiba Yaïci, Mohamed Ghorab, Evgueniy Entchev, *3D CFD analysis of the effect of inlet air flow maldistribution on the fluidflow and heat transfer performances of plate-fin-and-tube laminar heatexchangers*, International Journal of Heat and Mass Transfer 74 (2014) 490–500

Résumé :

Une simulation numérique par le code Fluent/Ansys a été menée pour le cas de la convection forcée pour un échangeur compact air-froid/eau-chaude. Deux configurations des tubes ont été supposées, en ligne et quinconce. Nombreuses valeurs de **Re** ont été prises pour le cas d'un profil de vitesse uniforme à l'entrée. Par la suite, trois autres profils ont été étudié pour un **Re**=1000. Les résultats montrent que la configuration quinconce offre un meilleur échange thermique. De même le profil **Linear-Down**.

Mots clés : échangeur de chaleur compact ; configuration en ligne ; configuration quinconce ; profils de vitesses à l'entrée.

Abstract:

A numerical simulation using the Code Fluent/Ansys was conducted for the case of forced convection for a compact heat exchanger cold-air/hot-water. Two tube's configurations were supposed, in-line and staggered. Numerous values of **Re** were considered for the case of a uniform inlet velocity. After that, three other velocity profiles were studied for **Re**=1000. Results show that the staggered configuration leads to the best heat transfer. The Linear-Down profile too.

Key words: Compact heat exchanger; in-line configuration; staggered configuration; velocity profiles at the inlet