

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret  
Faculté des Sciences Appliquées  
Département de Génie Mécanique



Laboratoire de Recherche des Technologies Industrielles

### **THÈSE**

Pour l'obtention du diplôme de  
Doctorat 3<sup>ème</sup> cycle LMD

**Domaine :** Sciences et Technologie

**Filière :** Génie Mécanique

**Spécialité :** Énergétique

### **Thème**

## **Etude Numérique de l'Effet d'Ondulation sur le Transfert de Chaleur dans un Faisceau Tubulaire**

Présenté par :

FOUAL Mohammed

Soutenue publiquement le 24/09/2024, devant le Jury composé de :

MOULGADA Abdelmadjid	Professeur	Université de Tiaret	Président
SAD CHEMLOUL Nord-Eddine	Professeur	Université de Tiaret	Encadrant
CHAIB Khaled	Professeur	Université de Tiaret	Co-encadrant
ABED Belkacem	MCA	Université de Tiaret	Examineur
KOUIDER Mostefa	MCA	Université de Tissemsilt	Examineur
BENLEKKAM Mohamed Lamine	MCA	Université de Tissemsilt	Examineur

Année universitaire : 2023– 2024

# *Remerciements*

Tout d'abord, je tiens à exprimer ma gratitude envers mon directeur et co-directeur de thèse, Messieurs Nord-Eddine SAD CHEMLOUL, et CHAIB KHALED, A professeur à l'Université Ibn Khaldoun Tiaret, pour leur encadrement précieux, leur disponibilité, leurs conseils avisés et leur soutien constant tout au long de cette aventure. Leur contribution éminente et leurs conseils éclairés ont grandement contribué à la réussite de cette thèse.

Je souhaite également remercier Monsieur MOULGADA Abdelmadjid, professeur à l'Université Ibn Khaldoun Tiaret, qui a accepté de présider le jury de soutenance, et le maître de conférences classe A ABED Belkacem de l'Université Ibn Khaldoun, KOUIDER Mostefa et BENLEKKAM Mohamed Lamine de l'Université Ahmed Ben Yahia Al Wancharissi de Tissemsilt, pour leur aimable participation à l'évaluation de mon travail.

Mes remerciements chaleureux vont aussi à Monsieur le professeur HADDOUCHE Kamel de l'Université Ibn Khaldoun de Tiaret, Ainsi au responsable du laboratoire "LRTI", qui m'a généreusement fourni l'équipement informatique nécessaire aux simulations numériques.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à Monsieur Laafer abdelkaderet Monsieur Ali KHELIL pour leur soutien, leurs orientations et leur aide précieuse.

Je souhaite adresser mes remerciements à mes amis et à ma famille pour leur soutien moral et leurs encouragements. Leur apport a été essentiel à la réussite de cette thèse.

Enfin, je voudrais remercier tous ceux qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à ce modeste travail. Je suis très reconnaissant pour chaque information ou idée partagée avec moi

*Mohammed*

## Résumé

Cette étude vise à examiner l'impact des différents niveaux de rugosité de surface des tubes ondulés sur l'efficacité de l'échange thermique dans les flux croisés, en utilisant l'eau comme fluide de transfert de chaleur. L'objectif principal est de comparer les données des configurations de surface rugueuse à celles d'un tube lisse comme valeur de référence. Des simulations numériques ont été réalisées pour déterminer les caractéristiques dynamiques et thermiques de l'écoulement en fonction du degré de rugosité de la surface.

L'étude inclut également la modification de la valeur de  $Re_{max}$  dans une plage de **10 000** à **16 000** et l'évaluation des performances de quatre types de tubes différents, chaque tube avec une ondulation et une amplitude différente, classés comme suit :  $A = 0$ ,  $A = 0,1$ ,  $A = 0,2$ , et  $A = 0,4$ . Il est à noter que le tube avec une amplitude d'ondulation de 0,4 a montré des nombres de Nusselt (**Nu**) moyens beaucoup plus élevés comparativement aux autres tubes, indiquant une bonne performance d'échange thermique.

La conception optimale du tube a été déterminé sur la base de quatre facteurs principaux : le critère d'évaluation de performance (PEC), le critère de performance globale (GPC), le nombre de Nusselt (Nu) et le facteur de Colburn ( $j$  moyen).. Le nombre de Nusselt moyen du tube, avec une amplitude d'ondulation de 0,4, était supérieur de 31,66 à 32,54 % par rapport au tube lisse, de 19,76-20,74 % par rapport au tube ondulé de 0,2, et de 9,38-16,58 % par rapport au tube ondulé de 0,1. Les résultats numériques ont révélé que l'échangeur de chaleur à surface lisse (amplitude 0) est la plus efficace en termes de perte d'énergie du flux principal. Le tube lisse (**SBT**) a montré la plus grande augmentation du **GPC**, avec des valeurs de 9,3-12,7 % et de 20,3-28,3 % supérieures à celles des tubes ondulés d'amplitude 0,1 et 0,2, respectivement. De plus, les approches pour Nu ont été présentées, avec une vérification des résultats à l'aide des données expérimentales de Balabani et al.

**Mots clés** : Modélisation numérique de la dynamique des fluides (**CFD**), efficacité de transfert de chaleur, ensembles de tubes étagés, configurations de flux croisés., Critère global de performance (**GPC**) Amplitude des vagues.

## Abstract

This study aims to examine the impact of different surface roughness levels of corrugated tubes on the formation of cross-flow, using water as the heat transfer fluid. The main objective is to compare data from rough surface configurations with those of a smooth tube as a reference value. To facilitate this comparison, Computational Fluid Dynamics (**CFD**) was used to determine the dynamic and thermal properties according to the degree of surface roughness.

The study also includes modifying the  $Re_{max}$  value within a range of **10 000** to **16 000** and evaluating the performance of four different types of tubes, each with different corrugation and amplitude, classified as follows:  $A = 0$ ,  $A = 0.1$ ,  $A = 0.2$ , and  $A = 0.4$ . It is noteworthy that the tube with a corrugation capacity of 0.4 showed significantly higher average Nusselt numbers (**Nu**) compared to the other tubes, indicating good heat exchange performance.

The optimal tube design was determined based on four main factors: the Performance Evaluation Criterion (PEC), the Global Performance Criterion (GPC), the Nusselt number (Nu), and the Colburn factor (average  $j$ ). The average Nusselt number of the tube with a wave amplitude of 0.4 was 31.66 to 32.54% higher compared to the smooth tube, 19.76 to 20.74% higher compared to the tube with a wave amplitude of 0.2, and 9.38 to 16.58% higher compared to the tube with a wave amplitude of 0.1. Numerical results revealed that the heat exchanger with a smooth surface (amplitude 0) is the most efficient in terms of energy loss of the main flow. The smooth tube (SBT) showed the greatest increase in GPC, with values 9.3 to 12.7% and 20.3 to 28.3% higher than those of the tubes with wave amplitudes of 0.1 and 0.2, respectively. Furthermore, approaches for Nu were presented, with results verified using experimental data from Balabani et al.

**Keywords:** Computational Fluid Dynamics, surface roughness, heat transfer efficiency, differentiated tube bundles, cross-flow configurations, global performance criterion, tube undulation amplitude

## ملخص

تهدف هذه الدراسة إلى فحص تأثير مستويات خشونة السطح المختلفة للأنابيب المتعرجة في تكوين التدفق المتقاطع، باستخدام الماء كسائل نقل الحمل الحراري. الهدف الرئيسي هو مقارنة البيانات من تكوينات السطح الخشن بقيمة مرجعية لأنبوب أملس ولتسهيل هذه المقارنة، تم استخدام حوسبة الموائع الحسابية (CFD) للإيجاد الخصائص الديناميكية و الحرارية حسب درجة خشونة السطح.

تتضمن الدراسة أيضًا تعديل قيمة  $Re_{max}$  ضمن نطاق 10,000 إلى 16,000 وتقييم أداء أربعة أنواع مختلفة من الأنابيب، كل منها بتعرج و سعة مختلفة، مع تصنيفها على النحو التالي  $A = 0$  ،  $A = 0.1$  ،  $A = 0.2$  ، و  $A = 0.4$  والجدير بالذكر أن الأنبوب ذو السطح سعة التعرج 0.4 أظهر أرقام نسلت (Nu) متوسطة أعلى بكثير مقارنة بالأنابيب الأخرى، مما يشير إلى أداء جيد للتبادل الحراري.

تم تحديد التصميم الأمثل للأنبوب بناءً على ثلاثة مقاييس رئيسية: معيار تقييم الأداء (PEC)، معيار الأداء العالمي (GPC)، ومتوسط Nu. شملت مقاييس الأداء GPC، PEC، ومعامل كولبرن (j). متوسط Nu للأنبوب ذو سعة التعرج 0.4 متفوق بذلك عن الأنبوب الأملس بنسبة 31.66-32.54%، وللأنبوب المتموج 0.2 بنسبة 19.76-20.74%، وللأنبوب المتموج 0.1 بنسبة 9.38-16.58%. كشفت نتائج الحوسبة العددية أن مبادل الحرارة ذو السطح الأملس (سعة 0) هو الخيار الأكثر كفاءة من حيث الضياع الطاقوي للسريان الرئيسي. أظهر الأنبوب الأملس (SBT) أكبر زيادة في GPC، بقيم 9.3-12.7% و -20.3-28.3% أعلى من تلك الخاصة بالأنابيب المتموجة ذات السعة 0.1 و 0.2، على التوالي. بالإضافة إلى ذلك، تم تقديم المقاربات لـ Nu، مع التحقق من النتائج باستخدام البيانات التجريبية من Balabani وآخرين.

**الكلمات الرئيسية:** حوسبة الموائع، خشونة السطح، كفاءة انتقال الحرارة، حزم أنابيب متباينة، تكوينات التدفق المتقاطع، معيار الأداء العالمي، سعة تعرج الأنبوب.

## Table des matières

Résumé.....	I
Abstract .....	II
ملخص .....	III
Table des matières .....	V
Liste des figures.....	X
Liste des tableaux .....	X
Nomenclature .....	XIV
Introduction Générale .....	1

### CHAPITRE I:REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction .....	5
I.2 Bibliographie.....	6
I.3 Classification et Types d'Échangeurs de Chaleur.....	27

### CHAPITRE II:CONVECTION FORCEE EXTERNE

II.1 Écoulement à travers les faisceaux de tubes .....	28
II.2 Perte de charge .....	34
II.3 Définition des paramètres .....	36

### CHAPITRE III:FORMULATION MATHEMATIQUE ET MODELES DE TURBULENCE

<b>III.1 Modélisation mathématique de la turbulence.....</b>	<b>37</b>
III.1.1 Introduction.....	37
III.1.2 Ecoulement turbulent.....	37
<b>III.2 Propriétés des écoulements turbulents.....</b>	<b>38</b>
III.2.1 Phénomènes instationnaires et non linéaires.....	38
III.2.2 Phénomènes dissipatifs .....	39
III.2.3 Phénomènes bidimensionnels et rotationnels .....	39
III.2.4 Propriétés diffusives .....	40

III.2.5	Propriétés imprédictibles :	41
<b>III.3</b>	<b>Equations moyennées</b>	<b>41</b>
III.3.1	Équation de continuité (incompressibilité) en 2D	42
III.3.2	Équations de quantité de mouvement (Navier-Stokes) en 2D	42
III.3.3	Equation d'énergie :	42
III.3.4	Hypothèses simplificatrices : Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes	42
<b>III.4</b>	<b>Les modèles de turbulence</b>	<b>43</b>
III.4.1	Modèle k - $\epsilon$	44
III.4.2	Modèle k - $\omega$	47

## CHAPITRE IV: RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1	Introduction	50
IV.2	Description du problème	50
IV.3	Model géométrique et conditions aux limites.	51
IV.4	Mise en œuvre du maillage	52
IV.5	Validation	54
IV.6	Lignes de courant	57
IV.7	Les zones de sillage	62
IV.8	Énergie cinétique turbulente, degré d'anisotropie et identification des tourbillons	62
IV.9	Contours de pression	64
IV.10	Nombre moyen de Nusselt	65
IV.11	Pertes de charges	66
IV.12	Gain de température	66
IV.13	Facteur Colburn (j-factor)	67
IV.14	Critère d'évaluation de la performance (Pec)	68
IV.15	Conclusion	70

**Conclusion Générale.....72**

## Liste des figures

<b>Figure I:1:</b> Faisceau de tubes [1].....	5
<b>Figure I:2:</b> Faisceau de tubes en forme de came avec arrangement en ligne ([7]) .....	7
<b>Figure I:3 :</b> (a) Schémas de principe du réseau de cylindres elliptiques avec inclinaison et (b) un cylindre elliptique incliné avec les principaux paramètres géométriques[8].....	7
<b>Figure I:4 :</b> Ailettes pleines et ailettes avec perforations simples ainsi que multiples[9] .....	8
<b>Figure I:5 :</b> Schéma de l'agencement en flux croisé montrant : (a) vue de dessus ; (b) vue de face ; (c) vue en coupe transversale supérieure ; (d) effet de l'excentricité ; (e) séparation de l'écoulement sur les surfaces du tube droit et hélicoïdal [15].....	10
<b>Figure I:6 :</b> Modèles d'écoulement côté tubes et côté calandre [16] .....	11
<b>Figure I:7 :</b> Coupe transversale des ailettes à broches sélectionnées pour comparaison [17] .....	11
<b>Figure I:8 :</b> Géométrie de réseau de broches oblongues [18] .....	12
<b>Figure I:9:</b> Nomenclature des paramètres géométriques de l'échangeur thermique à ailettes et tubes et condition aux limites [19].....	13
<b>Figure I:10 :</b> Schéma de principe du tube ovale torsadé et modèle physique : modèle ; vue 3D globale de la condition aux limites [22].....	14
<b>Figure I:11:</b> Caractéristiques géométriques des échangeurs de chaleur à tubes elliptiques torsadés (TETHXs) : Modèle géométrique en 3D d'un échangeur de chaleur à tubes elliptiques torsadés [27]. .....	15
<b>Figure I:12 :</b> Conception d'un échangeur de chaleur à tubes corrugués[28] .....	16
<b>Figure I:13:</b> Formes des tubes et motif de maillage dans le domaine pour les tubes aplatis et elliptiques [33].....	17
<b>Figure I:14:</b> Esquisse du domaine de calcul comprenant les conditions limites (non à l'échelle) : (a) faisceau de tubes circulaires, (b) faisceau de tubes mixtes [34].....	18
<b>Figure I:15:</b> Champ de vitesse à différents angles d'attaque et $Re=17\ 000$ [35] .....	19
<b>Figure I:16 :</b> Coupe transversale des trois faisceaux de tubes étudiés (Balabani)[36].....	20
<b>Figure I:17:</b> Configuration du faisceau de tubes échelonnés à six rangées étudiées par Liang et Papadakis [37] .....	21

<b>Figure I:18:</b> Configurations de faisceaux considérées dans les expériences de Da Silva et al. [38]	22
<b>Figure I:19 :</b> Vue en perspective de la configuration étudiée par Zhengtong et Castro [39]	23
<b>Figure I:20:</b> Schéma du domaine de calcul (Chatterjee and Biswas)[40].	24
<b>Figure I:21:</b> Configuration expérimentale du faisceau de tubes ([41]).	25
<b>Figure I:22:</b> Classification des échangeurs de chaleur (type de surface) basée sur la technologie de fabrication [59]	28
<b>Figure II:1:</b> Modèles d'écoulement pour des faisceaux de tubes en ligne et en quinconce (Çengel, 2000)[60]	29
<b>Figure II:2:</b> Disposition des tubes dans les faisceaux de tubes alignés et en quinconce ( $A_1$ , $A_T$   et $AD$ sont les surfaces de passage aux endroits indiqués, et $L$ est la longueur des tubes) (Çengel, 2000)[60].	31
<b>Figure II:3:</b> Facteur de friction $f$ et facteur de correction $\chi$ pour des faisceaux de tubes. D'après Zukauskas (1985) [61].	35
<b>Figure III:1:</b> Classification des modèles de turbulence [72].	50
<b>Figure IV:1:</b> Géométrie du problème étudié.	50
<b>Figure IV:2:</b> Croquis du domaine de calcul avec les conditions limites incluant la définition des paramètres géométriques et du système de coordonnées utilisé, (a) Tube ondulé_ 0,1 ; (b) Tube ondulé_ 0,2 ; (c) Tube ondulé_ 0,4.	51
<b>Figure IV:3:</b> La structure d'une topologie de maillage : (a) une grille de calcul représentant un faisceau de tubes circulaires, (b) une vue rapprochée de la grille se concentrant sur le tube ondulé_0.4, (c) une vue rapprochée de la grille mettant l'accent sur le tube ondulé_0.2, et (d) une vue rapprochée de la grille mettant en évidence le tube ondulé_0.1.(e) une vue rapprochée de la grille mettant en évidence le tube lisse.	54
<b>Figure IV:4:</b> Esquisse du domaine de calcul comprenant les conditions limites (non à l'échelle).	55
<b>Figure IV:5:</b> Profils de vitesse moyenne sans dimension fluctuante comparés aux données expérimentales et au modèle SST [36] à des emplacements axiaux sélectionnés.	57
<b>Figure IV:6:</b> Lignes de courant colorées par la magnitude de la vitesse à la deuxième ligne et à la rangée 1.2.3	58

<b>Figure IV:7:</b> Lignes de courant de la vitesse pour différents tubes d'amplitude ( $A=0, 0.1, 0.2, 0.4$ ). .....	60
<b>Figure IV:8:</b> Lignes de courant de la vitesse pour différents types de faisceaux de tubes en deuxième rangée, $Re = 12858$ (Gros plan sur les lignes de courant du champ de vitesse dans la Zone E (entre les saillies).....	61
<b>Figure IV:9:</b> Contours d'énergie cinétique turbulente (TKE) autour d'un faisceau de tubes circulaires et ondulés à différentes amplitudes ( $A=0, 0.1, 0.2, 0.4$ ). .....	63
<b>Figure IV:10:</b> Contours de pression autour d'un faisceau de tubes circulaires et ondulés à différentes amplitudes ( $A=0, 0.1, 0.2, 0.4$ ). .....	64
<b>Figure IV:11:</b> Nombre moyen de Nusselt sur la surface globale des tubes du faisceau en fonction du nombre de Reynolds. ....	65
<b>Figure IV:12:</b> Perte de charge par rapport au type de cylindre.....	66
<b>Figure IV:13:</b> Gain de température par rapport au type de cylindre .....	67
<b>Figure IV:14:</b> Facteur Colburn (j-factor) des tubes du faisceau en fonction du nombre de Reynolds. .....	68
<b>Figure IV:15:</b> Critère d'évaluation de performance (Pec) des tubes du faisceau en fonction du nombre de Reynolds. ....	69

## Liste des tableaux

<b>Tableau II.1</b> : Corrélations pour le nombre de Nusselt pour un écoulement transversal sur des faisceaux de tubes pour $N_L > 16$ et $0,7 < Pr < 500$ (d'après Zukauskas, 1987) [67].....	32
<b>Tableau II.2</b> : Facteur de correction $F$ à utiliser dans $Nu_D, NL - 11 = F Nu_D$ pour $N_L > 16$ et $Re_D > 1000$ (d'après Zukauskas, 1987) [67]. .....	33
<b>Tableau III.1</b> : Coefficients du modèle $k-\varepsilon$ . .....	45
<b>Tableau III.2</b> : Coefficients du modèle $k-\varepsilon$ RNG [72].....	45
<b>Tableau III.3</b> : Coefficients du modèle $k-\varepsilon$ réalisable.....	47
<b>Tableau IV.1</b> : Paramètres de simulation et conditions aux limites (CAL).....	52
<b>Tableau IV.2</b> : Tests d'indépendance de la grille. ....	53
<b>Tableau IV.3</b> : Les zones de sillage des surfaces pour les tubes lisses et ondulés.....	62

## Nomenclature

### Notations latines

$A$	Amplitude du tube ondulé	$m^2$
$b$	Nombre d'onde du tube ondulé	$[1/kg \cdot K]$
$D$	Diamètre de tube circulaire	$[m]$
$f$	Facteur de friction	$[m]$
$h$	Coefficient d'échange thermique	$[W/m^2 \cdot K]$
$i$	Facteur de Colburn	-
$Nu$	Nombre de Nusselt	-
$\dot{m}$	Débit massique d'écoulement	$[Kg/s]$
$P$	Pression	$[Pa]$
$\Delta P$	Perte de charge	$[Pa]$
$Pr$	Nombre de Prandtl	-
$Prs$	Nombre de Prandtl à la surface de paroi	-
$S_L$	Pas longitudinale	$[m]$
$S_T$	Pas transversal	$[m]$
$Re$	Nombre de Reynolds	$[-]$
$S_{ij}$	Tenseur de déformation	$[s^{-2}]$
$t$	Temps	$[s]$
$T$	Température	$[K]$
$\Delta T$	Différence de température	$[K]$
$V$	Vitesse moyenne de l'écoulement	$[m/s]$
$x, y, z$	Position dans un repère orthonormé	$[m]$
TKE	Énergie cinétique turbulente	$[-]$

### Abréviations

Pec	Critère d'évaluation des performances	-
GPC	Critère de performance global	-

RANS	Équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds	-
SBT	Faisceau de tubes lisses	-
SST	Transport de contrainte de cisaillement	-
CFD	Dynamique des fluides numériques	-
TCFH	Tube hélicoïdal à flux transversal	

### Notations grecques

$\lambda$	Conductivité thermique	[W/m. K]
$\varepsilon$	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[s <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]
$\eta$	Efficacité	[-]
$\mu$	Viscosité dynamique	[kg/m. s]
$\mu_t$	Viscosité dynamique turbulente	[kg/m. s]
$\nu$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]

# **Introduction Générale**

# Introduction Générale

---

## Introduction Générale

L'amélioration de performance des échangeurs de chaleur est un enjeu crucial dans de nombreux domaines industriels. En particulier, dans le contexte des systèmes énergétiques offshore, un refroidissement performant est nécessaire. Une approche prometteuse consiste à modifier la rugosité de surface des tubes de l'échangeur de chaleur afin d'intensifier les échanges thermiques.

Cette thèse vise à étudier précisément l'influence de différents niveaux de rugosité de surface, sous la forme d'ondes, sur la performance d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre avec écoulement croisé. Quatre amplitudes d'ondes sont analysées et comparées à un tube lisse de référence. Un modèle numérique bidimensionnel de dynamique des fluides est développé pour simuler les écoulements.

La nouveauté et la nature distinctive de cette recherche résident dans l'exploration systématique, par la modélisation numérique, de l'effet de la topographie des tubes sur l'intensification des transferts de chaleur, dans des conditions d'écoulement représentatives des systèmes offshore.

Les résultats obtenus permettent de quantifier précisément les gains potentiels des différentes rugosités de surface et de formuler des recommandations pour la conception optimale des échangeurs destinés aux applications marines et offshore.

Cette thèse est organisée en 4 chapitres. Le premier chapitre présente une revue bibliographique approfondie sur le transfert de chaleur dans les systèmes industriels, en particulier les faisceaux de tubes. Le deuxième chapitre se concentre sur la convection forcée externe et les phénomènes de transfert thermique en régime turbulent. Le troisième chapitre détaille la formulation mathématique et les modèles de turbulence utilisés pour les simulations numériques. Enfin, le quatrième chapitre analyse les résultats des simulations, évaluant l'impact de différentes amplitudes d'ondulation sur les performances thermiques des tubes.

### Objectifs de la thèse

Les buts principaux de cette thèse ont été définis comme suit :

1. Explorer l'impact de différents niveaux de rugosité superficielle (exprimés par des amplitudes d'ondulation de 0,1,0,2 et 0,4) sur l'efficacité des échanges thermiques au sein des tubes, en comparaison avec des surfaces lisses.

# Introduction Générale

---

2. Utiliser un modèle numérique approfondi de dynamique des fluides (CFD) afin de faciliter l'analyse comparative des données de transfert de chaleur entre les diverses configurations géométriques étudiées.
3. Déterminer, parmi les options analysées, la configuration tubulaire optimale selon plusieurs critères d'évaluation, notamment les critères de performance, les critères de rendement global et le nombre adimensionnel moyen de Nusselt.
4. Examiner et comparer les propriétés d'écoulement des fluides et de transmission thermique de quatre configurations tubulaires différentes, sur une plage de nombres de Reynolds allant de 10 000 à 16 000.
5. Évaluer la performance thermique, le facteur de Colburn, le coefficient de frottement et l'efficacité des diverses conceptions de tubes
6. Identifier le modèle de tube optimal selon plusieurs critères d'analyse : le critère d'évaluation de la performance globale, le critère d'appréciation du rendement intégré et la valeur moyenne du nombre adimensionnel de Nusselt

## **La structure de la thèse**

La thèse commence par une introduction complète englobant la méthodologie, les objectifs de l'étude et le champ d'application des travaux. Par la suite, le lecteur se voit présenter la substance principale des chapitres suivants.

## **Chapitre I : Revue bibliographique**

Le premier chapitre offre un aperçu complet de l'importance du transfert efficace de l'énergie thermique dans divers contextes industriels, mettant en avant son rôle crucial dans la génération d'énergie et les systèmes de réfrigération. Il explore le phénomène de flux croisé entre les faisceaux de tubes dans les équipements de transfert de chaleur tels que les condenseurs, les évaporateurs, les systèmes de climatisation et les échangeurs de chaleur. L'importance capitale est accordée à la nécessité d'une compréhension approfondie des aspects de transfert de chaleur et de dynamique des fluides dans le flux perpendiculaire du fluide sur les faisceaux de tubes pour atteindre une efficacité optimale du système. La discussion inclut une recherche approfondie couvrant plusieurs années, abordant des facteurs tels que les taux de transmission de chaleur, la friction, les changements de pression et l'influence des formes et structures de tubes. Des études notables sur les propriétés du flux de fluide, les agencements de tubes et l'impact des nanofluides sont présentées, mettant en avant des avancées dans l'efficacité du transfert de chaleur. Le chapitre explore également l'influence de la géométrie des tubes dans les échangeurs de chaleur, les simulations computationnelles et l'utilisation

# Introduction Générale

---

de tubes hélicoïdaux rainurés en spirale. Les investigations portent également sur l'influence des rainures sur les cylindres et analysent les propriétés de mélange transversal dans les faisceaux de tiges hélicoïdales cruciformes. Enfin, le chapitre se concentre sur l'analyse numérique des faisceaux de tubes ondulés, avec pour objectifs de comprendre les propriétés de transfert de chaleur, de corrélérer la courbure des tubes avec la conductivité thermique et d'évaluer les conditions turbulentes. Ce travail vise à servir de référence fondamentale pour les futures recherches dans le domaine des conceptions de tubes ondulés et des caractéristiques de transfert de chaleur.

## **Chapitre II : Convection forcée externe**

Les découvertes de cette recherche apportent des éclairages précieux sur les phénomènes de transfert thermique convectif en régime turbulent au niveau de parois présentant des ondulations, ainsi que dans diverses configurations d'écoulement. Les travaux se penchent sur l'influence des caractéristiques turbulentes de l'écoulement sur les échanges de chaleur et proposent une modélisation du transfert convectif turbulent. Les résultats permettent notamment d'analyser l'augmentation du nombre de Nusselt en fonction de l'amplitude des ondulations pariétales, le passage d'un régime laminaire à turbulent, ainsi que l'impact des fluctuations turbulentes sur la convection thermique. Ces études mettent en lumière l'importance cruciale de bien appréhender le comportement des écoulements turbulents et leurs répercussions sur les transferts de chaleur, en particulier dans des géométries complexes telles que conduits et parois ondulés. L'influence de la turbulence sur la convection thermique constitue un axe de recherche majeur, et ces résultats éclairent la modélisation ainsi que les spécificités du transfert convectif turbulent.

## **Chapitre III : Formulation mathématique et modèles de turbulence**

Ce chapitre détaille la méthodologie computationnelle utilisée pour la modélisation numérique de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur. Les équations gouvernantes de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont présentées en détail. Le choix d'un modèle de turbulence approprié est justifié, en tenant compte des considérations liées à la précision et au coût computationnel. Le chapitre aborde les problèmes liés au traitement près de la paroi, en discutant de la méthodologie appliquée, ainsi que du schéma de discrétisation utilisé dans les simulations numériques. De plus, les critères de convergence de la solution sont détaillés, fournissant des informations sur les facteurs pris en compte lors du processus computationnel.

# Introduction Générale

---

## Chapitre IV : Résultats et discussion

Ce chapitre analyse l'effet de l'amplitude variable des ondes sur les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement des faisceaux de tubes ondulés. Quatre amplitudes - 0, 0,1, 0,2 et 0,4 - sont simulées et la performance comparative est évaluée en utilisant des paramètres tels que le facteur Colburn  $j$ , le facteur de frottement, le nombre de Nusselt et des critères de performance globale. La configuration optimale des tubes améliorés est identifiée.

## Conclusions

Le dernier chapitre résume les résultats significatifs et les conclusions de cette recherche. Les principaux enseignements susceptibles de guider les décisions de conception d'ingénierie concernant la sélection de géométries de tubes pour des applications spécifiques sont mis en évidence. Des perspectives pour des travaux futurs sont également indiquées.

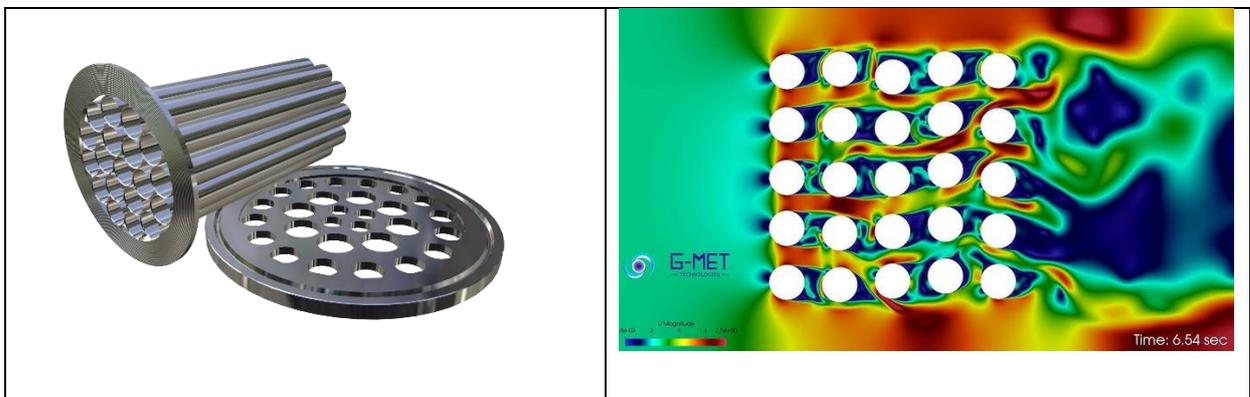
**CHAPITRE I**  
**REVUE BIBLIOGRAPHIQUE**

## I.1 Introduction

L'examen de l'écoulement des fluides via des faisceaux de tubes constitue un élément important de la recherche sur le transfert de chaleur, avec des conséquences directes sur les applications pratiques et industrielles. Les faisceaux de tubes (Figure I.1), souvent présents dans les échangeurs de chaleur, les condenseurs et autres systèmes de transfert de chaleur industriels, jouent un rôle fondamental en facilitant un échange efficace d'énergie thermique. Il est essentiel de comprendre les effets de l'écoulement de fluide à travers ces faisceaux de tubes afin de les optimiser. Les mécanismes de transport de chaleur dans des scénarios industriels réels.

Dans les environnements industriels, les performances des échangeurs de chaleur et des systèmes associés sont essentielles pour l'efficacité énergétique, les processus de fabrication et l'efficacité opérationnelle globale. L'interaction complexe entre la dynamique des fluides et la géométrie du faisceau de tubes affecte de manière significative l'efficacité du transfert de chaleur dans ces systèmes. Les ingénieurs et les concepteurs doivent prendre en compte des facteurs tels que la disposition des tubes, les débits et l'influence des phénomènes d'écoulement transversal. Optimiser l'efficacité énergétique des échangeurs de chaleur

Les ramifications pratiques de l'étude de l'effet de l'écoulement via des faisceaux de tubes sont évidentes dans plusieurs secteurs. Par exemple, dans la production d'énergie, l'optimisation de l'efficacité du transfert de chaleur des condenseurs affecte directement l'efficacité globale de la production d'électricité. Comprendre la dynamique de l'écoulement des fluides via les serpentins de l'évaporateur est crucial dans les systèmes de réfrigération afin de maintenir des performances de refroidissement maximales. De plus, dans les usines de traitement chimique, les échangeurs de chaleur jouent un rôle important dans le contrôle des températures de réaction.



**Figure I.1:** Faisceau de tubes [1]

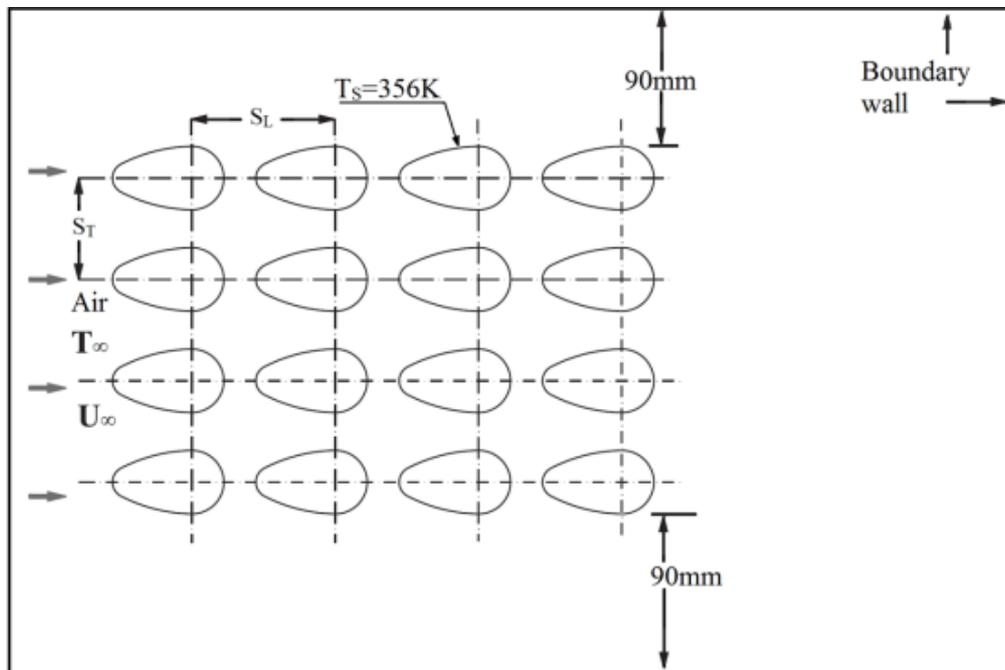
## I.2 Bibliographie

Le transfert efficace d'énergie thermique est crucial dans divers environnements industriels et processus, tels que la génération d'énergie et les systèmes de réfrigération. Le flux croisé entre les faisceaux de tubes est un phénomène courant qui se produit dans divers équipements de transfert de chaleur, tels que les condenseurs, les évaporateurs, les systèmes de climatisation et les échangeurs de chaleur. Pour atteindre une efficacité maximale et une conception optimale de ces systèmes, il est crucial d'avoir une compréhension approfondie des aspects de transfert de chaleur et de dynamique des fluides liés à l'écoulement du fluide sur les faisceaux de tubes dans une direction perpendiculaire. Des recherches approfondies ont été menées sur plusieurs années pour étudier les caractéristiques de l'écoulement des fluides et de la transmission de chaleur dans les faisceaux de tubes en conditions d'écoulement croisé. Plusieurs projets de recherche ont été réalisés pour examiner divers facteurs, notamment les taux de transmission de chaleur, les facteurs influant sur la friction, les variations de pression et l'influence de différentes formes et structures de tubes. Une compréhension complète des principes fondamentaux régissant le transfert de chaleur dans les zones transversales a été obtenue grâce à l'analyse des données obtenues. Une étude a été réalisée pour analyser les propriétés moyennes d'écoulement et de turbulence du fluide à travers un ensemble de tubes. L'étude a examiné plusieurs agencements de tubes, tels que des rangées en ligne et décalées, avec des rapports de pas variés. Le taux de blocage a un effet significatif sur la traînée de pression et le transfert de chaleur d'un tube en forme de came. L'augmentation du taux de blocage de 1,5 à 7 entraîne une diminution de 55% du coefficient de traînée (Fig. I-2). De plus, l'augmentation du nombre de Reynolds de  $7,5 \times 10^3$  à  $17,5 \times 10^3$  entraîne une augmentation de 40 à 48% du nombre de Nusselt Rajendran et al., 2022[2] Samruaisin et al[3]. En comparant le tube en forme de came à un tube circulaire, les performances thermo-hydrauliques du tube en forme de came sont supérieures de 40 à 171% dans toutes les plages de nombres de Reynolds et de taux de blocage Krishnan & Kaman, 2010[4]. Ces résultats suggèrent que le taux de blocage joue un rôle crucial dans la détermination des caractéristiques de traînée de pression et de transfert de chaleur d'un tube en forme de came. [5]

Les échangeurs de chaleur à faisceaux de tubes en forme de came présentent des performances thermiques supérieures aux tubes circulaires traditionnels, selon cette étude numérique menée pour des nombres de Reynolds de 11500 à 42500. Les résultats révèlent une réduction significative du facteur de friction (85-89%) et une augmentation du rapport transfert de chaleur/facteur de friction ( $Nu/f$ ) par un facteur 5. L'efficacité est optimale avec un pas relatif de 1,5, et le facteur de qualité de surface est environ 9 fois supérieur à celui des tubes circulaires. Ces

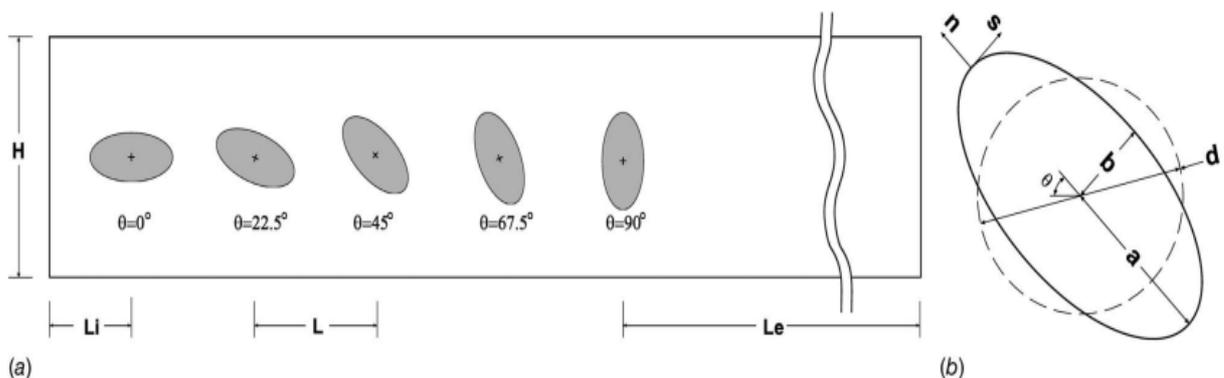
## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

améliorations notables en termes de transfert de chaleur et de réduction de la friction soulignent le potentiel des tubes en forme de came pour optimiser les performances des échangeurs de chaleur dans diverses applications industrielles.



**Figure I-2:** Faisceau de tubes en forme de came avec arrangement en ligne ([5])

L'écoulement laminaire en convection forcée d'une rangée de cylindres elliptiques alignés avec une inclinaison a été étudié dans de nombreuses études. L'objectif de ces études est d'améliorer la transmission thermique à travers les cylindres. L'inclinaison des cylindres augmente avec le nombre de cylindres dans la rangée, allant de 0 degré pour le premier cylindre à 90 degrés pour le dernier cylindre (Figure. I-3)[6]

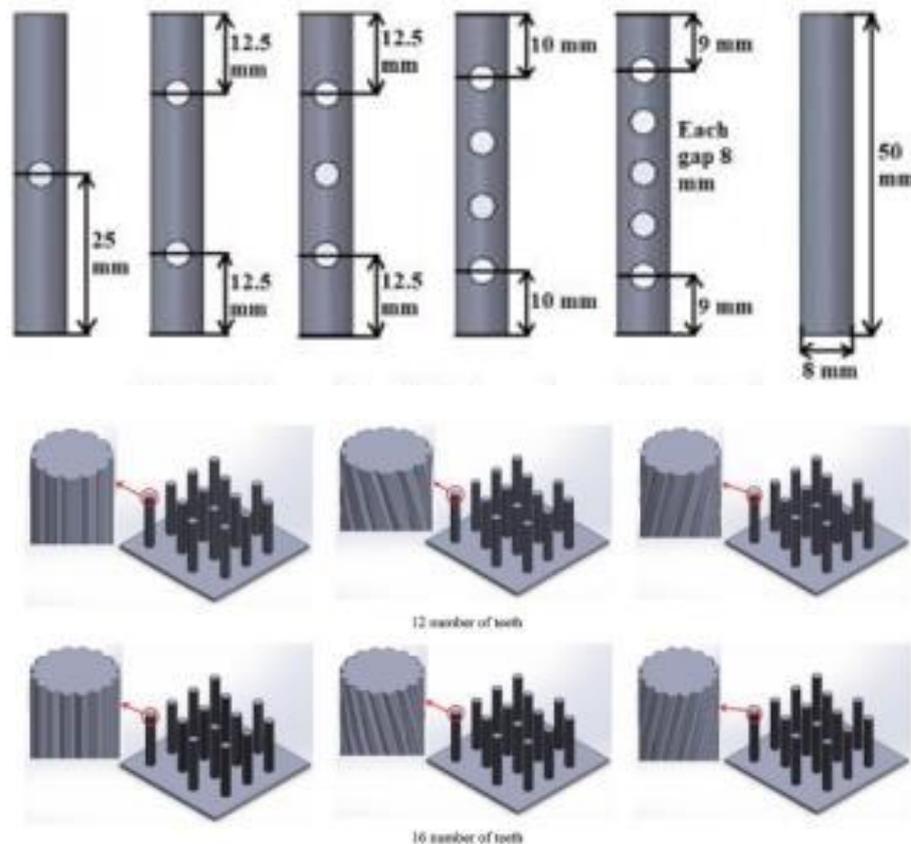


**Figure I-3 :** (a) Schémas de principe du réseau de cylindres elliptiques avec inclinaison et (b) un cylindre elliptique incliné avec les principaux paramètres géométriques[6].

Maji et al., 2018[7] Ils ont étudié via simulation numérique la dynamique des fluides tridimensionnelle de l'effet de la surface rainurée des ailettes sur l'efficacité thermique des

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

dissipateurs thermiques à ailettes perforées. Il a été observé que le taux de transfert thermique des ailettes perforées pour une zone perforée donnée est toujours supérieur à celui des ailettes pleines, et qu'avec la variation de la géométrie des rainures sur la surface de l'ailette, le taux de dissipation thermique s'améliore significativement. À l'inverse, la perte de pression autour du dissipateur thermique diminue à mesure que le nombre et la taille des trous augmentent. Cependant, en raison des nervures à la surface de l'ailette, la perte de pression augmente. La configuration étudiée est représentée sur la Figure. I-4.



**Figure I:4 :** Ailettes pleines et ailettes avec perforations simples ainsi que multiples[7]

La perturbation des couches limites sur les surfaces des ailettes en raison de l'écoulement via les trous augmente les perturbations de l'écoulement et améliore les performances de transfert de chaleur par rapport au cas de référence, selon Lee et al. (2019)[8]. L'utilisation d'ailettes perforées conduit à une diminution de la résistance thermique et à une amélioration des performances thermiques en optimisant le transfert de chaleur et en augmentant l'efficacité, comme démontré par Jasim et al. (2018)[9].

L'amélioration des performances thermiques grâce à l'utilisation d'ailettes perforées s'explique par plusieurs mécanismes. Les trous augmentent les turbulences locales, perturbant la

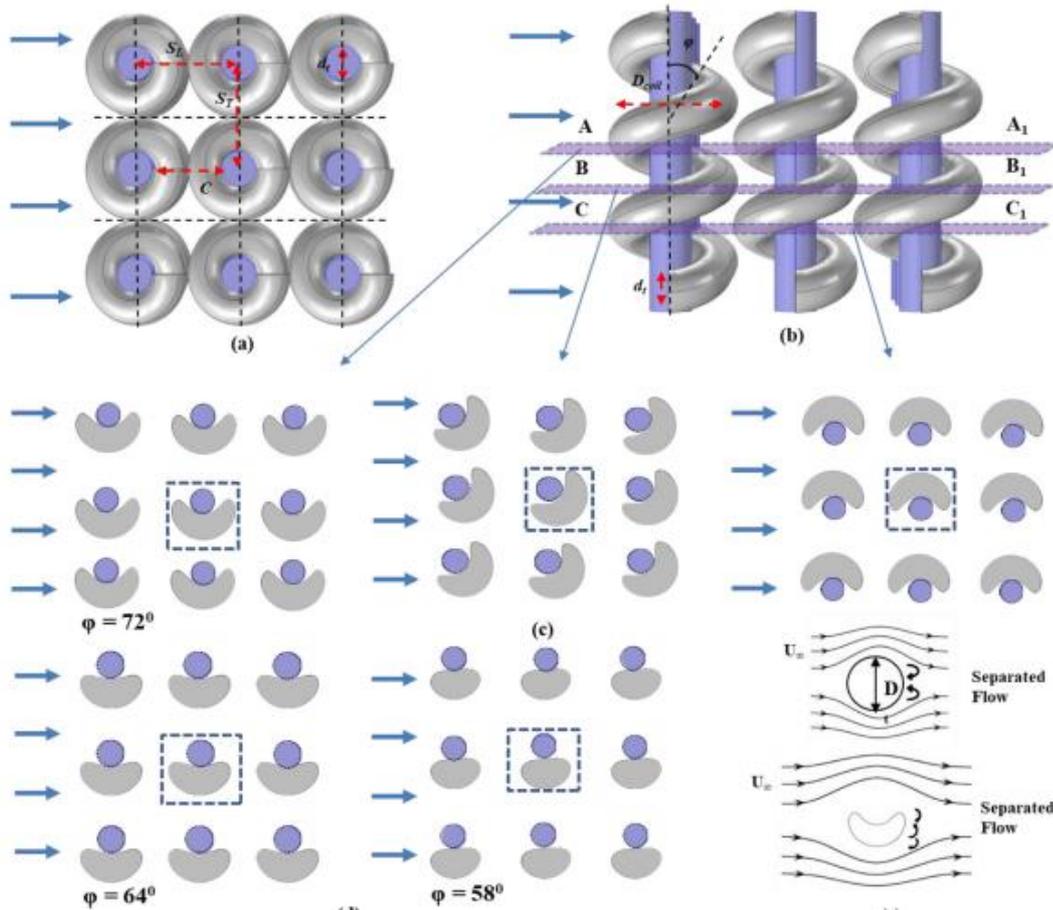
## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

---

couche limite thermique et augmentant ainsi le coefficient de transfert de chaleur. Cette augmentation des turbulences favorise également un meilleur mélange du fluide, ce qui améliore l'efficacité globale du transfert thermique.

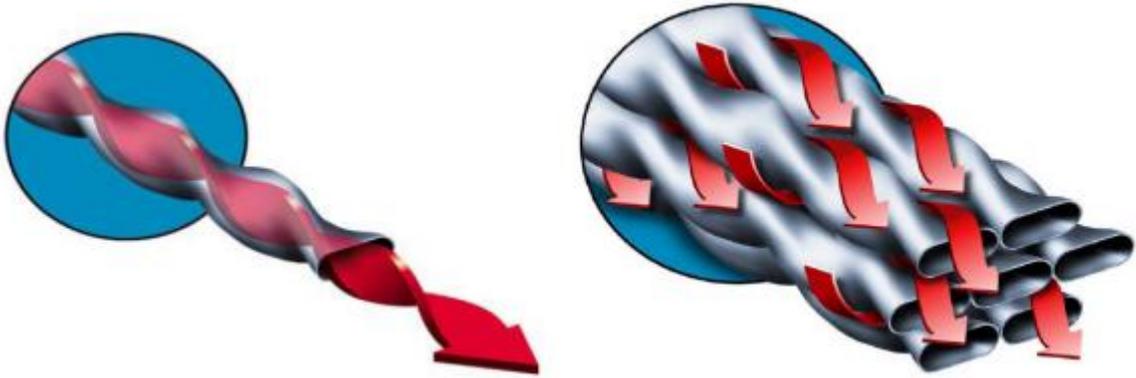
Un refroidissement amélioré dans un échangeur de chaleur compact à tubes hélicoïdaux à écoulement croisé est obtenu grâce à une densité de surface et à une tortuosité d'écoulement plus élevées. La structure compacte et la surface d'échange thermique plus importante des échangeurs de chaleur à tubes enroulés en hélice les rendent adaptés aux applications industrielles Jhunjhunwala, 2013 et Gore et al., 2015[10]. Des simulations de dynamique des fluides numérique (CFD) et des analyses expérimentales ont montré qu'une augmentation du rapport de courbure des tubes hélicoïdaux entraîne une densité surfacique et un flux thermique plus élevés, mais se traduit également par une augmentation des pertes de charge [11]. Des simulations CFD ont également démontré que les échangeurs de chaleur hélicoïdaux ont des taux de transfert de chaleur et des nombres de Nusselt plus élevés par rapport aux échangeurs de chaleur à tubes droits[12]. La présence d'une spire hélicoïdale dans un tube de refroidissement cylindrique améliore le transfert de chaleur par convection en augmentant la surface de contact thermique, en amincissant ou en détruisant la couche limite et en favorisant la turbulence.

Jha & Bhaumik, 2020 [13] ont réalisé deux études numériques et expérimentales sur l'amélioration du refroidissement dans un échangeur de chaleur hélicoïdal compact à flux croisé en raison d'une plus grande densité de surface et tortuosité de l'écoulement. Dans les expériences, le TCFH (tube hélicoïdal à flux transversal) présente un potentiel de refroidissement supérieur, avec une augmentation de 1,5 à 3,3 fois de la chaleur extraite par unité de volume de l'échangeur de chaleur, et jusqu'à 70% d'efficacité de l'échangeur de chaleur (pour l'analyse CFD) pour une plus large gamme d'angles hélicoïdaux de  $17^\circ \leq \varphi \leq 72^\circ$ . L'analyse révèle (i) un écoulement dans  $\varphi = 72^\circ$ . L'évaluation comparative est étendue à un ensemble de tubes ( $3 \times 3$ ) disposés en rangée, avec une intensification résultant en une augmentation d'environ 2,3 fois de  $Re$  et (ii) un écoulement 3D qui élimine les zones mortes autrement observées derrière les tubes droits. Les caractéristiques de l'écoulement entraînent une augmentation de 1,4 à 2,5 fois de  $Nu$ , une augmentation de 2 à 4 fois du taux d'extraction de chaleur et une efficacité accrue de l'échangeur de chaleur jusqu'à 90%. Ainsi, l'efficacité de l'échangeur de chaleur CFHT dans les applications de refroidissement est établie (Figure.I-5).



**Figure I:5** : Schéma de l'agencement en flux croisé montrant : (a) vue de dessus ; (b) vue de face ; (c) vue en coupe transversale supérieure ; (d) effet de l'excentricité ; (e) séparation de l'écoulement sur les surfaces du tube droit et hélicoïdal [13]

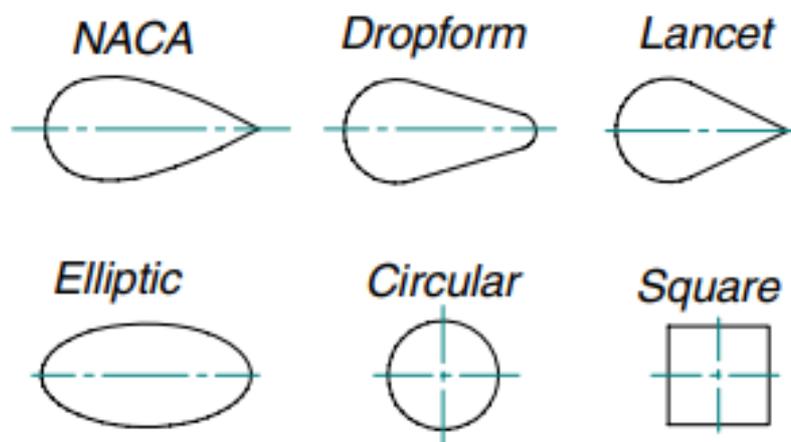
Barraza-Colón & Picón-Núñez, 2022) [14] Ils ont étudié les caractéristiques géométriques des échangeurs à tubes torsadés qui améliorent les performances thermo-hydrauliques pour la même vitesse de fluide par rapport aux échangeurs de chaleur conventionnels. L'avantage de leur utilisation devient évident lors de la conception, car la charge thermique requise est transférée avec une surface plus petite et une baisse de pression même plus faible par rapport aux échangeurs conventionnels. Ce travail présente le développement d'un modèle thermo-hydraulique pour la géométrie des tubes torsadés qui relie la chute de pression et le coefficient de transfert de chaleur. Le rapport d'aspect et le pas de torsion sont les paramètres qui influencent le plus les performances thermo-hydrauliques de ces échangeurs. Une approche alternative de dimensionnement utilisant le concept de pleine utilisation de l'étape de chute de pression est présentée. L'application aux fluides à haute viscosité est discutée. Les résultats montrent une réduction de la surface par rapport aux échangeurs à calandre et à tubes conventionnels pouvant atteindre 45 % et une réduction de la chute de pression de 15 %.



**Figure I:6** : Modèles d'écoulement côté tubes et côté calandre [14]

La perturbation des couches limites sur les surfaces des ailettes en raison de l'écoulement via les trous augmente les perturbations de l'écoulement et améliore les performances de transfert de chaleur par rapport au cas de référence.

Sahiti et al., 2006[15] Six profils transversaux différents de broches ont été étudiés numériquement pour évaluer leur influence sur la perte de pression et les capacités de transfert de chaleur dans les échangeurs thermiques. Les profils analysés comprennent un profil NACA, une forme de gouttelette, une forme de lancette, une ellipse, un cercle et une section carrée. La Figure I-7 présente les lignes de courant et les isothermes pour les paramètres  $A=5$ ,  $k=6$ ,  $\alpha=0,2$ . Les résultats de la simulation comparative révèlent que, pour les deux critères d'évaluation en configuration décalée, le profil elliptique surpasse tous les autres profils transversaux de broches en termes de performance thermique et hydraulique.

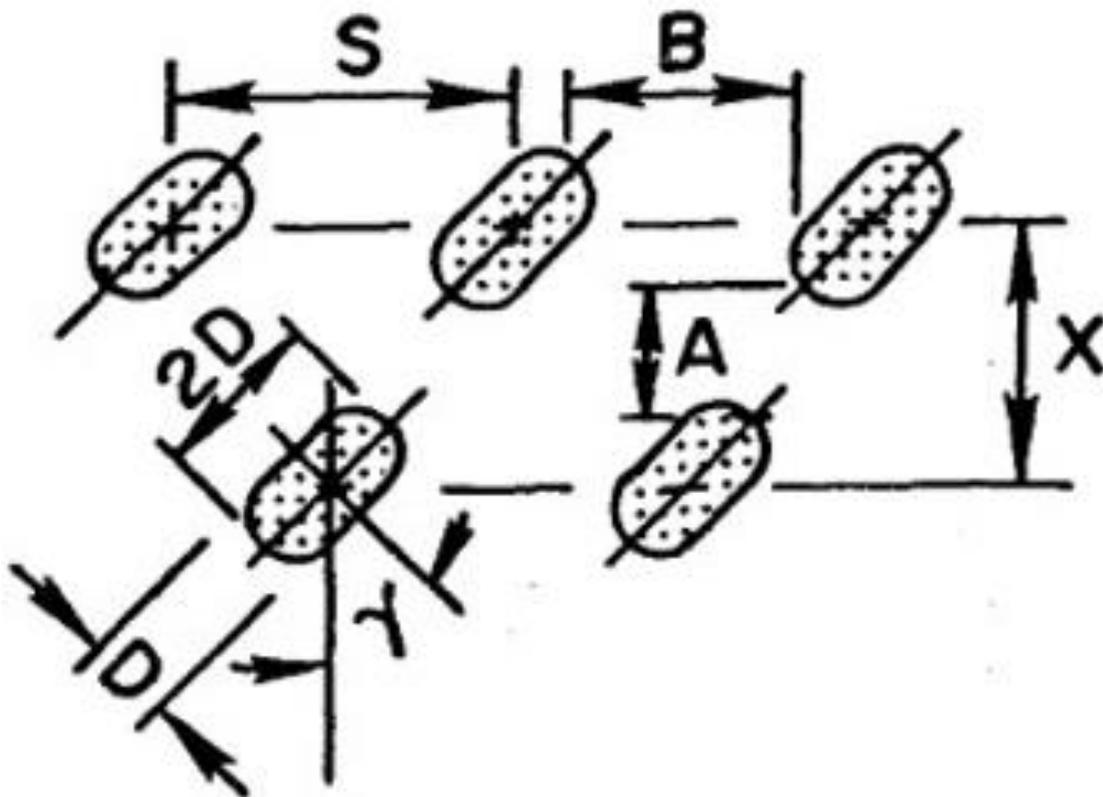


**Figure I:7** : Coupe transversale des ailettes à broches sélectionnées pour comparaison [15]

Metzger et al., 1984[16] étudié numériquement l'effet de la forme des broches et de l'orientation de la grille sur la transmission thermique et la perte de pression dans les réseaux de

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

broches, la configuration considérée dans les expériences sont représentées sur la [figure I-8](#). Les résultats indiquent que l'utilisation de broches circulaires avec une orientation de grille décalée ou alignée peut, dans certains cas, augmenter la transmission thermique tout en réduisant la perte de pression. L'emploi de broches allongées augmente le transfert thermique, mais entraîne une augmentation significative de la perte de pression, ce qui est coûteux. Pour le réseau de broches à section circulaire, la différence entre la direction d'écoulement moyenne et la direction d'écoulement moyenne a un effet négligeable mais effectivement important sur le transfert de chaleur et la perte de pression. En orientant ce réseau de manière alignée à partir d'une orientation décalée, nous avons constaté une augmentation de 9% du transfert de chaleur et une réduction de 18% de la perte de pression. Pour les réseaux de broches oblongues, des améliorations du transfert thermique d'environ 20 % par rapport au réseau de broches circulaires correspondant ont été mesurées. Ces augmentations sont compensées par un doublement de la perte de charge. Pour toutes les géométries de réseau étudiées, le flux complexe, hautement tridimensionnel et séparé empêche une explication physique simple des résultats observés.

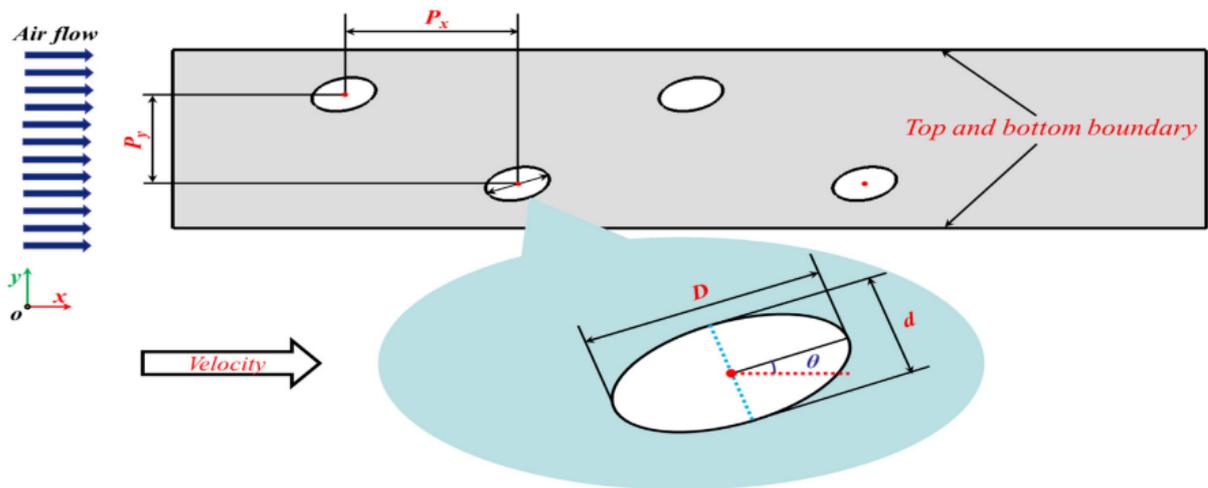


**Figure I:8** : Géométrie de réseau de broches oblongues [16]

Wang et al., 2019 [17]([Figure. I-9](#)) Une étude numérique a montré que, pour des nombres de Reynolds et des rapports d'ellipticité identiques, le facteur de Colburn  $j$  atteint un maximum avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison  $h$ , tandis que le facteur de friction  $f$  continue d'augmenter. La

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

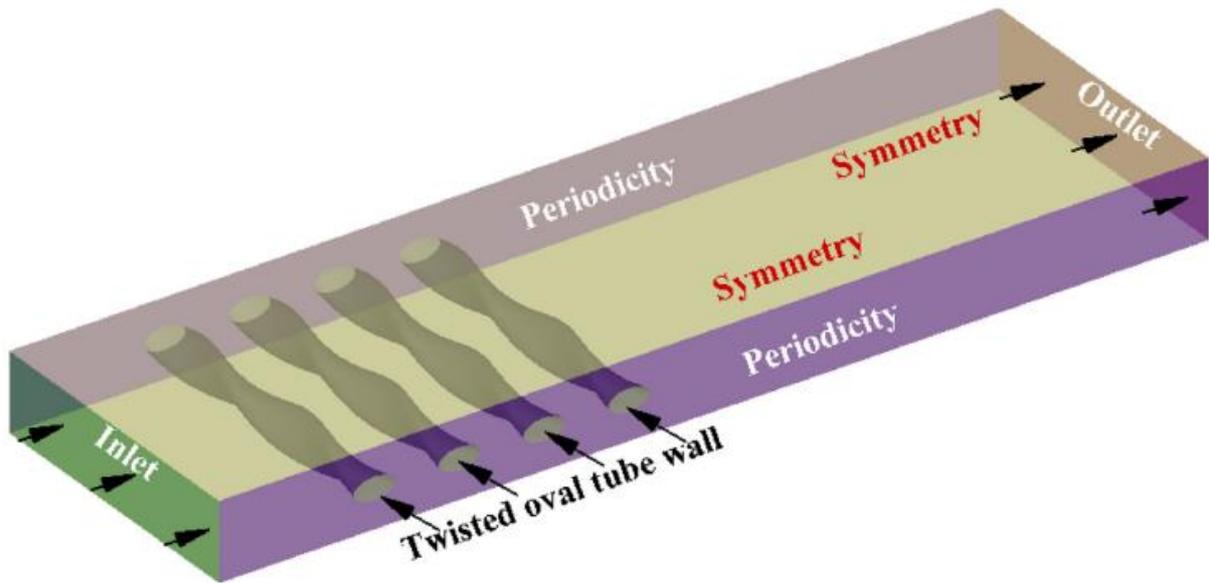
performance diminue avec l'augmentation du rapport elliptique, et le facteur de qualité de surface chute significativement lorsque  $h$  dépasse  $45^\circ$ . L'échangeur de chaleur optimal présente un rapport d'ellipticité de 0,6 et un angle d'inclinaison de  $30^\circ$ , offrant les meilleures performances d'échange de chaleur et de flux d'air.



**Figure I:9:**Nomenclature des paramètres géométriques de l'échangeur thermique à ailettes et tubes et condition aux limites [17]

Une étude paramétrique a été menée pour analyser les caractéristiques de transfert de chaleur et la perte de charge de faisceaux de tubes ovales torsadés disposés en ligne. L'étude a comparé plusieurs topologies de tubes et a étudié les effets de la longueur du pas de torsion et du rapport d'aspect sur les performances de transfert de chaleur et la chute de pression. Les résultats ont démontré que les tubes ovales torsadés présentaient une transmission thermique améliorée par rapport aux tubes circulaires, avec des coefficients de transfert thermique augmentés de 36,01 % à 100,24 %. L'étude a également révélé que le tube avec la longueur de pas la plus courte offrait des facteurs de transmission de chaleur et de friction plus élevés[18]. Ces résultats fournissent des informations précieuses pour la conception et l'optimisation de faisceaux de tubes ovales torsadés dans les échangeurs de chaleur. [19].

Li et al., 2019 [20]Étude paramétrique sur le transfert de chaleur et la perte de pression d'un faisceau de tubes ovales torsadés avec arrangement en ligne (Figure. I-10), Une étude numérique est menée pour étudier les performances côté air de transfert de chaleur et de perte de pression de faisceaux de tubes ovales torsadés avec un arrangement en ligne dans un écoulement croisé.



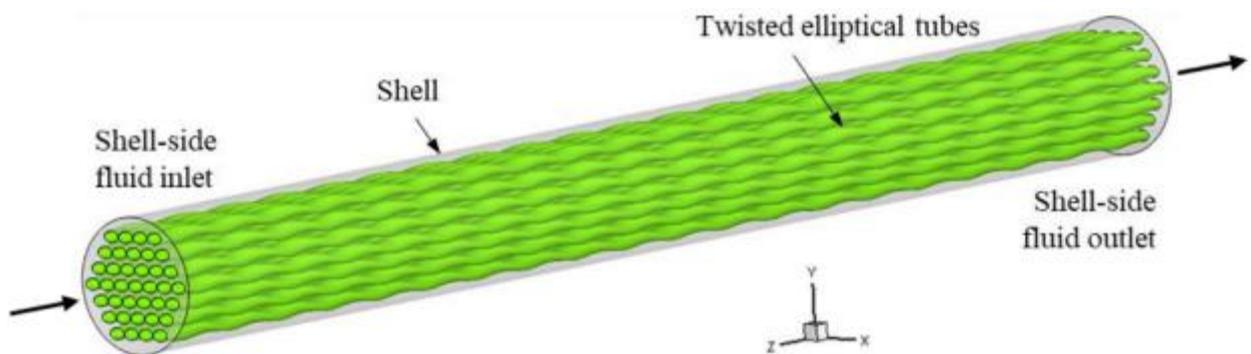
**Figure I:10** : Schéma de principe du tube ovale torsadé et modèle physique : modèle ; vue 3D globale de la condition aux limites [20]

Les résultats démontrent que les coefficients de traînée moyens des cylindres ondulés sont inférieurs à ceux d'un cylindre circulaire correspondant en raison d'une longueur de formation plus longue des tourbillons de sillage générés par les cylindres ondulés. Pour un nombre de Reynolds sous-critique de 3000, une réduction maximale du coefficient de traînée allant jusqu'à 18 % est obtenue par rapport à un cylindre circulaire, correspondant à un rapport longueur d'onde/diamètre idéal d'environ 1,9 ( $k/Dm$ ) et une amplitude- rapport diamètre/diamètre de 0,152 ( $a/Dm$ ). Les coefficients de portance des cylindres ondulés sont également considérablement réduits, voire éliminés. Ces formes de surfaces ondulées conduisent à la production de couches de cisaillement libre tridimensionnelles qui sont plus stables que de simples couches de cisaillement libre bidimensionnelles. Ces couches de cisaillement libre n'évoluent en vortex matures que sur les sites en aval. Cela modifie significativement les structures au voisinage du sillage et la répartition de la pression autour du cylindre.

L'influence d'un agencement alterné de rangées de tubes en V sur les caractéristiques thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur à tubes elliptiques torsadés a été étudiée dans plusieurs travaux. Il a été constaté que l'utilisation d'une géométrie de tube torsadé dans les échangeurs de chaleur améliore les performances thermo-hydrauliques par rapport aux échangeurs de chaleur classiques [14]. Le tube à section transversale alternée, qui induit des vortex longitudinaux multiples sur toute sa longueur, a montré une amélioration significative des performances thermiques [21]. De plus, il a été constaté que l'utilisation de conduits elliptiques torsadés améliore le transfert de chaleur dans l'air, des longueurs de pas plus petites entraînant des valeurs de transfert de chaleur plus élevées [22]. Des simulations numériques ont également

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

montré que les échangeurs de chaleur à tubes carrés torsadés ont de meilleures performances et des facteurs de friction plus faibles par rapport aux échangeurs de chaleur à tubes ovales torsadés[23]. En outre, les caractéristiques thermo-hydrauliques de l'écoulement transversal d'air dans des faisceaux de tubes elliptiques torsadés et décalés ont été étudiées, montrant d'excellentes performances de transfert de chaleur par rapport aux faisceaux de tubes circulaires[24](Gu et al., 2020 ont réalisé une étude numérique sur l'influence de l'agencement alternatif en V des tubes sur les caractéristiques thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur à tubes elliptiques torsadés. Un agencement innovant de tubes triangulaires en rangée alternée en forme de V a été conçu pour améliorer le transfert de chaleur entre les tubes adjacents. Onze échangeurs de chaleur à tubes elliptiques torsadés ont été construits et simulés avec le même périmètre de tube, comprenant deux configurations de tube, divers rapports d'aspect de tube elliptique torsadé et différentes inclinaisons de torsion. L'étude comprenait cinq schémas de couplage de vortex, cinq schémas de vortex parallèles et un schéma avec un tube rond lisse de rayon 10.8 (R10.8). De l'eau avec des propriétés physiques constantes a été utilisée comme fluide de travail, et le système était chauffé de manière différentielle. Des tests ont été réalisés à différents nombres de Reynolds allant de 2000 à 10 000. Les résultats ont montré que, dans un écoulement simultané, un rapport A/B plus grand et un S plus petit entraînent un écoulement secondaire plus fort. Le Nu et Nu-f-1/3 de C14.2S50 se sont avérés être respectivement 132.8% et 47.1% plus élevés que ceux de R10.8[25].

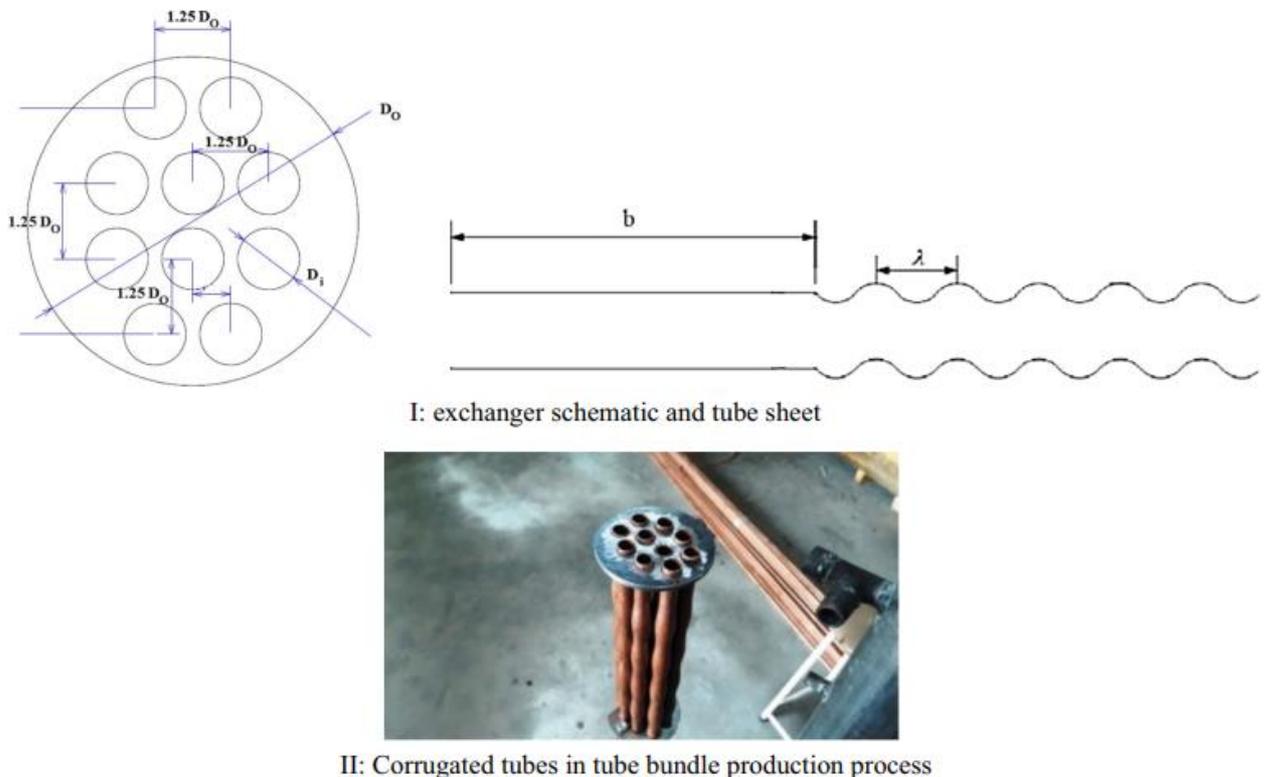


**Figure I:11:**Caractéristiques géométriques des échangeurs de chaleur à tubes elliptiques torsadés (TETHXs) : Modèle géométrique en 3D d'un échangeur de chaleur à tubes elliptiques torsadés [25].

Un nouvel échangeur de chaleur coque et tubes à tubes ondulés a été étudié expérimentalement pour analyser ses caractéristiques thermiques. La procédure d'optimisation a

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

été réalisée en utilisant la méthodologie de surface de réponse pour obtenir une efficacité maximale et un coefficient de transfert de chaleur global[26](FigureI 12).



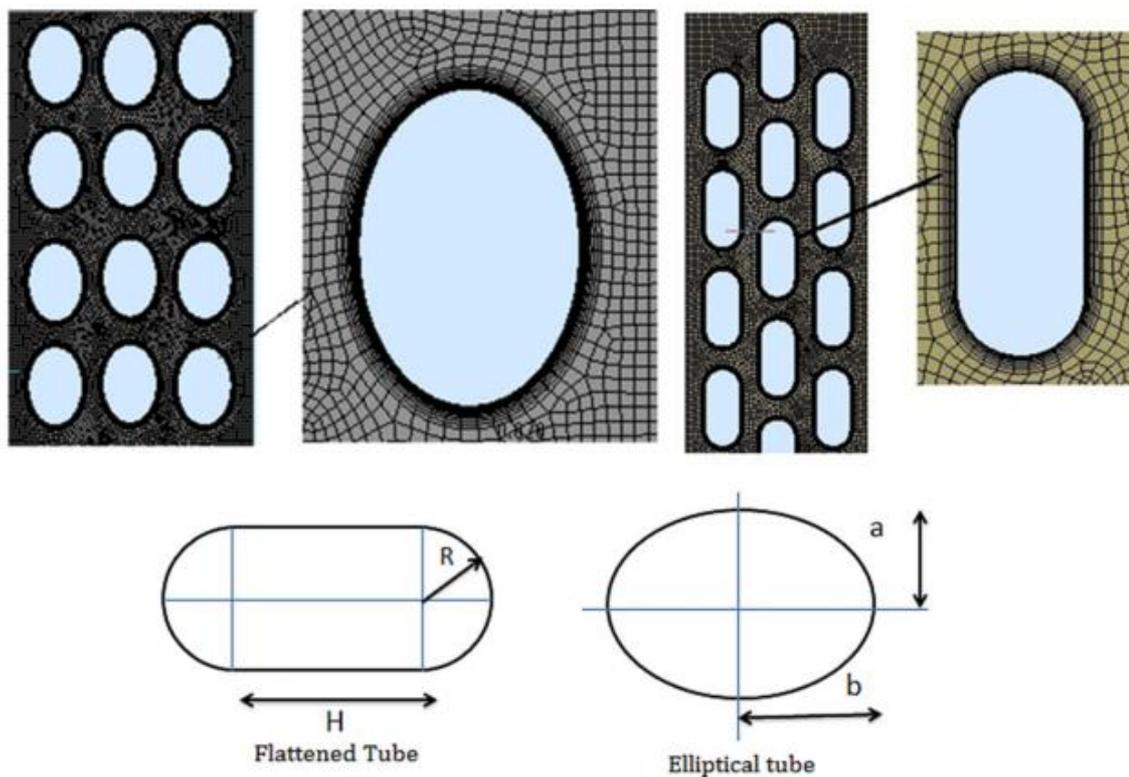
**Figure I:12** : Conception d'un échangeur de chaleur à tubes corrugués[26]

Différents agencements de tubes ondulés concaves et convexes ont été étudiés, et il a été constaté qu'un transfert de chaleur maximal était observé pour les échangeurs de chaleur constitués de tubes ondulés convexes et de coques ondulées concaves[27]. ANSYS Fluent a été utilisé pour analyser l'échangeur de chaleur, et il a été constaté que la chute de température et la perte de pression du côté des tubes étaient plus élevées pour une configuration à contre-courant et des tubes ondulés par rapport à des tubes lisses [28]. Il a été constaté que les échangeurs de chaleur à tubes ondulés présentaient un meilleur coefficient de transfert de chaleur, une perte de pression plus élevée et une contrainte plus faible causée par la différence de température, en particulier à de faibles nombres de Reynolds et à de grandes différences de température[29]. L'étude a également étudié les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur coque et tubes équipés de tubes ondulés et de chicanes en utilisant des nanofluides, et il a été constaté que l'utilisation de certaines configurations conduisait à des

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

coefficients de transfert de chaleur plus élevés et à des critères d'évaluation des performances thermo-hydrauliques plus élevés [30].

Swain & Das, 2016[31] L'étude numérique a porté sur le transfert de chaleur convectif et la perte de charge à travers des tubes elliptiques et aplatis. L'analyse a couvert des conditions d'écoulement laminaire avec des nombres de Reynolds de 200 à 2000, en maintenant le rapport de la distance entre les tubes au diamètre constant ( $St/D$ ) et en variant  $St/Dis$  de 1,25 à 2. Les résultats ont montré une corrélation entre le nombre de Nusselt et la diminution du pas. Les paramètres clés incluent  $\Delta T$ ,  $A$ ,  $L$  et  $\Theta$ , avec des recommandations pour minimiser les pertes de chaleur, notamment un  $A$  supérieur à 2, un  $L$  supérieur à 1 et un  $\Theta$  inférieur à 40 degrés (Figure. I-13).



**Figure I:13:** Formes des tubes et motif de maillage dans le domaine pour les tubes aplatis et elliptiques [31]

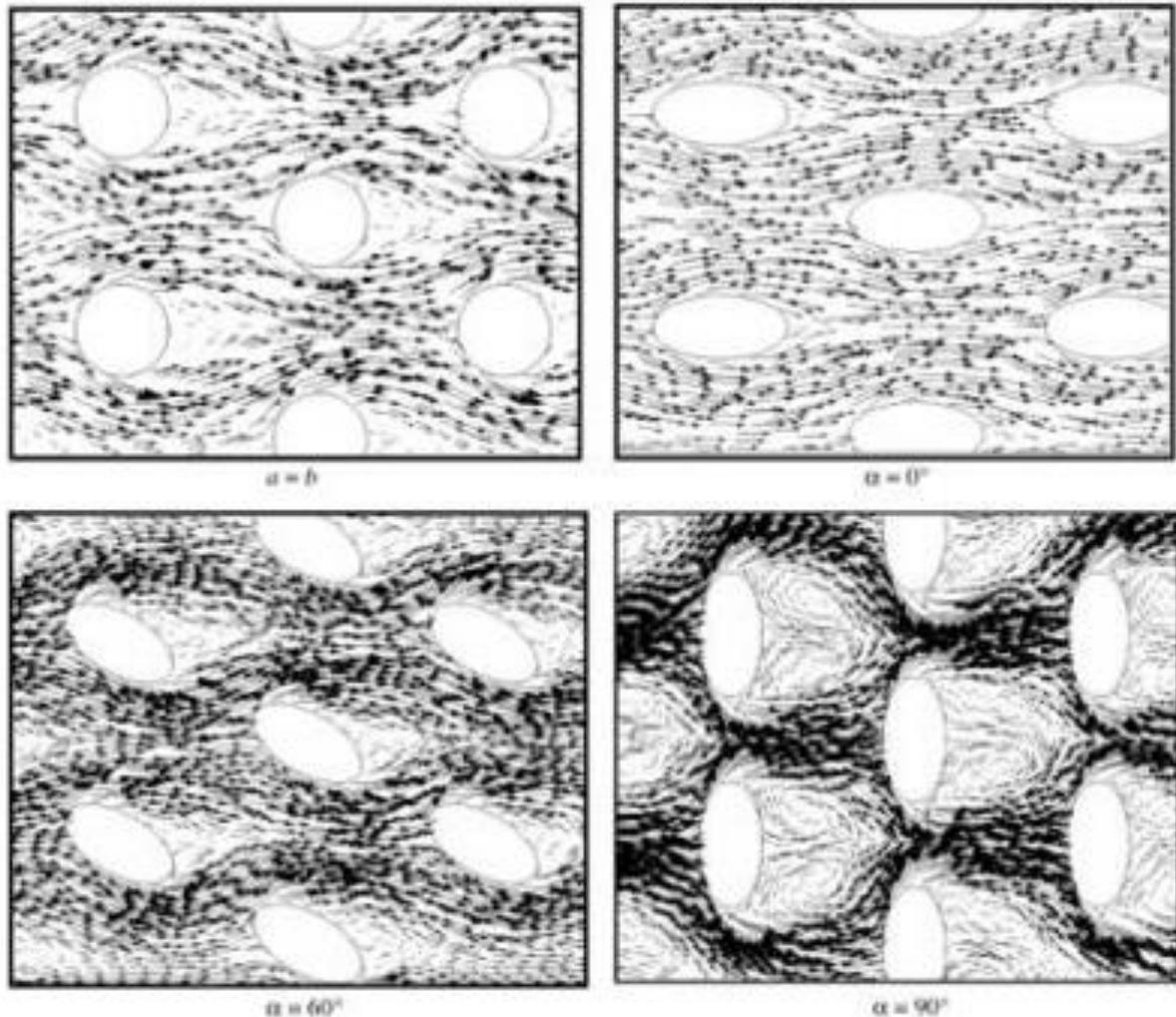
Bedrouni et al., 2020[32] réalisons une étude visant à analyser la structure turbulente en mouvement d'un fluide qui passe devant deux systèmes d'obstacles décalés différents en utilisant la méthode de simulation à large échelle (LES). La première rangée consiste uniquement en cylindres circulaires, tandis que la deuxième rangée consiste à la fois en cylindres circulaires et carrés (Figure. I-14).



## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

faibles, l'écoulement laminaire est dominant, réduisant les pertes de charge tout en maximisant le transfert de chaleur.

La diminution de l'aire de référence ( $A_r$ ) contribue également à une meilleure efficacité thermique, en augmentant la surface de contact entre le fluide et les tubes. Ces observations sont cruciales pour la conception et l'optimisation des échangeurs de chaleur, offrant des informations précieuses pour améliorer les performances des systèmes utilisant des tubes elliptiques.



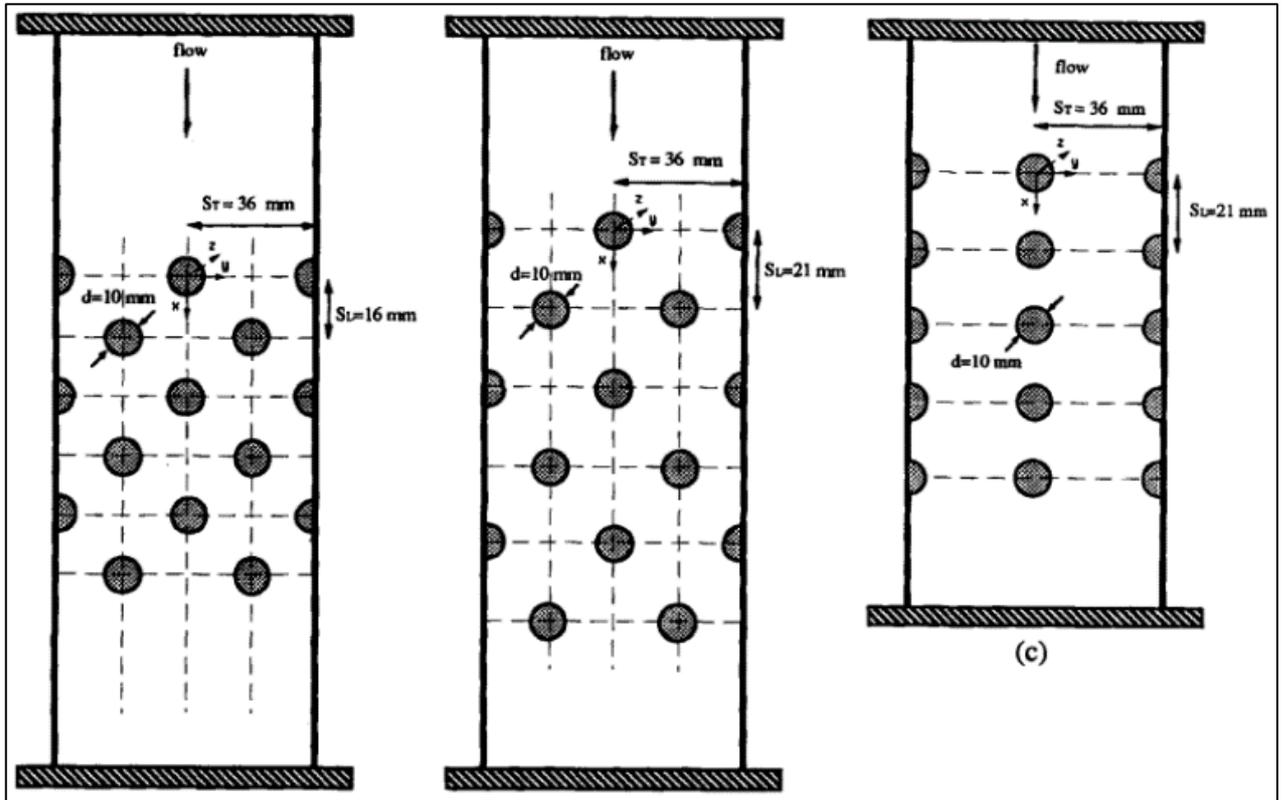
**Figure I:15:** Champ de vitesse à différents angles d'attaque et  $Re=17\ 000$ [33]

Balabani & Yianneskis, 1996[34] ont étudié expérimentalement le développement du niveau de turbulence et des caractéristiques d'écoulement sur trois géométries différentes de faisceaux de tubes circulaires en fonction de l'agencement des cylindres dans le faisceau (Figure. I-16).

Pour une disposition en ligne et deux agencements échelonnés, ils ont mesuré les intensités de turbulence et les vitesses moyennes à partir de mesures de vélocimétrie laser Doppler

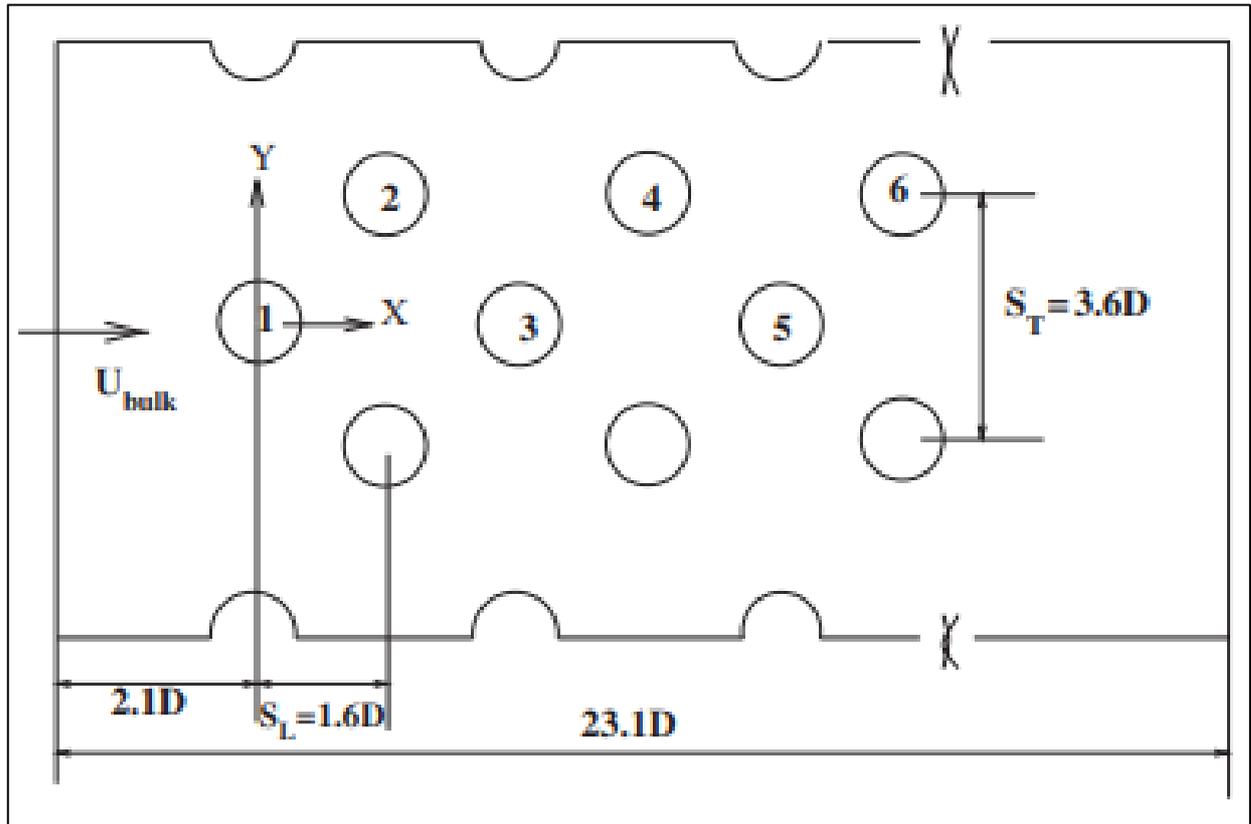
## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

(LDA) moyennées par ensemble et résolues dans le temps. Ils ont révélé que les géométries échelonnées présentent une perte de charge plus élevée et génèrent des niveaux de turbulence plus élevés. De plus, dans les géométries échelonnées, une interférence forte avec les cylindres adjacents est observée.



**Figure I-16 :** Coupe transversale des trois faisceaux de tubes étudiés (Balabani)[34]

Une étude numérique de l'écoulement croisé du fluide à travers un faisceau de tubes échelonnés à un nombre de Reynolds subcritique avec une approche de simulation des grandes échelles (LES) a été réalisée par [35] à un nombre de Reynolds de 8600. La configuration étudiée est montrée dans la figure I-17. Ils rapportent que leurs résultats corroborent les corrélations disponibles et les données expérimentales.



**Figure I:17:** Configuration du faisceau de tubes échelonnés à six rangées étudiées par Liang et Papadakis [35]

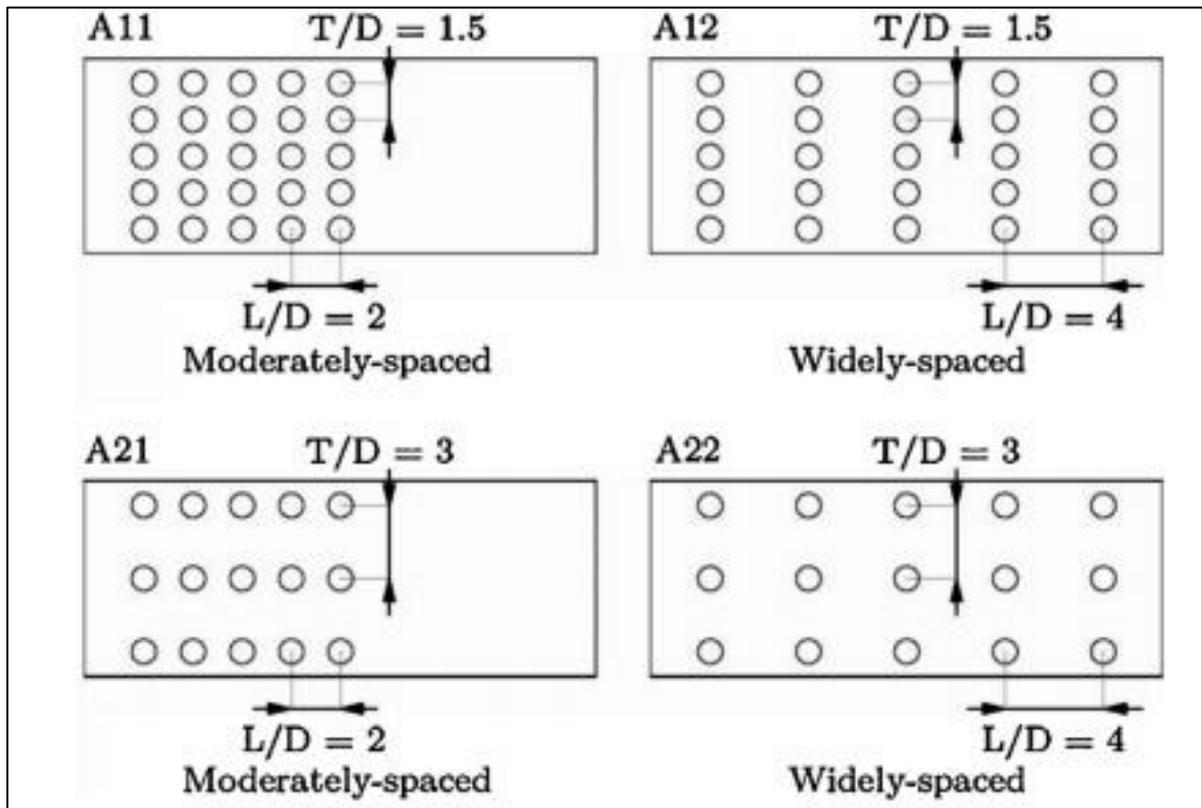
Da Silva et al., 2018[36] ont mené une étude expérimentale sur le débit autour de quatre rangées de cylindres alignés confinés en utilisant la technique de vélocimétrie laser Doppler avec un nombre de Reynolds basé sur la vitesse d'entrée moyenne. Les configurations de faisceaux considérées dans les expériences sont représentées dans la figure I-18. Ils ont principalement étudié l'effet des rapports d'espacement transversal et longitudinal sur les caractéristiques d'écoulement et sur l'identification du modèle d'écoulement. Leurs résultats pour les différents régimes d'écoulement examinés étaient en bon accord avec la littérature. Les auteurs ont rapporté que, pour un rapport d'espacement donné, il n'y a pas de régime d'écoulement persistant le long de toutes les rangées de cylindres. Cependant, pour une valeur particulière du rapport d'espacement, un comportement quasi-stationnaire associé à un motif d'écoulement biaisé a été identifié. Pour confirmer leurs mesures, les chercheurs ont employé des techniques de visualisation avancées, notamment la vélocimétrie par images de particules (PIV) et l'anémométrie à fil chaud. Ces méthodes ont permis une analyse détaillée des structures d'écoulement et des fluctuations de vitesse autour des cylindres.

L'étude a également mis en évidence l'importance de la position relative des cylindres dans le faisceau sur la formation et l'évolution des tourbillons. Les auteurs ont observé que les

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

interactions entre les sillages des cylindres adjacents jouent un rôle crucial dans la détermination du régime d'écoulement global. De plus, ils ont noté que la transition entre différents régimes d'écoulement peut être sensible à de petites variations du nombre de Reynolds ou de la géométrie du faisceau.

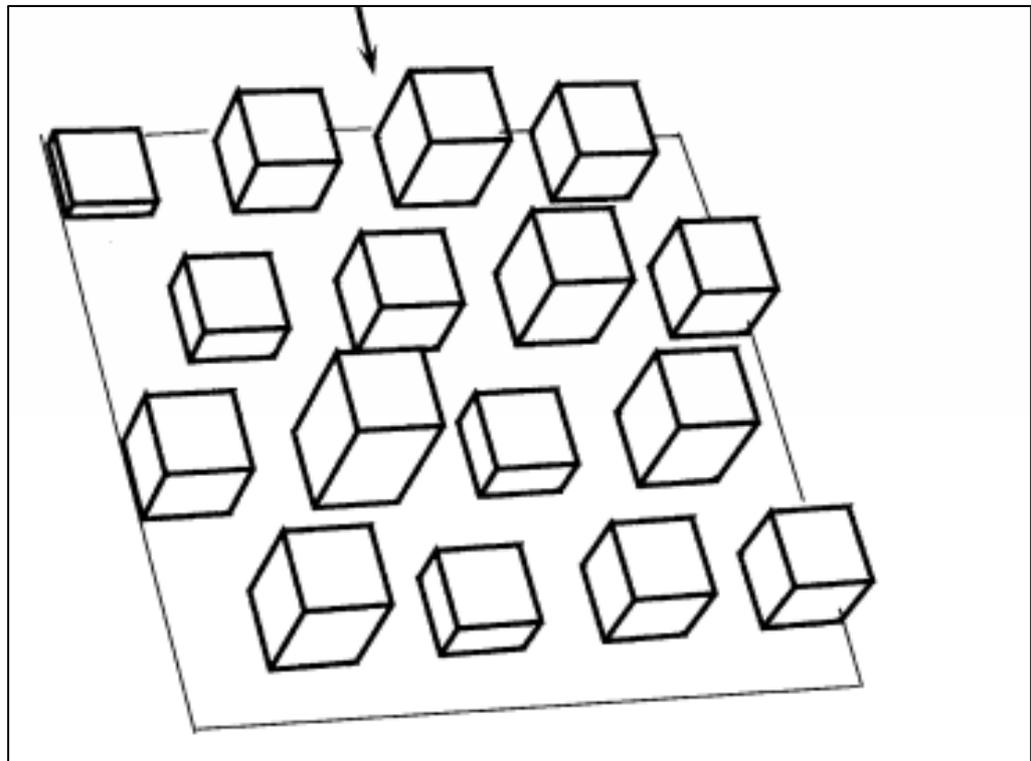
Ces résultats ont des implications importantes pour la conception et l'optimisation des échangeurs de chaleur à faisceaux de tubes, notamment en ce qui concerne l'amélioration du transfert thermique et la réduction des vibrations induites par l'écoulement. Les auteurs suggèrent que la compréhension approfondie de ces phénomènes pourrait conduire à des configurations de faisceaux plus efficaces et plus fiables dans diverses applications industrielles.



**Figure I:18:** Configurations de faisceaux considérées dans les expériences de Da Silva et al. [36]

À notre connaissance, peu d'études sur les écoulements autour de faisceaux de tubes mixtes ont été réalisées. L'écoulement du fluide autour de matrices de cubes a été étudié par [37] (Figure.I-19). Ils ont effectué leurs calculs avec deux nombres de Reynolds, à savoir et basés sur la hauteur de l'obstacle et la vitesse du courant avec les méthodes LES et RANS. Ils ont noté qu'avec des grilles excessivement grossières, LES est un outil efficace pour simuler l'écoulement de l'air autour d'obstacles urbains à un nombre de Reynolds élevé. De plus, une étude comparative a été réalisée

entre LES et RANS, dans laquelle ils ont constaté que RANS est insuffisant, notamment dans la région du couvert végétal.



**Figure I-19 :** Vue en perspective de la configuration étudiée par Zhengtong et Castro [37]

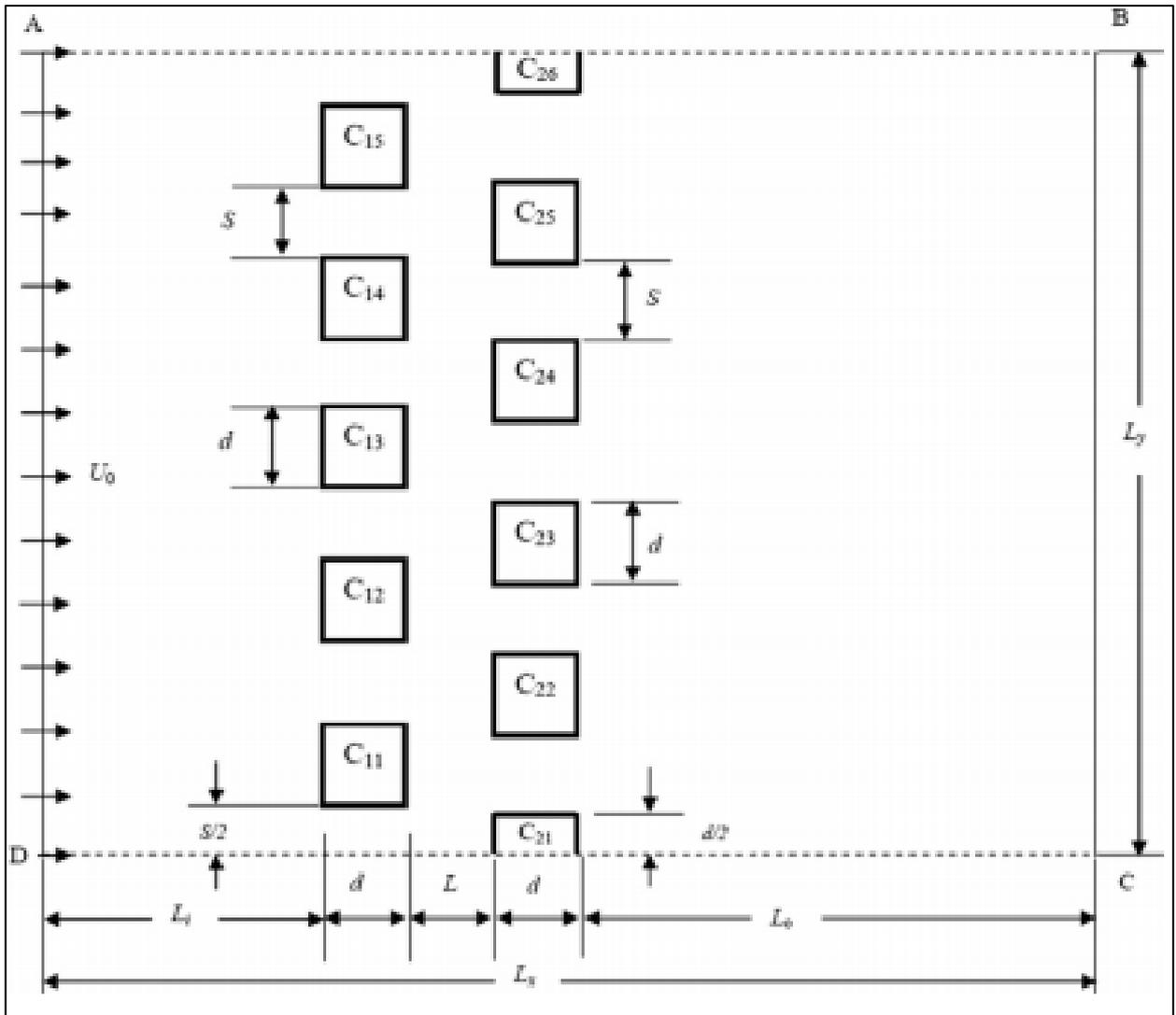
Chatterjee & Biswas, 2015[38] ont étudié le comportement dynamique de l'écoulement autour d'un faisceau de tubes composé de cylindres carrés à faible nombre de Reynolds ( $Re=100$ ) (Figure I-20). Les cylindres étaient disposés en quinconce avec différents rapports de séparation transversale ( $S/D=1, 2, 3$  et  $5$  ; où  $S$  et  $d$  représentent l'espacement transversal et la taille du cylindre).

Ils ont rapporté que pour un rapport de séparation plus grand, il y a moins d'effet d'interférence d'écoulement, résultant en un écoulement périodique et organisé. Cependant, à mesure que le rapport de séparation diminue, l'effet d'interférence d'écoulement devient plus prononcé et, par conséquent, l'écoulement change son état d'un état périodique organisé à pseudopériodique, et finalement devient complètement chaotique.

Un phénomène de décollement en antiphase a été trouvé pour caractériser le champ d'écoulement pour des rapports de séparation plus grands ( $S/D=3$  et  $S/D=5$ ). De plus, ils ont confirmé que le mécanisme de décollement des tourbillons pour un espacement plus grand est

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

entièrement contrôlé par la fréquence primaire, tandis que la fréquence d'interaction des cylindres secondaires débute à un espacement plus petit entre les cylindres.

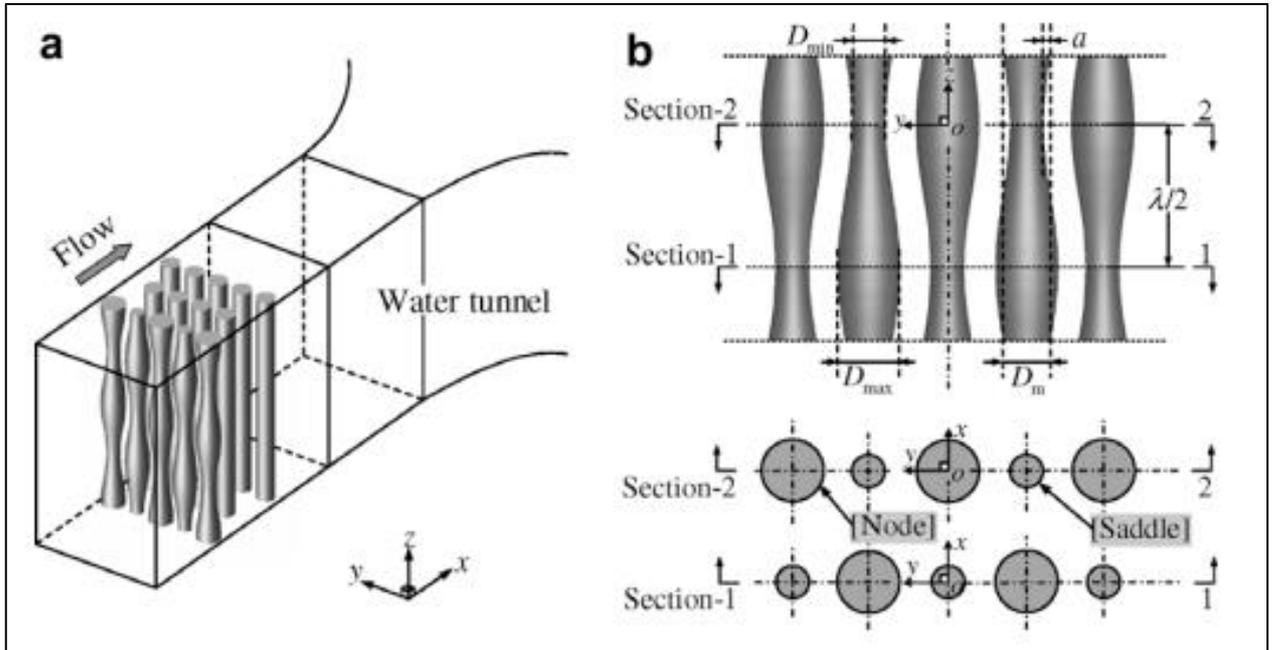


**Figure I:20:** Schéma du domaine de calcul (Chatterjee and Biswas)[38].

Lam et al., 2010[45] ont mené une étude expérimentale et une simulation des grandes échelles (LES) pour analyser l'écoulement turbulent autour de faisceaux de tubes composés de cylindres ondulés et circulaires, à des nombres de Reynolds subcritiques compris entre 6 800 et 13 400. La configuration expérimentale de leur étude est présentée dans la [figure I-21](#). Les résultats ont montré que, dans cette plage de nombres de Reynolds, la traînée sur les cylindres ondulés est considérablement réduite et que la portance fluctuante est éliminée. Cette réduction de traînée et l'élimination de la portance fluctuante autour des cylindres ondulés indiquent des améliorations significatives des performances aérodynamiques par rapport aux cylindres circulaires. Ces conclusions fournissent des informations précieuses pour le développement de

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

systèmes de faisceaux de tubes plus efficaces dans les applications d'ingénierie où le contrôle de la traînée et de la portance est crucial.



**Figure I:21:** Configuration expérimentale du faisceau de tubes ([39]).

Les tubes rugueux peuvent améliorer les performances de transfert de chaleur en perturbant la couche limite thermique, en augmentant le taux de transfert de chaleur et en améliorant les propriétés de mouillage sur la surface du tube échangeur de chaleur[40][41]. Diverses méthodes, comme l'introduction d'ondulations internes ou de micro-cannelures en filet, ont été proposées pour réaliser cette amélioration[42]. Il a été démontré que ces conceptions de tubes rugueux augmentent considérablement les performances de transfert de chaleur, avec des améliorations allant de 200 % à 218 % par rapport aux tubes lisses[43]. De plus, l'utilisation de tubes rugueux peut réduire l'angle de contact du liquide sur la surface, améliorer l'hydrophilie et empêcher les phénomènes de séchage de la surface d'échange de chaleur. L'amélioration du transfert de chaleur fournie par les tubes rugueux dépend de facteurs tels que la hauteur, le pas et le nombre de Reynolds des rugosités. Dans l'ensemble, les tubes rugueux offrent une solution prometteuse pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur dans diverses applications.

Les tubes rainurés dans un faisceau d'échangeur de chaleur peuvent améliorer le transfert de chaleur. L'utilisation de rainures en spirale sur la surface extérieure des tubes a augmenté le coefficient de transfert de chaleur de 40 à 53 % par rapport aux tubes lisses[44]. La résistance hydraulique du faisceau de tubes a également diminué de 22 % [45]. L'apparition de structures

## CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

---

tourbillonnaires non symétriques induites par l'écoulement à travers les rainures en spirale a contribué à l'amélioration du transfert de chaleur et à la diminution de la résistance hydraulique[46]. De plus, il a été constaté que des tubes rainurés avec différentes formes et positions de rainures affectaient le taux de transfert de chaleur dans le transfert de chaleur par convection naturelle[46]. Des cylindres rainurés circulaires avec de plus petits espaces de rainures ont montré une diminution des pertes de chaleur par rapport aux cylindres non rainurés [47]L'utilisation d'échangeurs de chaleur à double tube rainurés avec de plus petits espaces de rainures a également entraîné des différences de température logarithmique moyenne plus élevées, indiquant un meilleur transfert de chaleur.

L'écoulement laminaire stationnaire et instationnaire autour de cylindres rainurés de forme convexe a été étudié dans plusieurs études. L'impact de la rugosité sur le comportement hydrodynamique du fluide sur un cylindre rainuré de forme convexe a été examiné dans[48]. L'étude a révélé que les forces agissant sur le cylindre étaient réduites par la présence de rainures, avec une réduction plus importante à des nombres de Reynolds plus élevés. Une autre étude a utilisé une simulation aux grandes échelles résolvant la paroi pour analyser l'écoulement autour d'un cylindre rainuré[49]. Il a été constaté qu'une augmentation de la hauteur des rainures entraînait des changements dans les propriétés de l'écoulement moyen et la formation de bulles de séparation secondaire de l'écoulement moyen. L'influence de la rugosité de surface sur l'écoulement et les quantités thermiques moyennes autour d'un cylindre rainuré chauffé a été étudiée dans[50]. L'étude a montré qu'une augmentation du nombre de rainures réduisait le coefficient de traînée totale et affectait le nombre de Nusselt moyen. De plus, une étude numérique de l'écoulement incompressible et instationnaire autour d'un cylindre circulaire rainuré a été menée [51]. Les résultats ont montré que les cylindres rainurés étaient capables de supprimer le détachement tourbillonnaire et de réduire le coefficient de traînée totale.

L'écoulement à travers des faisceaux de tubes rugueux a été largement étudié dans plusieurs articles. Des études expérimentales et numériques ont été menées pour comprendre les caractéristiques hydrodynamiques de l'écoulement dans des canaux incurvés avec des lits rugueux [52]. Ces études ont montré que les lits rugueux augmentent la turbulence et l'énergie cinétique turbulente, affectant les caractéristiques d'écoulement et faisant atteindre à l'écoulement la gamme de dissipation visqueuse plus tôt[53]. De plus, la présence d'éléments rugueux sur les parois des canaux augmente de manière significative la résistance à l'écoulement en raison de la perturbation de la géométrie des parois et de la formation de grandes dépressions[54]. La résistance à l'écoulement attribuable à la macro-rugosité a été reliée aux formes des parois, et des formules ont

été développées pour prédire avec précision cette résistance [55] L'étude de l'écoulement à travers des faisceaux de tubes a également été menée, des expériences montrant que l'écoulement s'accélère continuellement sauf après la dernière rangée, où un changement de mode d'écoulement est observé [56]

De nombreuses études ont exploré l'analyse de la dynamique des fluides computationnelle (CFD) de l'écoulement turbulent dans un faisceau de tubes décalés avec des cylindres rainurés. Ces recherches ont utilisé une combinaison d'expériences et de simulations numériques pour examiner les caractéristiques de l'écoulement autour de la poutre. Les expériences ont été réalisées dans une soufflerie fonctionnant à des vitesses inférieures à la vitesse du son, permettant une collecte de données détaillées telles que les distributions de pression, les forces de traînée et les intensités de turbulence.

Les simulations numériques ont fait appel à divers modèles de turbulence pour résoudre les équations de Navier-Stokes, notamment le modèle de Spalart-Allmaras, les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds (RANS) avec les modèles k-epsilon et k-omega Shear Stress Transport (SST). Ces modèles ont été choisis en raison de leur capacité à capturer les nuances de l'écoulement turbulent autour des cylindres rainurés dans un faisceau de tubes décalés. Les résultats de ces simulations ont fourni des informations précieuses sur les variations de pression et les forces de traînée, ainsi que sur le comportement de la turbulence dans différentes configurations de faisceaux de tubes.

Les études expérimentales ont permis de valider les résultats des simulations numériques, assurant ainsi une meilleure compréhension des phénomènes d'écoulement. En combinant ces approches expérimentales et numériques, les chercheurs ont pu identifier les conditions optimales pour réduire la traînée et contrôler l'intensité de la turbulence autour des cylindres rainurés. Ces recherches contribuent de manière significative à l'amélioration des performances aérodynamiques des faisceaux de tubes décalés, avec des applications potentielles dans divers domaines de l'ingénierie, tels que la conception d'échangeurs de chaleur et d'autres systèmes nécessitant un contrôle précis de l'écoulement turbulent.

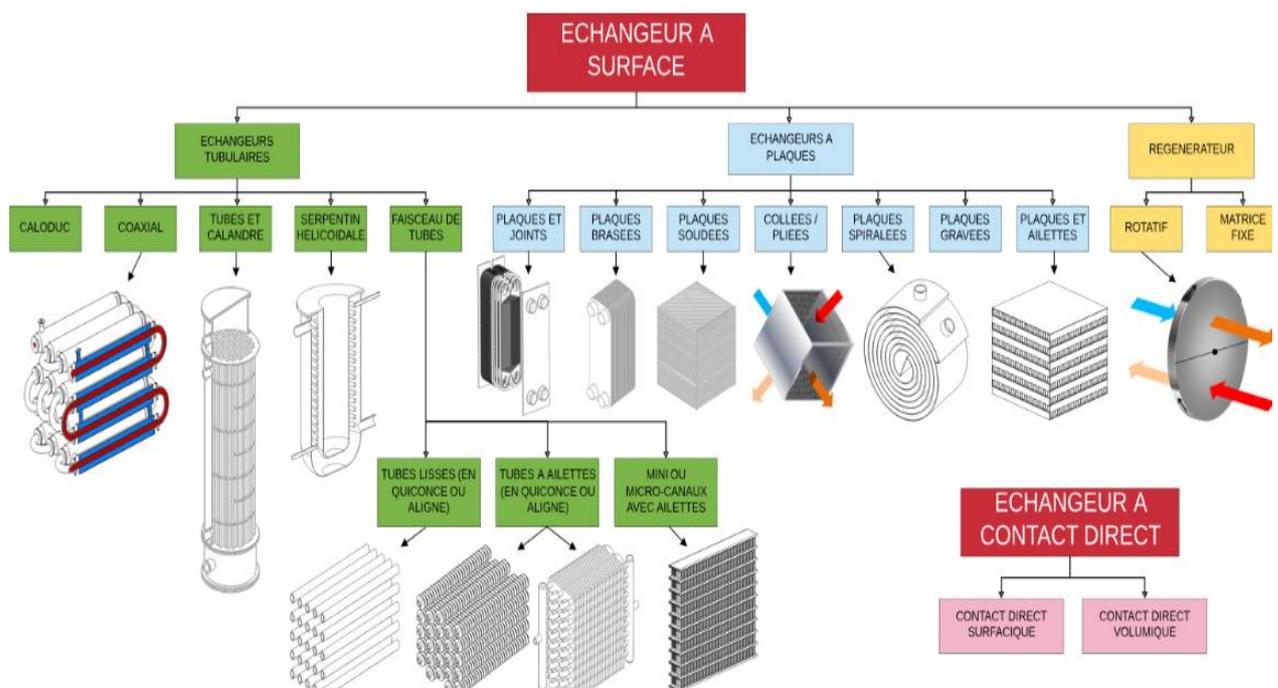
### **I.3 Classification et Types d'Échangeurs de Chaleur**

Il est difficile pour nous de fournir une explication technologique complète des échangeurs de chaleur en raison de la grande diversité de ces dispositifs et de leurs variations entre les fabricants. La figure suivante illustre de manière succincte les principales classes d'échangeurs de chaleur basées sur des critères strictement technologiques :

# CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Cette classification met en évidence la complexité et la diversité des échangeurs de chaleur disponibles sur le marché. Les échangeurs à surface, qui constituent la catégorie la plus vaste, se subdivisent en plusieurs types, chacun conçu pour répondre à des besoins spécifiques en matière de transfert thermique, de fluides utilisés et de contraintes opérationnelles.

Cette diversité technologique permet aux ingénieurs de sélectionner l'échangeur le plus approprié pour chaque application, en tenant compte des contraintes de performance, d'espace, de maintenance et de coût. La compréhension approfondie de ces différentes technologies est essentielle pour optimiser les processus industriels et améliorer l'efficacité énergétique globale des systèmes utilisant des échangeurs de chaleur.



**Figure I:22:**Classification des échangeurs de chaleur (type de surface) basée sur la technologie de fabrication [57]

**CHAPITRE II**  
**CONVECTION FORCEE EXTERNE**

### II.1 Écoulement à travers les faisceaux de tubes

L'écoulement croisé sur les faisceaux de tubes est un phénomène fréquemment rencontré dans de nombreux systèmes de transfert de chaleur, notamment les condenseurs de centrales électriques, les réfrigérateurs et les climatiseurs. Dans ce type d'appareil, un fluide circule à travers les tubes tandis qu'un autre fluide s'écoule à travers les tubes à angle droit.

Dans un échangeur de chaleur avec un faisceau de tubes, les tubes sont généralement disposés à l'intérieur d'une enveloppe, donnant ainsi naissance au terme "échangeur de chaleur à tubes et à calandre". Cette configuration est couramment utilisée lorsque le fluide en cours de traitement est un liquide, et il circule à travers l'espace entre les tubes et la calandre.

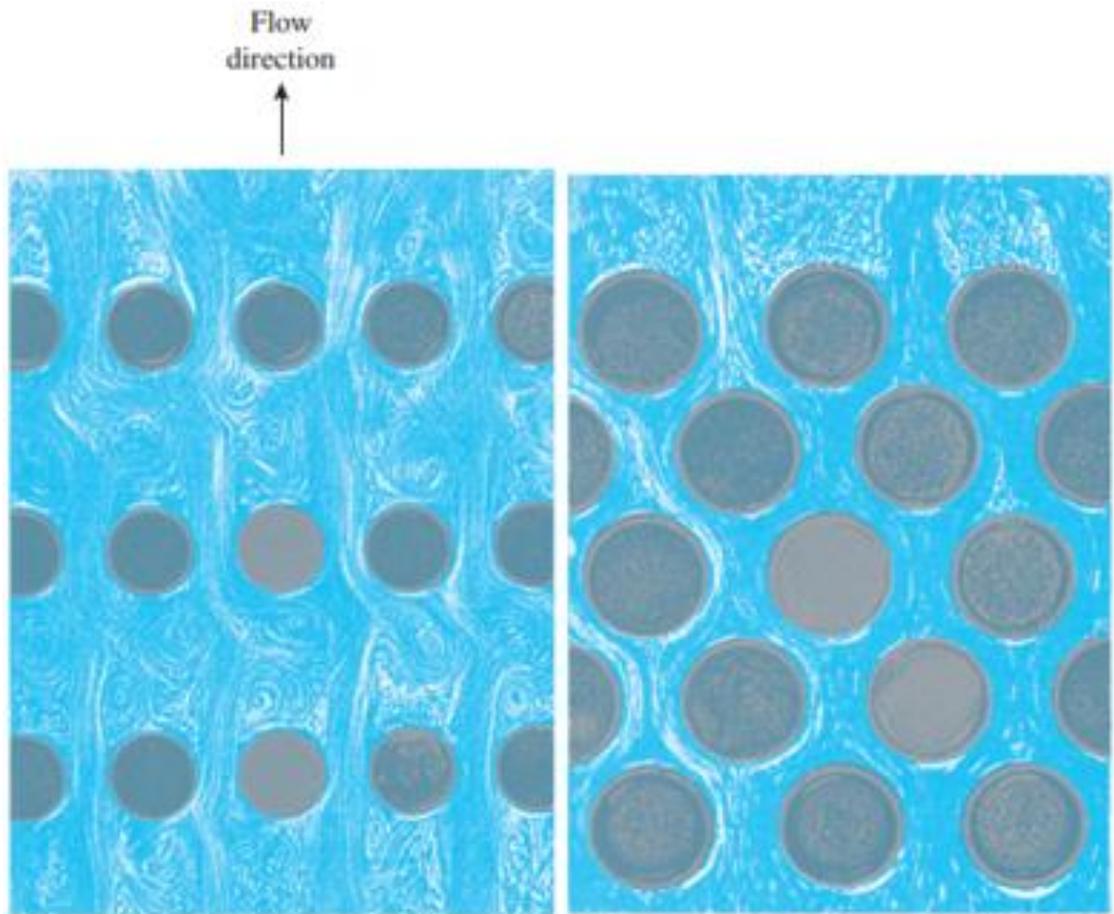
Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur à tube et calandre (voir chapitre I). Dans cette section, nous allons aborder les caractéristiques fondamentales des écoulements à travers les faisceaux de tubes et ainsi discuter leur efficacité.

L'analyse de l'écoulement à travers les tubes peut être effectuée en examinant l'écoulement à travers un seul tube, puis en multipliant les données obtenues par le nombre total de tubes. Contrairement à d'autres situations, l'écoulement sur les tubes est influencé par les tubes eux-mêmes, ce qui impacte à son tour le motif d'écoulement et la turbulence en aval. Cela affecte également le transfert de chaleur vers ou depuis les tubes, comme illustré dans [Figure II.1](#). Ainsi, lors de l'examen du transfert de chaleur à partir d'un ensemble de tubes dans un écoulement perpendiculaire, il est impératif de prendre en compte l'ensemble du faisceau de tubes simultanément.

Les tubes dans un faisceau de tubes sont généralement organisés soit en configuration linéaire, soit en configuration décalée, comme illustré dans [la Figure II.1](#). La longueur caractéristique est définie comme le diamètre extérieur du tube, noté  $D$ . La configuration des tubes dans le faisceau de tubes est définie par la distance entre les centres des tubes dans la direction transversale, appelée pas transversal ( $S_T$ ), la distance entre les centres des tubes dans la direction longitudinale, appelée pas longitudinal ( $S_L$ ), et la distance entre les centres des tubes le long d'une ligne diagonale, appelée pas diagonal ( $S_D$ ). Le pas diagonal est calculé en fonction des distances transversale ( $S_T$ ) et longitudinale ( $S_L$ ) comme suit :

$$S_D = (S_T^2 + S_L^2)^{0,5} \quad (\text{II-1})$$

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + (S_T/2)^2} \quad (\text{II-2})$$



**Figure II:1:** Modèles d'écoulement pour des faisceaux de tubes en ligne et en quinconce (Çengel, 2000)[58].

Lorsque le fluide entre dans le faisceau de tubes, la section de passage diminue de  $A_1 = S_T L$  à  $A_T = (S_T - D)L$  entre les tubes, et ainsi la vitesse d'écoulement augmente. Dans un arrangement en quinconce, la vitesse peut augmenter encore davantage dans la région diagonale si les rangées de tubes sont très proches les unes des autres. Dans les faisceaux de tubes, les caractéristiques de l'écoulement sont dominées par la vitesse maximale  $V_{max}$  qui se produit dans le faisceau de tubes plutôt que par la vitesse d'approche  $V$ . Par conséquent, le nombre de Reynolds est défini sur la base de la vitesse maximale comme :

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (II-3)$$

La vitesse maximale est déterminée à partir de l'exigence de conservation de la masse pour un écoulement incompressible permanent. Pour un arrangement en ligne, la vitesse maximale se produit dans la zone de section minimale entre les tubes, et la conservation de la masse peut être exprimée comme (voir Figure II 2)

## CHAPITRE II : CONVECTION FORCEE EXTERNE

---

$$\rho VA_1 = \rho V_{\max} A_T \quad (\text{II-4})$$

$$VS_T = V_{\max}(S_T - D). \quad (\text{II-5})$$

Alors la vitesse maximale devient :

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (\text{II-6})$$

Dans un arrangement décalé, le fluide qui s'approche à travers la surface  $A_1$  dans la Figure II.2b passe à travers la surface  $A_2$  puis à travers la surface  $A_3$  alors qu'il contourne le tube dans la rangée suivante. Si  $A_1 = A_2$ , la vitesse maximale se produit toujours au niveau de  $A_2$  entre les tubes et donc la relation  $V_{\max} = Q/A_2$  de l'Éq. (II.7) peut aussi être utilisée pour des faisceaux de tubes en quinconce.

$$\text{Mais si } A_1 > A_2, 2A_D < A_T \text{ ou } 2(S_D - D) < (S_T - D)$$

La vitesse maximale se produit au niveau des sections transversales diagonales, et la vitesse maximale dans ce cas devient En quinconce et  $S_D < (S_T + D)/2$  :

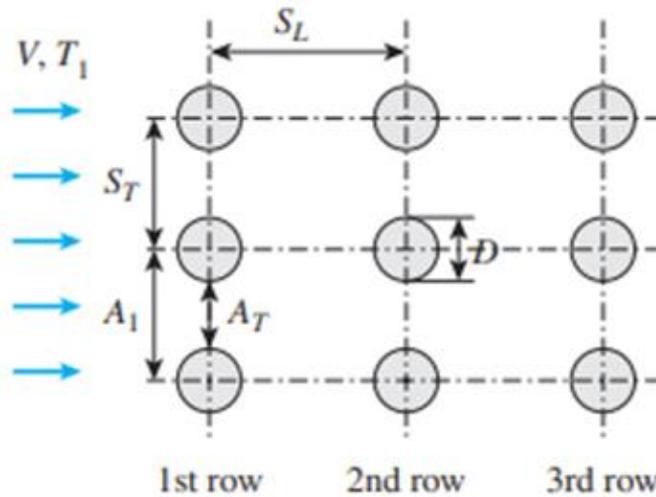
$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (\text{II-7})$$

Puisque  $\rho VA_1 = \rho V_{\max}(2A_D)$

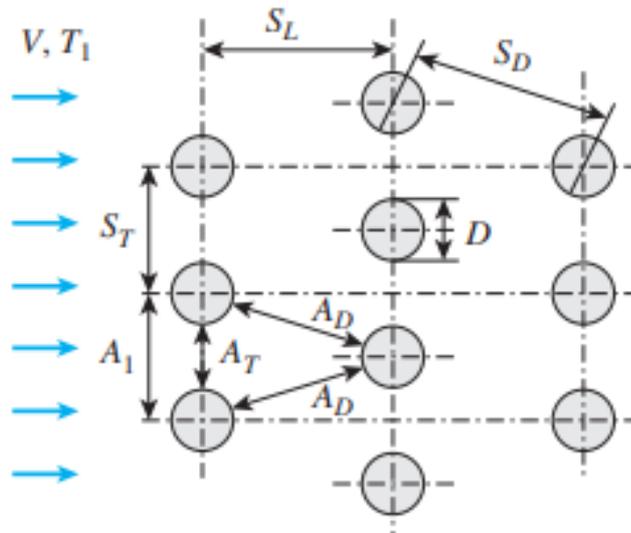
ou  $VS_T = 2V_{\max}(S_D - D) \quad (\text{II-8})$

L'écoulement à travers les faisceaux de tubes est principalement étudié expérimentalement en raison de sa complexité, qui rend difficile une approche purement analytique. Notre intérêt se porte particulièrement sur le coefficient moyen de transfert de chaleur pour l'ensemble du faisceau de tubes., qui dépend du nombre de rangées de tubes le long de l'écoulement ainsi que de l'agencement et de la taille des tubes. Plusieurs corrélations, toutes basées sur des données expérimentales, ont été proposées pour le nombre de Nusselt moyen pour l'écoulement transversal sur des faisceaux de tubes. Plus récemment, Zukauskas (1987) a proposé des corrélations dont la forme générale est :

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (\text{II-9})$$



(a) En ligne



(b) Quinconce

**Figure II:2:** Disposition des tubes dans les faisceaux de tubes alignés et en quinconce ( $A_1$ ,  $A_T$  | et  $A_D$  sont les surfaces de passage aux endroits indiqués, et  $L$  est la longueur des tubes) (Çengel, 2000)[58].

Où les valeurs des constantes  $C$ ,  $m$  et  $n$  dépendent du nombre de Reynolds. Par ailleurs, les corrélations sont données dans le Tableau II.1 pour des faisceaux de tubes avec plus de 16 rangées ( $N_L > 16$ ),  $0,7 < Pr < 500$  et  $0 < Re_D < 2 \times 10^6$ . L'incertitude sur les valeurs du nombre de Nusselt obtenues à partir de ces relations est de  $\pm 15$  pourcents. Notez que toutes les propriétés sauf  $Pr_s$  doivent être évaluées à la température moyenne arithmétique du fluide déterminée à partir de :

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (\text{II-10})$$

## CHAPITRE II : CONVECTION FORCEE EXTERNE

Où  $T_i$  et  $T_e$  sont les températures du fluide à l'entrée et à la sortie du faisceau de tubes, respectivement. Les relations du nombre de Nusselt moyen dans le Tableau II.2 sont pour des faisceaux de tubes avec plus de 16 rangées. Ces relations peuvent aussi être utilisées pour des faisceaux avec  $N_L < 16$  à condition qu'elles soient modifiées comme suit :

$$Nu_{D, N_L \times 16} = F Nu_D \quad (\text{II-11})$$

Où  $F$  est un facteur de correction dont les valeurs sont données dans le Tableau II.2. Pour  $Re_D > 1000$ , le facteur de correction est indépendant du nombre de Reynolds. Une fois que le nombre de Nusselt et donc le coefficient de transfert de chaleur moyen pour l'ensemble du faisceau de tubes sont connus, le taux de transfert de chaleur peut être déterminé à partir de :

**Tableau II.1 :** Corrélations pour le nombre de Nusselt pour un écoulement transversal sur des faisceaux de tubes pour  $N_L > 16$  et  $0,7 < Pr < 500$  (d'après Zukauskas, 1987) [60]

Arrangement	Plage de $Re_D$	Corrélation
En ligne	0 – 100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100 – 1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr^2/Pr_s)^{0.25}$
	1000 – $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ – $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr^2/Pr_s)^{0.25}$
Quinconce	0 – 500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr - Pr_s)^{0.25}$
	500-1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr^2/Pr_s)^{0.25}$
	1000 – $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ – $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr^2/Pr_s)^{0.25}$

Toutes les propriétés sauf  $Pr_s$  doivent être évaluées à la moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie du fluide ( $Pr_s$  doit être évaluée à  $T_s$ ).

## CHAPITRE II : CONVECTION FORCEE EXTERNE

**Tableau II.2** : Facteur de correction F à utiliser dans  $Nu_{D,N_L-11} = F Nu_D$  pour  $N_L > 16$  et  $Re_D > 1000$  (d'après Zukauskas, 1987) [67].

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
En ligne	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
En Quinconce	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

La loi de refroidissement de Newton en utilisant une différence de température  $\Delta T$  appropriée. La première pensée qui vient à l'esprit est d'utiliser

$\Delta T = T_s - T_{avg} = T_s - (T_i + T_e)/2$ . Mais cela va généralement surestimer le taux de transfert de chaleur. La température adéquate pour un écoulement interne (un écoulement sur des faisceaux de tubes est encore un écoulement interne à travers l'enveloppe) est la différence de température logarithmique moyenne  $\Delta T_{lm}$  définie comme :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)} \quad (\text{II-12})$$

Nous montrons aussi que la température de sortie du fluide  $T_e$  peut être déterminée à partir de :

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{\dot{m} c_p}\right) \quad (\text{II-13})$$

Où  $A_s = N\pi DL$  est la surface d'échange thermique et  $\dot{m} = \rho V (N_T S_T L)$  est le débit massique du fluide. Ici  $N$  est le nombre total de tubes dans le faisceau qui est le produit de  $N_T$  (nombre de tubes dans le plan transversal) et  $N_L$  (nombre de rangées dans la direction de l'écoulement),  $L$  est la longueur des tubes, et  $V$  est la vitesse du fluide juste avant d'entrer dans le faisceau de tubes. Alors, le taux de transfert de chaleur peut être déterminé à partir de :

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{lm} = \dot{m} c_p (T_e - T_i) \quad (\text{II-14})$$

La deuxième relation est généralement plus pratique à utiliser puisqu'elle ne nécessite pas le calcul de  $\Delta T_{lm}$ .

### II.2 Perte de charge

Une autre grandeur d'intérêt associée aux faisceaux de tubes est la chute de pression  $\Delta P$ , qui est la perte de charge irréversible entre l'entrée et la sortie du faisceau de tubes. Elle est une mesure de la résistance que les tubes opposent à l'écoulement, et elle est exprimée comme :

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{\max}^2}{2} \quad (\text{II-15})$$

Où  $f$  est le facteur de friction et  $\chi$  est le facteur de correction, tous deux tracés dans les **Figure II.**(a et b) en fonction du nombre de Reynolds basé sur la vitesse maximale  $V_{\max}$ . Le facteur de friction dans la Figure II. 3 est pour un faisceau de tubes alignés carré ( $S_T = S_L$ ), et le facteur de correction donné dans l'encart est utilisé pour tenir compte des effets de la déviation des arrangements rectangulaires alignés par rapport à l'arrangement carré. De même, le facteur de friction dans la Figure II. 3b est pour un faisceau de tubes en quinconce équilatéral ( $S_T = S_D$ ), et le facteur de correction tient compte des effets de la déviation par rapport à l'arrangement équilatéral. Notez que  $\chi = 1$  pour les arrangements carrés et triangles équilatéraux. De plus, la chute de pression se produit dans la direction de l'écoulement, et nous avons donc utilisé  $N_L$  (le nombre de rangées) dans la relation  $\Delta P$ .

La puissance nécessaire pour déplacer un fluide à travers un faisceau de tubes est proportionnelle à la chute de pression, et lorsque la chute de pression est disponible, la puissance de pompage nécessaire pour vaincre la résistance à l'écoulement peut être déterminée à partir de :

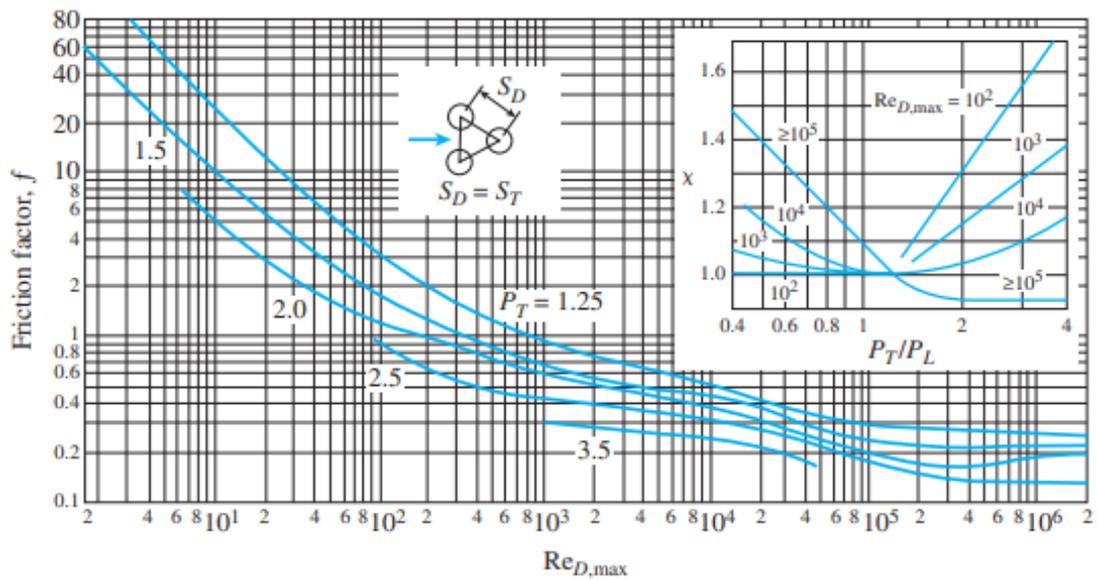
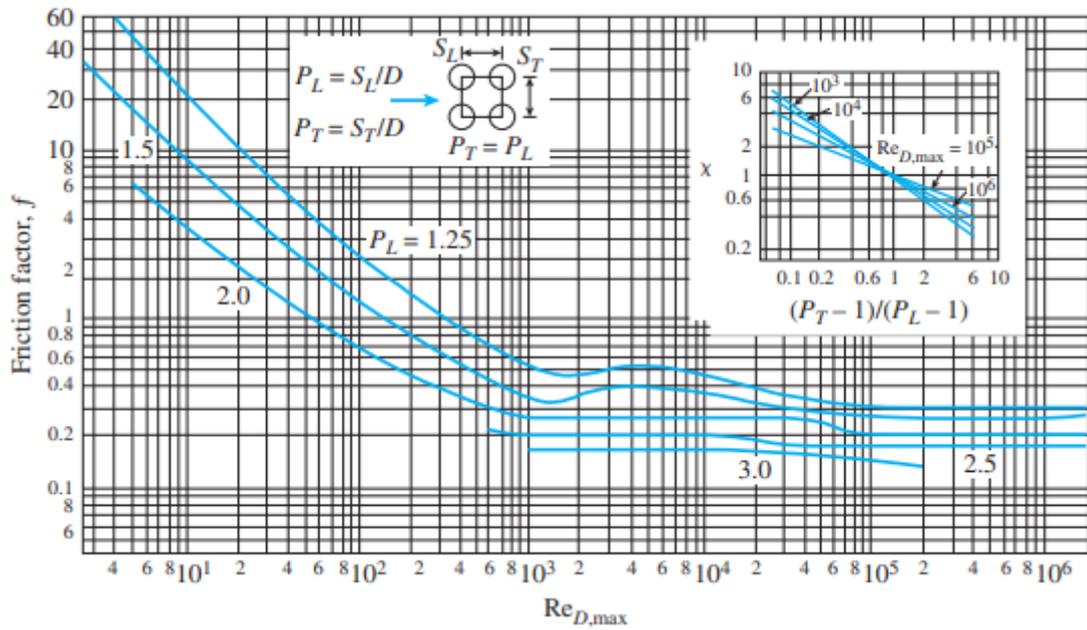
$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{V} \Delta P = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \quad (\text{II-16})$$

Où  $\dot{V}$  est le débit volumique et  $\dot{W}_{\text{pump}}$  est le débit massique du fluide à travers le faisceau de tubes. Notez que la puissance nécessaire pour maintenir l'écoulement d'un fluide à travers le faisceau de tubes (et donc le coût de fonctionnement) est proportionnelle à la chute de pression. Par conséquent, les avantages d'améliorer le transfert de chaleur dans un faisceau de tubes par réaménagement doivent être soupesés par rapport au coût des besoins énergétiques supplémentaires.

Dans cette section, nous avons limité notre examen aux faisceaux de tubes sans ailettes. Des faisceaux de tubes à ailettes sont également couramment utilisés dans la pratique, en particulier lorsque le fluide est un gaz, et des corrélations pour le transfert de chaleur et la perte

## CHAPITRE II : CONVECTION FORCEE EXTERNE

de charge peuvent être trouvées dans la littérature pour les faisceaux de tubes à ailettes en broches, à ailettes plates, à ailettes en bande, etc.



**Figure II:3:** Facteur de friction  $f$  et facteur de correction  $\chi$  pour des faisceaux de tubes. D'après Zukauskas (1985) [58]

### II.3 Définition des paramètres

Le flux thermique échangé à la paroi interne des conduits est déterminé de la manière suivante :

$$\varphi = \dot{m}c_p(T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (\text{II-17})$$

Le coefficient de transfert thermique par convection à la surface du tube peut être déterminé de la façon suivante :

$$h = \frac{\varphi}{(A_f + \eta A_f) \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (\text{II-18})$$

La température  $T_a$  est la température moyenne de l'air ambiant calculée à partir des régions d'entrée et de sortie du domaine de calcul., et  $T_b$  est la température de base du tube.

Les paramètres adimensionnels suivants ont été utilisés pour déterminer les détails hydrothermiques :

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (\text{II-19})$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho_a u_{\text{max}}^2} \frac{D_h}{L_f} \quad (\text{II-20})$$

Pour une sélection optimale de la forme des tubes, il est crucial de calculer le facteur  $j$  de Colburn et le facteur de friction  $f$  ; c'est pourquoi nous avons utilisé le critère d'évaluation de la performance, défini dans les références comme suit :

$$P_{ec} = \frac{j}{f} \quad (\text{II-21})$$

Dans l'optique d'étudier l'impact des motifs de tubes sur l'efficacité thermo-hydraulique du dispositif thermique à courant croisé, nous avons utilisé le critère de performance global qui est défini dans les références comme suit :

$$G_{pc} = \frac{\varphi}{\Delta PV} \quad (\text{II-22})$$

Où  $V$  est le débit volumique et  $V_t$  est le taux de transfert de chaleur total du côté d'eau.

**CHAPITRE III**  
**FORMULATION MATHÉMATIQUE ET**  
**MODELES DE TURBULENCE**

# CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

## III.1 Modélisation mathématique de la turbulence

### III.1.1 Introduction

La turbulence est un phénomène courant dans la plupart des processus naturels et industriels, contrairement aux écoulements laminaires qui surviennent dans des cas exceptionnels. Bien que la caractéristique diffusive de la turbulence puisse être avantageuse dans des contextes industriels réels, elle est souvent perçue comme un phénomène parasite à éviter. La turbulence est intrinsèquement déterministe, mais son évolution devient indéterminée en raison de l'ignorance des causes plutôt que de l'absence de cause. Acquérir une compréhension détaillée des conditions limites de l'écoulement turbulent à grande échelle est difficile, ce qui conduit à l'imprévisibilité caractéristique de la turbulence.

Bien que les écoulements turbulents soient caractérisés par des détails complexes, l'approche statistique et les méthodes de modélisation qui en résultent permettent une représentation complète des propriétés statistiques par le biais de moyennes et de corrélations. La simulation de la turbulence basée sur les équations de Navier-Stokes présente des défis en raison de la large gamme d'échelles de mouvement dans l'écoulement.

Englobant des tourbillons de tailles très diverses. Résoudre simultanément les échelles les plus petites et les plus grandes nécessite un maillage très fin, ce qui peut entraîner des temps d'intégration parfois irréalistes, surtout avec les supercalculateurs actuels.

Cette partie nécessite un bref rappel théorique de l'écoulement turbulent dans des conduites rectangulaires. L'accent est mis sur la mise en évidence des défis associés aux écoulements turbulents, suivie d'un examen de plusieurs méthodes de modélisation pour approximer la solution à ces problèmes. Les avantages et les limitations de chaque méthode seront également énumérés.

### III.1.2 Écoulement turbulent

Les écoulements turbulents sont régis par les équations de Navier-Stokes, tout comme les écoulements laminaires. Cependant, la caractéristique principale d'un écoulement turbulent réside dans les variations d'échelle réduite dans le temps, pour lesquelles il n'existe actuellement aucune solution mathématique connue. Puisque l'intérêt principal porte habituellement sur les valeurs moyennes de vitesse, de pression, etc., une méthode couramment utilisée pour éviter de résoudre directement les fluctuations turbulentes à petite échelle dans les calculs numériques est la méthode de Navier-Stokes moyennées selon Reynolds (RANS).

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

Les fluctuations temporelles à petite échelle nécessitent l'utilisation de méthodes spécifiques pour la résolution numérique des problèmes en mécanique des fluides. La méthode RANS, ou équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds, est l'une des approches de modélisation préférées. Dans cette méthode, les variables d'état instantanées sont décomposées en une composante moyenne et une composante fluctuante. Les équations résultantes comprennent de nouveaux termes qui reflètent la génération de fluctuations de vitesse et la convection du mouvement due aux fluctuations de vitesse, connues sous le nom de contraintes de Reynolds. La fermeture de ces équations est résolue en utilisant des "modèles de turbulence", qui sont souvent semi-empiriques.

Les caractéristiques d'un champ turbulent sont influencées par divers paramètres d'échelle, notamment la viscosité moléculaire du fluide, les gradients de vitesse moyenne et les dimensions globales du dispositif de génération de turbulence. La turbulence est un phénomène multi-échelle en raison de sa complexité inhérente.

Le flux turbulent se caractérise par son manque de régularité à la fois dans le temps et dans l'espace., ce qui représente un défi significatif lors de sa simulation. En raison de sa faible viscosité, ce système est extrêmement sensible même aux perturbations mineures, qui ont tendance à se magnifier. Par conséquent, prédire avec précision des résultats spécifiques devient une tâche difficile. L'analyse statistique est utilisée pour analyser ces écoulements, impliquant le calcul de valeurs moyennes. Des structures interactives de différentes tailles sont couramment observées, et leur disparité de taille tend à augmenter à mesure que le nombre de Reynolds augmente. La turbulence présente à la fois des caractéristiques dissipatives, qui amplifient le taux de dissipation d'énergie, et des caractéristiques diffusives, qui accélèrent le taux de mélange et de diffusion des espèces chimiques et de la température.

Il existe deux types distincts de turbulence : la turbulence faible et la turbulence forte. La turbulence faible est définie par un nombre limité de degrés de liberté et présente une progression temporelle chaotique. En revanche, la turbulence forte fait référence à des systèmes avec un nombre étendu de degrés de liberté, entraînant des écoulements spatio-temporels complexes difficiles à analyser et à simuler.

### III.2 Propriétés des écoulements turbulents

#### III.2.1 Phénomènes instationnaires et non linéaires

Les écoulements turbulents se caractérisent par une forte instabilité et des changements extrêmement irréguliers. Les équations de Navier-Stokes gouvernant ces écoulements de fluides

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

impliquent des composants non linéaires. Cette forte non-linéarité est associée à l'occurrence de mouvements à des échelles très différentes, entre lesquelles l'énergie est transférée.

La nature hautement non linéaire découle du transfert d'énergie des "grandes structures" (longues longueurs d'onde) vers les plus petites. Les grandes structures tirent leur énergie de l'écoulement moyen et leur taille est limitée par la géométrie (comme la section transversale d'un tuyau, les dimensions d'un obstacle). La limite inférieure est déterminée par les effets dissipatifs, notamment à l'échelle de Kolmogorov.

### III.2.2 Phénomènes dissipatifs

Les écoulements turbulents se caractérisent par des phénomènes dissipatifs importants. Ces phénomènes de dissipation d'énergie sont inhérents à la nature complexe et chaotique de la turbulence. Voici quelques aspects clés des phénomènes dissipatifs dans les écoulements turbulents

**Dissipation d'énergie** : La turbulence se traduit par une augmentation significative du taux de dissipation d'énergie dans le fluide. Les fluctuations continues aux différentes échelles spatiales entraînent une conversion fréquente de l'énergie cinétique en chaleur, contribuant ainsi à la dissipation globale.

**Échelles multiples** : Les écoulements turbulents présentent des échelles multiples, allant des grandes structures cohérentes aux petites échelles de Kolmogorov. Chacune de ces échelles contribue à la dissipation d'énergie d'une manière spécifique.

**Effets visqueux** : La viscosité du fluide joue un rôle essentiel dans les phénomènes dissipatifs. À l'échelle de Kolmogorov, les effets visqueux deviennent dominants, et la dissipation d'énergie se produit principalement à cette échelle.

**Accroissement du taux de mélange** : La turbulence favorise un mélange intense des différentes couches de fluides, augmentant ainsi le taux de mélange. Cet accroissement du mélange contribue également à la dissipation d'énergie.

**Effets diffusifs** : La turbulence accroît le taux de diffusion d'espèces chimiques et de la température. Cette diffusion accrue contribue également aux phénomènes dissipatifs.

### III.2.3 Phénomènes bidimensionnels et rotationnels

Alors que l'écoulement moyen est bidimensionnel, les variations induites par les turbulences sont nécessairement tridimensionnelles et le champ de vitesse est rotationnel.

# CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

## III.2.4 Propriétés diffusives

Cette propriété diffusive des écoulements turbulents trouve des applications significatives dans divers procédés industriels. Voici quelques exemples où cette capacité de mélange turbulent est particulièrement utile :

### III.2.4.1 Industrie chimique :

- Mélange de réactifs : La turbulence favorise un contact plus efficace entre les différentes substances, accélérant ainsi les réactions chimiques.
- Dispersion de particules : Elle aide à maintenir une suspension uniforme des solides dans les liquides.

### III.2.4.2 Traitement des eaux :

- Aération : La turbulence augmente la surface de contact entre l'eau et l'air, améliorant l'oxygénation.
- Floculation : Elle favorise la collision et l'agrégation des particules en suspension.

### III.2.4.3 Génie thermique :

- Échangeurs de chaleur : La turbulence améliore le transfert thermique entre les fluides.
- Refroidissement : Elle permet une dissipation plus rapide et uniforme de la chaleur.

### III.2.4.4 Aérodynamique et hydrodynamique :

- Mélange des gaz d'échappement : Dans les moteurs à combustion, la turbulence assure une meilleure combustion et une répartition homogène des émissions.
- Contrôle de la couche limite : En aéronautique, la turbulence peut être utilisée pour retarder le décollement de la couche limite.

### III.2.4.5 Industrie alimentaire :

- Homogénéisation : La turbulence aide à obtenir des mélanges uniformes dans la production de produits laitiers, sauces, etc.
- Pasteurisation : Elle assure une répartition uniforme de la chaleur dans le produit.

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

### III.2.4.6 Environnement :

- Dispersion des polluants : Dans l'atmosphère ou les cours d'eau, la turbulence aide à diluer les contaminants.
- Mélange des nutriments : Dans les océans et les lacs, elle favorise la circulation des nutriments essentiels à la vie aquatique.

### III.2.5 Propriétés imprédictibles :

En effet, bien que les équations de Navier-Stokes soient déterministes et décrivent le comportement des écoulements de fluides, certaines restrictions rendent difficile, voire impossible, la prédiction précise du comportement d'une solution sur une période de temps infinie.

Sensibilité face aux paramètres de départ : Les équations de Navier-Stokes présentent une sensibilité aux conditions initiales. De légères différences dans les paramètres de départ peuvent entraîner des résultats significativement différents au fil du temps. C'est ce qu'on appelle la sensibilité aux circonstances initiales, un phénomène caractéristique des systèmes dynamiques chaotiques.

Chaos déterministe : Les écoulements turbulents, décrits par les équations de Navier-Stokes, présentent des caractéristiques du chaos déterministe. Cela signifie que, bien que le système soit déterministe, il peut présenter un comportement à long terme compliqué et imprévisible en raison de sa sensibilité aux conditions initiales.

Problème de l'unicité des solutions : Mathématiquement, la preuve de l'unicité des solutions aux équations de Navier-Stokes avec des conditions initiales arbitraires pour tout instant reste un problème non résolu. Cela indique qu'il n'y a pas encore de démonstration mathématique établissant l'existence d'une solution unique aux équations de Navier-Stokes pour toutes les configurations initiales et tous les instants.

Ces limitations soulignent les défis inhérents à la compréhension et à la modélisation des écoulements turbulents, même avec des équations déterministes comme celles de Navier-Stokes. Les phénomènes chaotiques et la sensibilité aux conditions initiales rendent la prédiction à long terme imprévisible dans la pratique, malgré le déterminisme fondamental des équations.

## III.3 Equations moyennées

Après avoir connu le régime d'écoulement pour les calculs, qui est turbulent, il faut écrire à nouveau les équations précédentes et spécifier clairement le modèle de turbulence pour la fermeture

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

du problème étudié. Avec la considération d'un échangeur de chaleur de tube sous la gamme proposée des nombres de Reynolds, l'écoulement dans le faisceau des tubes a été assumé: bidimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent.

### III.3.1 Équation de continuité (incompressibilité) en 2D

L'équation de continuité traduisant le principe de conservation de masse est donné

par la relation suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{III-1})$$

### III.3.2 Équations de quantité de mouvement (Navier-Stokes) en 2D

Pour la composante  $x$  de la vitesse  $u$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + f_x \quad (\text{III-2})$$

Pour la composante  $y$  de la vitesse  $v$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + f_y \quad (\text{III-3})$$

Où :

- $u$  et  $v$  sont les composantes de la vitesse dans les directions  $x$  et  $y$  respectivement.
- $\rho$  est la densité du fluide (considérée constante pour un fluide incompressible).
- $p$  est la pression.
- $\nu$  est la viscosité cinématique du fluide.
- $f_x$  et  $f_y$  sont les composantes des forces volumiques externes dans les directions  $x$  et  $y$ .

### III.3.3 Equation d'énergie :

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (\text{III-4})$$

### III.3.4 Hypothèses simplificatrices :

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes

- L'écoulement est plan (2D).
- L'écoulement turbulent et dans un régime stationnaire (permanent).
- Fluide newtonien et l'air est considéré comme un fluide incompressible.

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

- Modèle de turbulence k omega sst.
- Transfert de chaleur par convection forcée.
- Si les effets de dissipation visqueuse sont négligeables (ce qui est souvent le cas pour les écoulements à faible vitesse ou à faible viscosité),

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III-5})$$

### III.4 Les modèles de turbulence

L'inclusion des tensions de Reynolds comme variables indéterminées dans les équations du mouvement présente un obstacle important à la clôture, ce qui donne lieu à un système d'équations caractérisé par un plus grand nombre d'inconnues que les équations elles-mêmes. Deux méthodes principales sont proposées pour résoudre ce problème : la technique de simulation aux grandes échelles (LES), qui consiste à simuler directement des tourbillons à haute énergie tout en faisant la moyenne des tourbillons plus petits, et la méthode des équations de Navier-Stokes moyennes. La contrainte de Reynolds (RANS) est calculée en faisant la moyenne des forces de Reynolds dérivées des équations de Navier-Stokes, qui incluent tous les tourbillons.

Dans le cadre de la modélisation RANS, deux approches sont proposées pour résoudre le système d'équations de Reynolds : les modèles algébriques ou à équation nulle, qui n'incluent pas de nouvelles équations de transport, et les modèles multi-équations, qui intègrent des variables de corrélation nécessitant une modélisation plus approfondie. FLUENT propose une gamme de modèles de turbulence, notamment le modèle à une équation connu sous le nom de modèle de Spalart-Allmaras, et les modèles à deux équations tels que le modèle k- $\epsilon$  standard, k- $\epsilon$  RNG, k- $\epsilon$  Réalisable, k- et k-. Les modèles  $\beta$  SST et le modèle à cinq équations appelé modèle de contrainte de Reynolds (RSM).

Malgré leur complexité de calcul réduite, les fermetures à une équation présentent des inconvénients tels que l'empirisme dans la prescription de l'échelle de longueur et la difficulté d'extension au cas tridimensionnel. Les fermetures d'ordre supérieur, bien que plus complexes, sont également plus spéculatives. Les modèles de turbulence les plus populaires actuellement sont les modèles à deux équations, tels que les modèles k- $\epsilon$  et k- $\omega$ , qui offrent un équilibre entre complexité et exactitude dans les calculs d'écoulement et de transfert thermique.

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

### III.4.1 Modèle k - ε

#### III.4.1.1 Modèle standard k - ε

Utilisant une paire d'équations semi-empiriques, le modèle k standard évalue la viscosité des tourbillons turbulents. Deux équations aux dérivées partielles sont résolues afin de déterminer l'énergie cinétique turbulente k et le taux de dissipation ε [59]. Ce modèle est basé sur notre meilleure compréhension des processus pertinents, minimisant ainsi les inconnues et présentant un ensemble d'équations applicables à un grand nombre d'applications turbulentes (Launder & Spalding, 1974).

L'hypothèse de Boussinesq, proposée par Joseph Boussinesq en 1877, permet d'écrire le tenseur des contraintes visqueuses. En créant un écoulement turbulent, le tenseur des contraintes dans le cas d'un fluide newtonien exerce son influence  $\mu_t$  [60]. Cette approche est couramment utilisée pour modéliser les écoulements turbulents dans les simulations numériques et les études de mécanique des fluides.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (\text{III-6})$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{III-7})$$

$S_{ij}$  Exposer le tenseur de déformation.

La viscosité turbulente est donnée par :  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$  (III-8)

D'après l'équation (III 6), les constantes de Reynolds augmentent en fonction du taux de dissipation divisé par l'énergie turbulente.

En général, la viscosité moléculaire  $\mu$  et la viscosité turbulente  $\mu_t$  sont combinées en une viscosité effective selon la relation :

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (\text{III-9})$$

L'énergie cinétique turbulente  $k$  est définie par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (\text{III-10})$$

Son taux de dissipation  $\varepsilon$  est donné par :

$$\varepsilon = \vartheta \left( \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \right) \quad (\text{III-11})$$

Le tableau III.3 rassemble les coefficients utilisés dans le modèle.

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

**Tableau III.1** : Coefficients du modèle k-ε.

$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
0,09	1.44	1,92	1,0	1,3

Il est crucial de spécifier que le modèle s'applique aux écoulements présentant un nombre de Reynolds élevé.

### III.4.1.2 Modèle RNG k – ε

Le modèle RNG k-ε (Renormalisation Group) est une variante du modèle standard k-ε largement utilisé en dynamique des fluides numérique (CFD) pour simuler les caractéristiques des écoulements turbulents. Voici quelques points clés à propos de ce modèle :

**Fondement** : Le modèle RNG k-ε a été développé en utilisant les méthodes de groupe de renormalisation (RNG) par Yakhot et al [59]. Le but du modèle RNG k-ε est de renormaliser les équations de Navier-Stokes pour tenir compte des effets des échelles de mouvement plus petites. Contrairement au modèle k-ε usuel, qui détermine la viscosité turbulente sur la base d'une seule échelle de turbulence, le modèle RNG tente de prendre en compte toutes les échelles de mouvement en modifiant le terme de production [62]

**Équations de transport** : le modèle RNG k-ε est basé sur deux équations de transport pour les variables k (énergie cinétique turbulente) et ε (taux de dissipation d'énergie turbulente). Ce sont des équations aux dérivées partielles (EDP) qui décrivent la turbulence. (Launder & Spalding, 1974).

**Constantes** : Les valeurs des constantes dans le modèle RNG (à l'exception de  $C_{\varepsilon 2}$ ) sont dérivées explicitement dans la procédure RNG. Voici quelques-unes de ces constantes, avec les valeurs couramment utilisées dans le modèle k-ε standard entre parenthèses :

**Tableau III.2** : Valeurs des constantes du modèle k[59]

$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\eta_0$	$\beta$
0,0845	1.42	1,68	4,38	0,012

Bien que la technique de dérivation des équations RNG ait été révolutionnaire à l'époque, son utilisation est restée relativement discrète. Certains chercheurs affirment qu'elle offre une meilleure

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

précision dans les écoulements rotatifs, tandis que d'autres résultats sont mitigés. Par exemple, le modèle RNG a montré de bons résultats pour la modélisation des cavités rotatives, mais pas d'améliorations significatives par rapport au modèle standard pour la prédiction de l'évolution des vortex [59]

$$\rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_p (\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad (\text{III-12})$$

$$\rho u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_p (\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (\text{III-13})$$

L'inverse du nombre de Prandtl  $\alpha$  pour le transport turbulent est calculé en utilisant l'équation suivante :

$$\left| \frac{\alpha_p - 1,3929}{-0,3929} \right|^{0,6321} + \left| \frac{\alpha_p + 2,3929}{3,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu}{\mu_t} \quad (\text{III-14})$$

Le taux du terme de contrainte  $R$  est donné par :

$$R = \frac{C_{\mu} \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{III-15})$$

$\eta$  est donné par  $\eta = S k / \varepsilon$ ,  $S^2 = 2 S_{ij} S_{ij}$  est le module du taux de tenseur de déformation exprimé par l'équation (III 15).

Contrairement au modèle  $k-\varepsilon$  habituel, le modèle RNG est spécifiquement applicable aux écoulements pleinement turbulents. Le modèle RNG incorpore la taille des échelles turbulentes pour déterminer comment l'énergie est répartie entre le transport et la dissipation. La modélisation des petites échelles turbulentes, qui dissipent entièrement leur énergie, est entreprise, tandis que l'étude des grandes échelles est menée de manière approfondie.

### III.4.1.3 Modèle Réalisable $k - \varepsilon$

Le modèle  $k-\varepsilon$  réalisable est une extension non linéaire du modèle  $k-\varepsilon$  standard, conçu pour surmonter certaines limitations de ce dernier. Voici quelques points importants à propos de ce modèle

**Origine** : Le modèle  $k-\varepsilon$  réalisable a été proposé par Shih et al, 1995. Son objectif était d'améliorer la capacité du modèle  $k-\varepsilon$  standard à représenter l'anisotropie des contraintes de Reynolds dans les écoulements turbulents.

**Équations de base** : Le modèle  $k-\varepsilon$  réalisable conserve les deux équations de base du modèle  $k-\varepsilon$  standard :

L'équation de  $k$  (énergie cinétique turbulente) : Elle décrit l'évolution de l'énergie cinétique turbulente dans le domaine d'écoulement.

# CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

L'équation de  $\varepsilon$  (taux de dissipation de l'énergie turbulente) : Elle modélise la dissipation de l'énergie turbulente.

**Extensions non-linéaires** Le modèle k- $\varepsilon$  réalisable étend ces équations en ajoutant des termes supplémentaires pour représenter les effets non linéaires. Contrairement au modèle de contraintes de Reynolds (RSM) qui nécessite sept équations supplémentaires, le modèle k- $\varepsilon$  réalisable reste plus simple tout en améliorant la précision. Il prend en compte les phénomènes de ralentissement de la turbulence, démontrant que la turbulence ne s'ajuste pas instantanément lors de son déplacement dans le domaine d'écoulement. Cette dépendance partielle des contraintes de Reynolds au taux de déformation moyen est cruciale pour une modélisation plus précise.

**Applications** : Le modèle k- $\varepsilon$  réalisable est souvent utilisé dans les simulations CFD (Computational Fluid Dynamics) pour prédire les caractéristiques des écoulements turbulents. Il offre un bon compromis entre précision et complexité, ce qui le rend adapté à de nombreuses applications industrielles et scientifiques.

Le tableau ci-dessous récapitule les coefficients du modèle :

**Tableau III.3** : Valeurs des constantes du modèle k- $\varepsilon$  réalisable

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
1,44	1,9	1	1,2

## III.4.2 Modèle k - $\omega$

### III.4.2.1 Modèle Standard k - $\omega$

Le modèle k- $\omega$  standard est un modèle de turbulence largement utilisé en dynamique des fluides numérique (CFD) pour simuler les écoulements turbulents. Voici quelques points clés concernant ce modèle :

#### Variables du modèle

k: L'énergie cinétique turbulente, qui représente l'intensité des fluctuations de vitesse dans le fluide.

$\omega$  (oméga) : Le taux de dissipation spécifique, qui mesure la vitesse à laquelle l'énergie turbulente est dissipée en chaleur.

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

---

### Équations de transport

L'équation de transport pour  $k$  décrit comment l'énergie cinétique turbulente varie dans tout l'écoulement. Elle considère la création, la dissipation et le transport de  $k$ .

L'équation de transport pour  $\omega$  modélise la dissipation de l'énergie turbulente. Elle est basée sur le rapport  $k/\varepsilon$  et comprend des termes pour la création et la dissipation de  $\omega$ .

### Formulation de Wilcox

Le modèle  $k-\omega$  standard est dérivé en suivant la formulation de Wilcox (1998)[64]. Cette formulation spécifie les équations de transport pour  $k$  et  $\omega$ , ainsi que les coefficients nécessaires pour résoudre ces équations.

Contrairement au modèle  $k-\varepsilon$ , qui utilise une seule équation pour la viscosité turbulente, le modèle  $k-\omega$  sépare explicitement les équations pour  $k$  et  $\omega$ , ce qui permet de mieux prendre en compte les effets de la turbulence.

### Applications

Le modèle  $k-\omega$  standard est couramment utilisé dans les simulations CFD pour prédire les caractéristiques des écoulements turbulents, tels que les profils de vitesse, les tourbillons et les zones de recirculation.

Il offre un bon compromis entre précision et complexité, ce qui le rend adapté à de nombreuses applications industrielles et scientifiques.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - Y_k \quad (\text{III-16})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + P_\omega - Y_\omega \quad (\text{III-17})$$

Après de nombreuses années d'améliorations, ce modèle s'est avéré être plus précis dans la simulation des écoulements à cisaillement libre et des écoulements en couche limite. Il considère également les effets associés aux faibles nombres de Reynolds, à la compressibilité, ainsi qu'aux jets de différentes configurations (plans, radiaux, etc.). De par ces caractéristiques, il est particulièrement adapté à la modélisation des écoulements internes. [65][66]

## CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

### III.4.2.2 Modèle SST k- $\omega$ (Menter 1994)

Le modèle k- $\omega$  SST (Shear Stress Transport), proposé par Menter en 1994, est largement utilisé en mécanique des fluides numérique pour la simulation des écoulements turbulents. Il combine les avantages des modèles k- $\omega$  et k- $\epsilon$ , offrant une meilleure prédiction des écoulements complexes. Le modèle est basé sur la résolution de l'énergie cinétique turbulente, k, et de la fréquence de dissipation,  $\omega$ . Le modèle k- $\omega$  SST est réputé pour sa capacité à simuler avec précision les couches limites, les écoulements séparés et autres phénomènes turbulents compliqués. [67]

La définition de la viscosité turbulente est ajustée pour incorporer le transport des contraintes de cisaillement turbulentes, résultant en une forme plus simple.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega \max\left[\frac{1}{\alpha^*}, f(\Omega, k, \omega, y)\right]} \quad (\text{III-18})$$

$f(\Omega, k, \omega, y)$  est une fonction dépendante du taux de rotation ( $\Omega$ ), des variables de turbulence k,  $\omega$ , et de la distance normale à la paroi (y).

$$f(\Omega, k, \omega, y) = \beta^* \frac{\Omega y}{\sqrt{k}} \quad (\text{III-19})$$

Où :

$f(\Omega, k, \omega, y)$  est une fonction dépendante de  $\Omega, k, \omega$  et y

$\Omega$  est le taux de rotation

k et  $\omega$  sont les variables de turbulence

y est la distance normale à la paroi

Les améliorations apportées à ce modèle renforcent sa fiabilité par rapport aux modèles k- $\omega$  standard et à la famille de modèles k- $\epsilon$ , notamment pour une gamme plus large d'écoulements impliquant des gradients de pression adverses, des surfaces portantes, des ondes de choc et des phénomènes similaires.

Les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds (RANS) constituent la base de nombreux modèles de turbulence en mécanique des fluides numérique. Cette approche englobe divers niveaux de complexité, allant des modèles à une équation comme Spalart-Allmaras aux modèles à deux équations tels que k- $\epsilon$  standard, RNG k- $\epsilon$ , k- $\epsilon$  réalisable, k- $\omega$  standard et SST k- $\omega$ . Des modèles plus sophistiqués incluent le modèle de contrainte de Reynolds (RSM) et les modèles

# CHAPITRE III : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLES DE TURBULENCE

de viscosité turbulente (EVM). Au-delà des RANS, on trouve des méthodes de simulation plus avancées comme la simulation des grandes échelles (LES), la simulation des tourbillons détachés (DES), et enfin la simulation numérique directe (DNS). Cette hiérarchie de modèles offre un compromis entre précision et coût de calcul, permettant aux chercheurs et ingénieurs de choisir l'approche la plus appropriée selon leurs besoins spécifiques en modélisation de la turbulence.

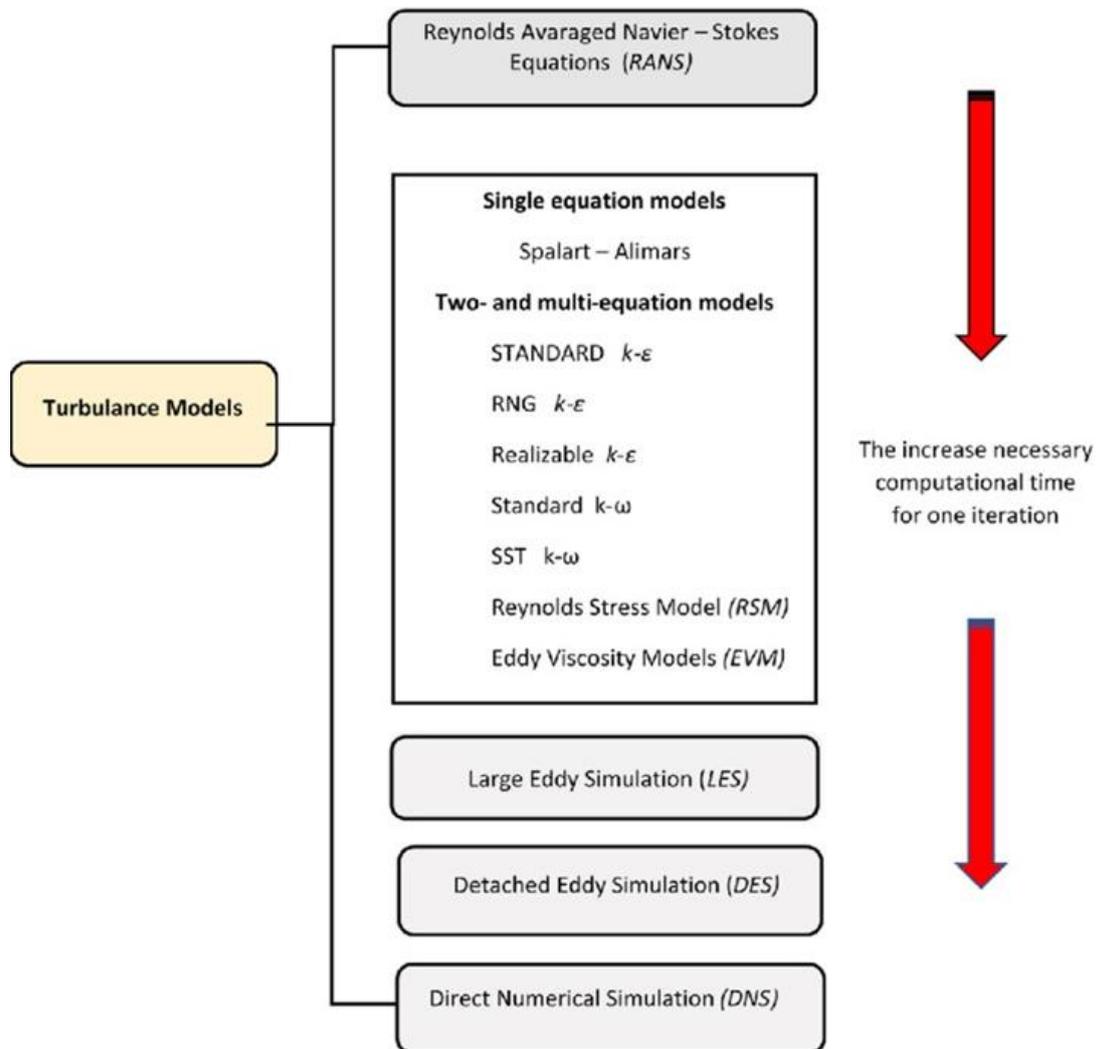


Figure III:1:Classification des modèles de turbulence [68]

**CHAPITRE IV**  
**RESULTATS ET DISCUSSION**

### IV.1 Introduction

Le croisement de flux à travers une série d'obstacles a reçu une attention considérable et a été étudié de manière approfondie à la fois expérimentalement et numériquement en raison de sa présence et de son importance dans de nombreux domaines. Dans de tels types de flux, plusieurs phénomènes complexes sont présentés. Dans ce chapitre, le débit à travers deux différentes géométries de tubes a été effectué en utilisant la méthode de simulation du modèle K-oméga sst. Les résultats obtenus ont été comparés avec les données expérimentales obtenues par Balabani. Des résultats temporaires moyens et normalisés des composants de la vitesse en direction du courant, des champs vectoriels de vitesse, des contours de vorticité et des quantités turbulentes ont été obtenus et comparés pour les deux arrangements

### IV.2 Description du problème

La Figure IV-1 illustre le domaine de calcul comprenant des obstacles décalés (cylindres) dans un canal carré. L'agencement comprend six rangées de cylindres décalées, où les cylindres circulaires ont un diamètre de 10 mm. Les rapports de pas transverse et longitudinal au diamètre sont respectivement de 3,6 et 4,2, avec un rapport longueur-diamètre de 7,2 pour chaque tige. Chaque rangée comprend 1 ou 2 cylindres complets. Les conditions expérimentales de Balabani et Yianneskis [34] sont appliquées ici pour la validation.

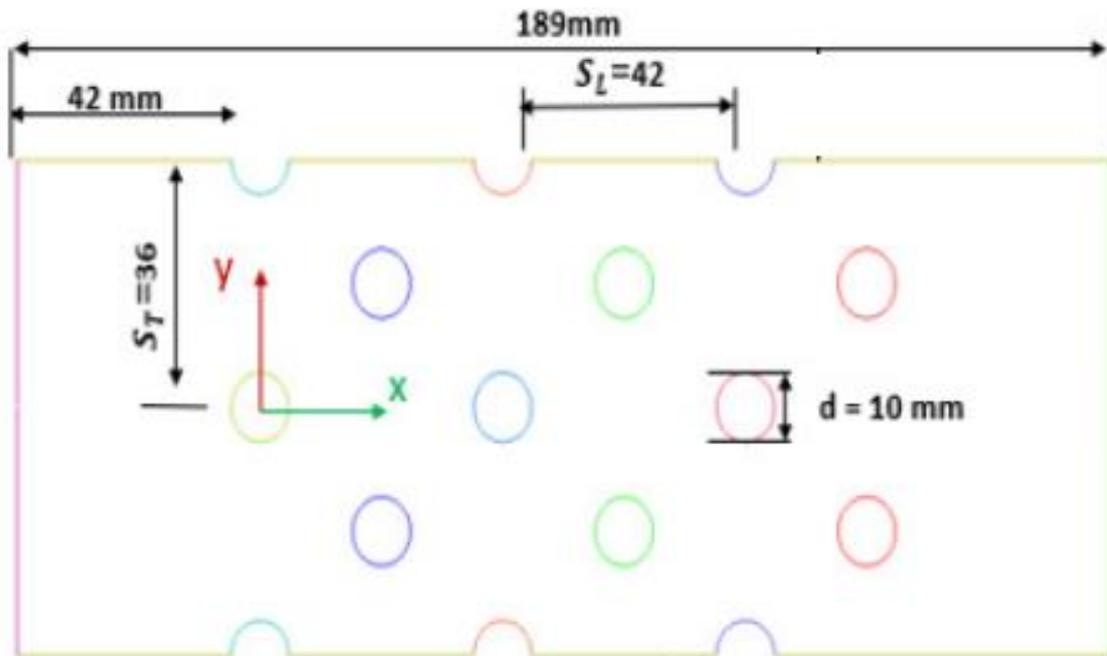


Figure IV:1: Géométrie du problème étudié.

### IV.3 Model géométrique et conditions aux limites.

Dans la présente simulation CFD, nous avons utilisé le logiciel Ansys avec le modèle de turbulence RNG K-oméga, qui repose sur l'approche des volumes finis pour la simulation numérique. La géométrie a été construite à l'aide de SpaceClaim, puis importée dans ICEM pour générer un maillage avec les conditions aux limites appropriées. Un mur à température constante de 323 K a été inclus. Une initialisation hybride a été effectuée, suivie d'un calcul utilisant une solution stationnaire basée sur le couplage pression-vitesse.

L'actuelle étude présente les résultats numériques d'un écoulement turbulent sur un cylindre avec un nombre de dents de 12 réparties uniformément autour du cylindre avec des amplitudes de 0, 0.1, 0.2 et 0.4, immergé dans un fluide newtonien bidimensionnel non confiné sur les régimes de symétrie.

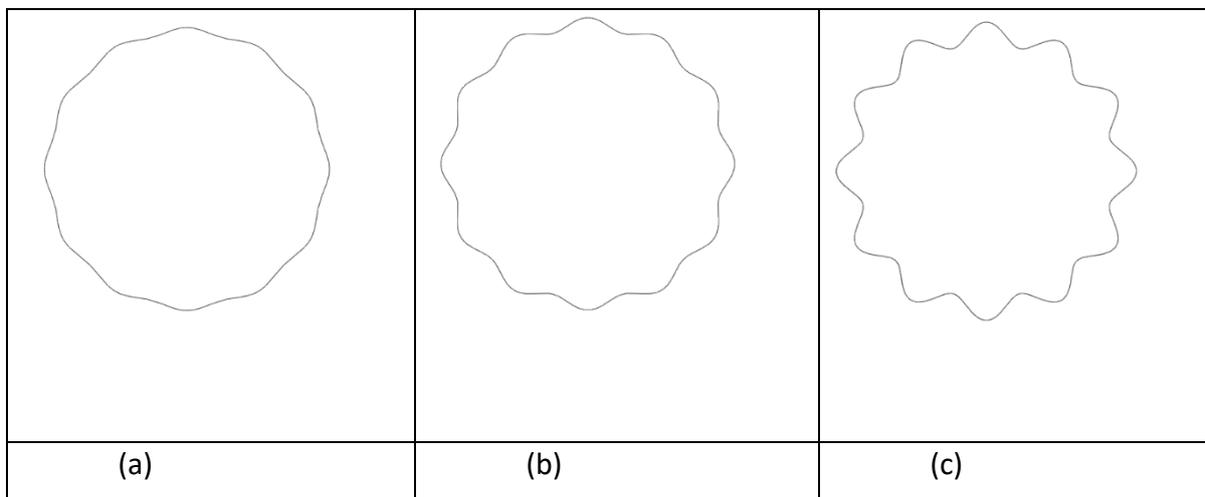
Pour la composante x :

$$X = ([r] + [a] \times \cos([b] \times [t])) \times \cos([t]) \quad (\text{IV-1})$$

Pour la composante y :

$$Y = ([r] + [a] \times \cos([b] \times [t])) \times \sin([t]) \quad (\text{IV-2})$$

Ici, x et y représentent les fonctions de forme du cylindre à paroi ondulée. Les parois sont dites être maintenues à des températures  $T_0$  constantes



**Figure IV:2:** Croquis du domaine de calcul avec les conditions limites incluant la définition des paramètres géométriques et du système de coordonnées utilisé, (a) Tube ondulé\_0,1 ; (b) Tube ondulé\_0,2 ; (c) Tube ondulé\_0,4

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

Dans cette simulation, la méthode du volume fini est utilisée avec des conditions aux limites appropriées, en utilisant le code CFD ANSYS FLUENT. Le couplage pression-vitesse entre les équations de mouvement et de continuité est géré par l'algorithme bien établi couplé. Un critère de convergence de  $[10^{-9}]$  a été établi pour les équations de Navier-Stokes

**Tableau IV.1** : Paramètres de simulation et conditions aux limites (CAL).

Paramètre	Valeur
Analyse	2D, stationnaire
Méthode pression-vitesse	Couplée
Convergence	$1 \times 10^{-9}$
Propriétés du fluide	$\mu = 1.003 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}; \rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$ at $T = 20^\circ \text{C}$
Température de paroi	$T_w = 50^\circ \text{C}$
Diamètre du cylindre	10mm
Résolution de la grille	157,765 Éléments
Outil	Ansys Fluent
La vitesse d'entrée	$U_0 = 1.2919 \text{ m/s}$
La vitesse de sortie	Atmosphérique
La vitesse près de Parois	$\vec{U} = 0$

### IV.4 Mise en œuvre du maillage

Le tableau IV.2 présenté le maillage utilisé dans notre étude de convergence des mailles pour une simulation CFD du débit à travers un ensemble de tubes. Pour une simulation cfd pour un écoulement à travers un ensemble de tube en utilisant le model K-oméga, choisie pour ses critères de nombre de Reynolds rigoureux et la nécessité d'un filetage précis. Pour s'attaquer à l'impact potentiel de la cohérence de la grille et de la taille de la cellule sur la solution, quatre tailles de grille distinctes ont été employées : Grille A (grosse), Grille B (medium), grille C (fin) et grille D (very fine). Chaque grille adhère à une construction quadrilatérale. Dans le contexte du modèle k-omega SST, Grid A est considéré comme un peu grossier, tandis que Grid D offre un niveau de résolution élevé avec une

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

granularité fine. Il est essentiel de noter que l'objectif principal de cette étude n'est pas seulement de déterminer le détail de la résolution, mais d'évaluer la capacité du modèle à gérer les conditions de débit à travers différentes densités de filet, même à des résolutions plus faibles. Le tableau détaille en outre les paramètres tels que le nombre de cellules, la qualité d'orthogonalité, le nombre Nusselt, la valeur  $y^+$  et la distance moyenne de la cellule à la paroi, fournissant un aperçu complet des résultats de convergence de la grille, comme indiqué dans le Tableau IV-2.

**Tableau IV.2 :** Tests d'indépendance de la grille.

Type de maillage	Cellules	Orthogonalité	Nusselt No.	$y^+$	Distance ( $\mu\text{m}$ )
A. Grossier	46,035	0.990	230.139	5.955	5.481
B. Moyen	56,136	0.958	209.018	2.623	4.349
C. Fin	100,215	0.964	205.524	0.403	3.474
D. Très fin	157,765	0.965	202.8376	0.401	3.474

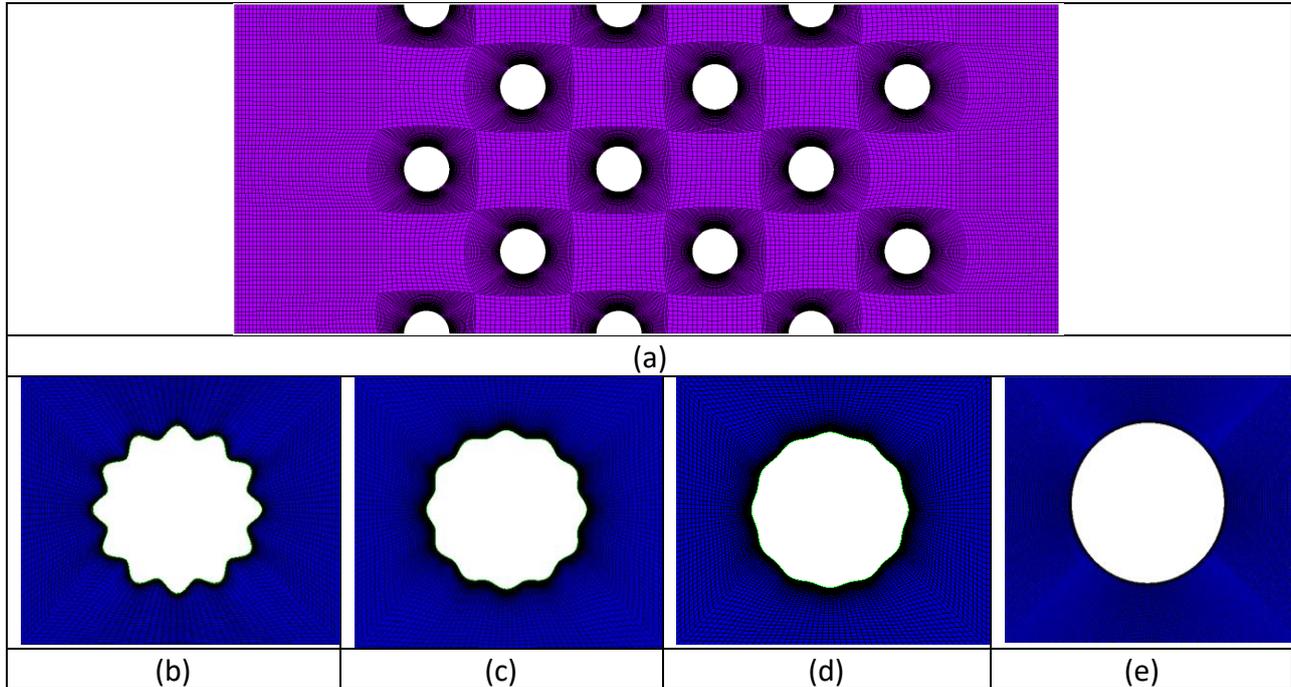
Figures IV-3 (b), (c), (d) et (e) illustrent respectivement les grilles autour des tubes circulaires et ondulés. Ces figures mettent en évidence l'importance de la résolution de la grille pour modéliser correctement les phénomènes de l'écoulement autour des tubes.

Au voisinage du cylindre, des maillages très fins sont indispensables pour bien résoudre la physique de l'écoulement dans les régions proches des parois, où se produisent la séparation des couches limites et les processus de décollement. Une grille fine permet de capturer les gradients de vitesse et de température avec précision, ce qui est crucial pour modéliser les mécanismes de transfert de chaleur et de masse.

Il est important de noter que seul un nombre réduit de points de grille est affiché dans les figures pour des raisons de lisibilité. En réalité, un maillage plus dense est utilisé dans les simulations pour assurer une résolution suffisante des détails près de la surface des tubes. Les maillages de haute résolution sont essentiels pour capturer les phénomènes complexes tels que les vortex et les zones de recirculation qui se forment autour des tubes.

Ces détails permettent d'obtenir des résultats de simulation précis, nécessaires pour analyser correctement le comportement de l'écoulement et le transfert de chaleur dans les différentes configurations de tubes étudiées. La précision du maillage influence directement la fiabilité des résultats obtenus par la dynamique des fluides computationnelle (CFD), rendant ainsi les simulations plus représentatives des conditions réelles.

En somme, les figures démontrent la nécessité d'un maillage fin autour des tubes pour une modélisation précise des écoulements et des transferts thermiques, élément clé pour optimiser les performances des systèmes étudiés.



**Figure IV:3:** La structure d'une topologie de maillage : (a) une grille de calcul représentant un faisceau de tubes circulaires, (b) une vue rapprochée de la grille se concentrant sur le tube ondulé\_0.4, (c) une vue rapprochée de la grille mettant l'accent sur le tube ondulé\_0.2, et (d) une vue rapprochée de la grille mettant en évidence le tube ondulé\_0.1.(e) une vue rapprochée de la grille mettant en évidence le tube lisse.

### IV.5 Validation

Les vitesses moyennes et non dimensionnées dans les directions fluviale et spatiale sont comparées avec les mesures effectuées à huit endroits spécifiques indiqués aux figures. Ces emplacements sont  $x/D = 4.2, 4.6, 5.05, 5.45, 5.9, 6.3, 7.15, 7.55$  et 8. Les vitesses sont standardisées en les divisant par la vitesse d'entrée, tandis que les coordonnées spatiales sont normalisées par le diamètre du cylindre,  $D$ . Nous avons comparé nos prédictions sur les résultats expérimentales de Balabani et Yianneskis [34].

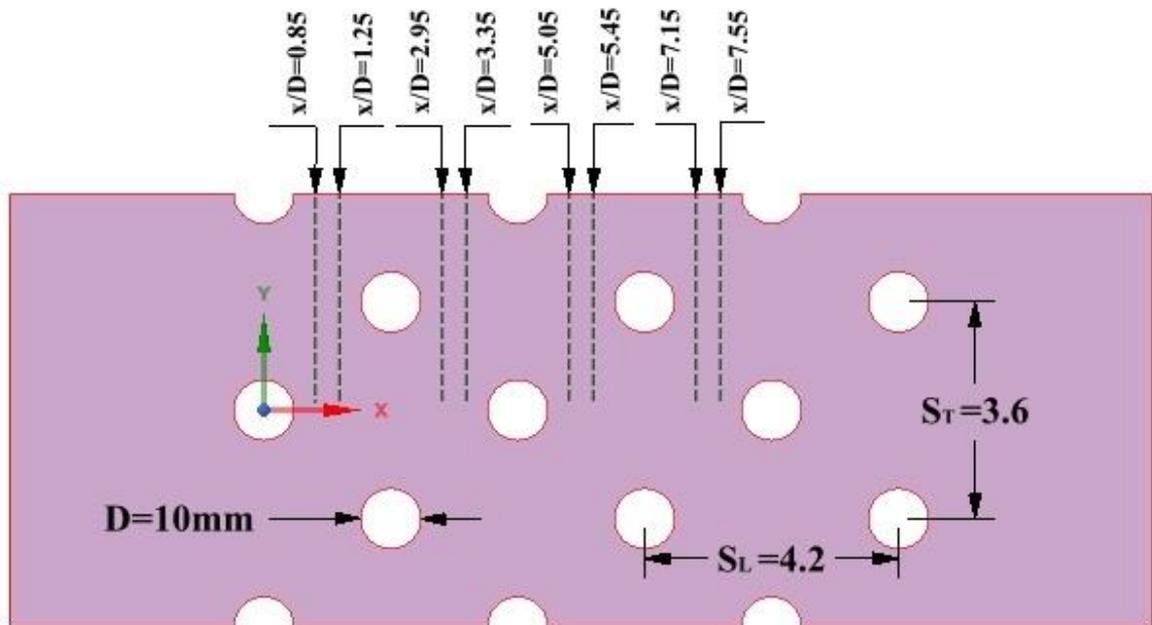
La figure IV-5 démontre clairement que le modèle SST prévoit avec précision la vitesse vers le courant à n'importe quel site donné. À certains endroits, il est évident que la vitesse devient occasionnellement négative, ce qui indique la présence d'un débit inverse. Ce phénomène de débit

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

inverse peut être crucial dans certaines applications, car il peut influencer la distribution de la chaleur et la performance globale du système.

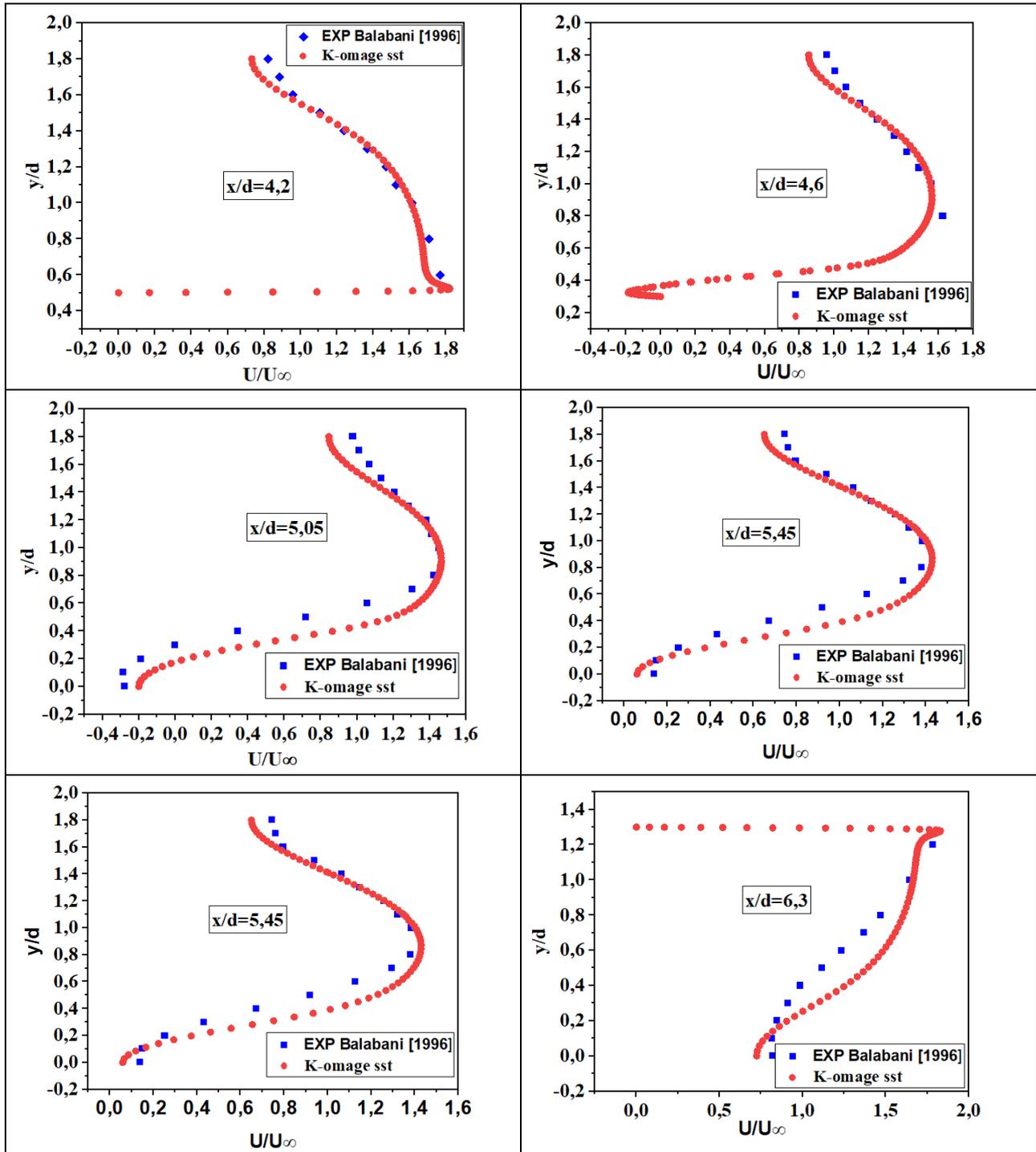
Il est évident que les deux modèles présentent des différences substantielles à partir de la troisième station. Le modèle SST surestime considérablement la vitesse de la cinquième et de la sixième rangées ( $x/D = 5,05$  et  $5,45$ ). Cette surestimation peut entraîner des prédictions erronées des performances thermiques et hydrauliques du système, ce qui peut être problématique dans des applications pratiques où la précision est essentielle.

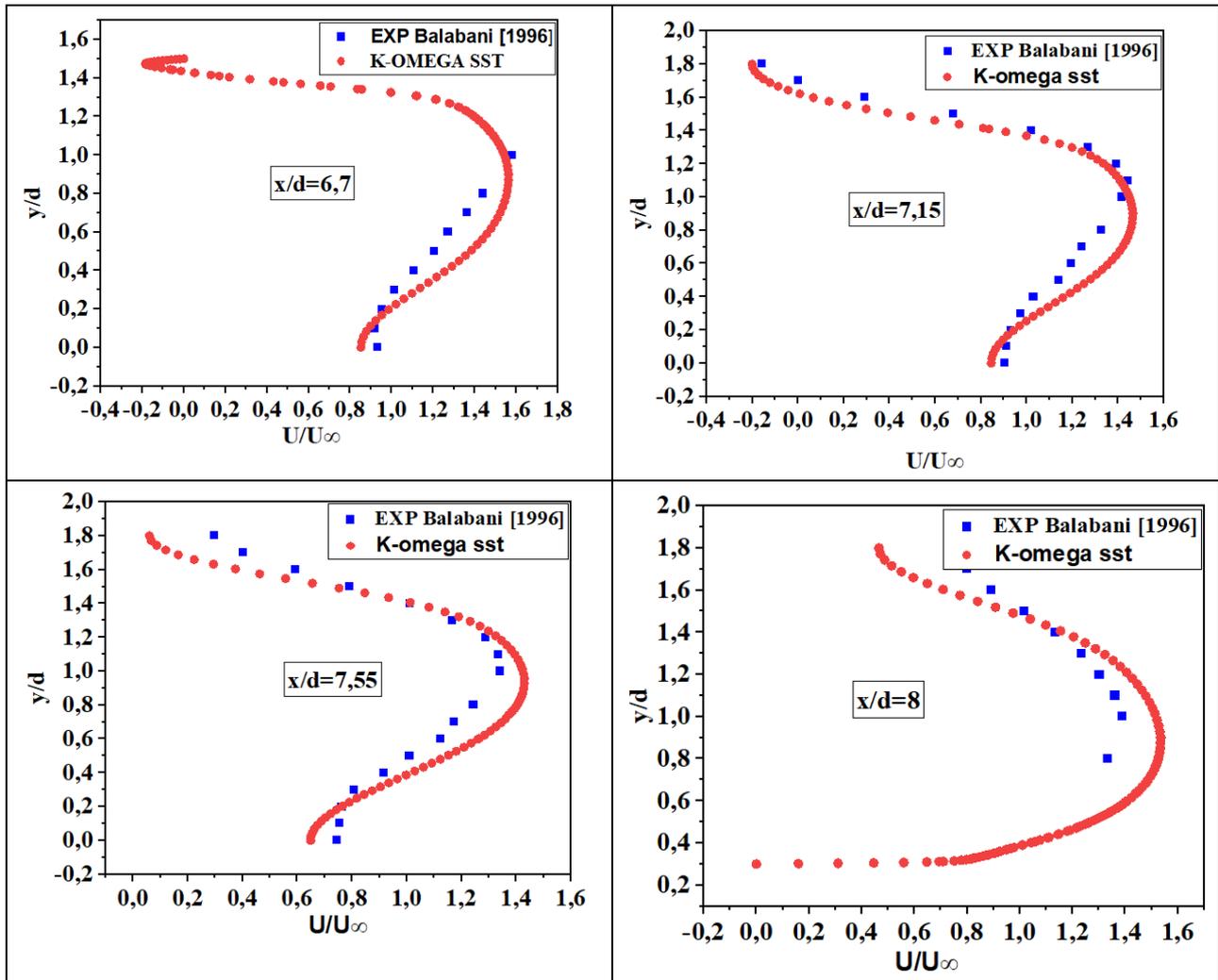
Cependant, pour les deux dernières stations ( $x/D = 7.15$  et  $7.55$ ), le modèle K-oméga SST donne des résultats plus précis que le modèle SST. Plus précisément, le modèle K-oméga SST s'aligne mieux avec les données fournies par Balabani et Yianneskis, alors que le modèle SST a tendance à surestimer la vitesse lorsque  $y/D > 1$ . Cette différence de précision entre les modèles peut être attribuée à la manière dont chaque modèle traite les turbulences et les interactions fluide-structure à différentes échelles.



**Figure IV:4:** Esquisse du domaine de calcul comprenant les conditions limites (non à l'échelle).

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION





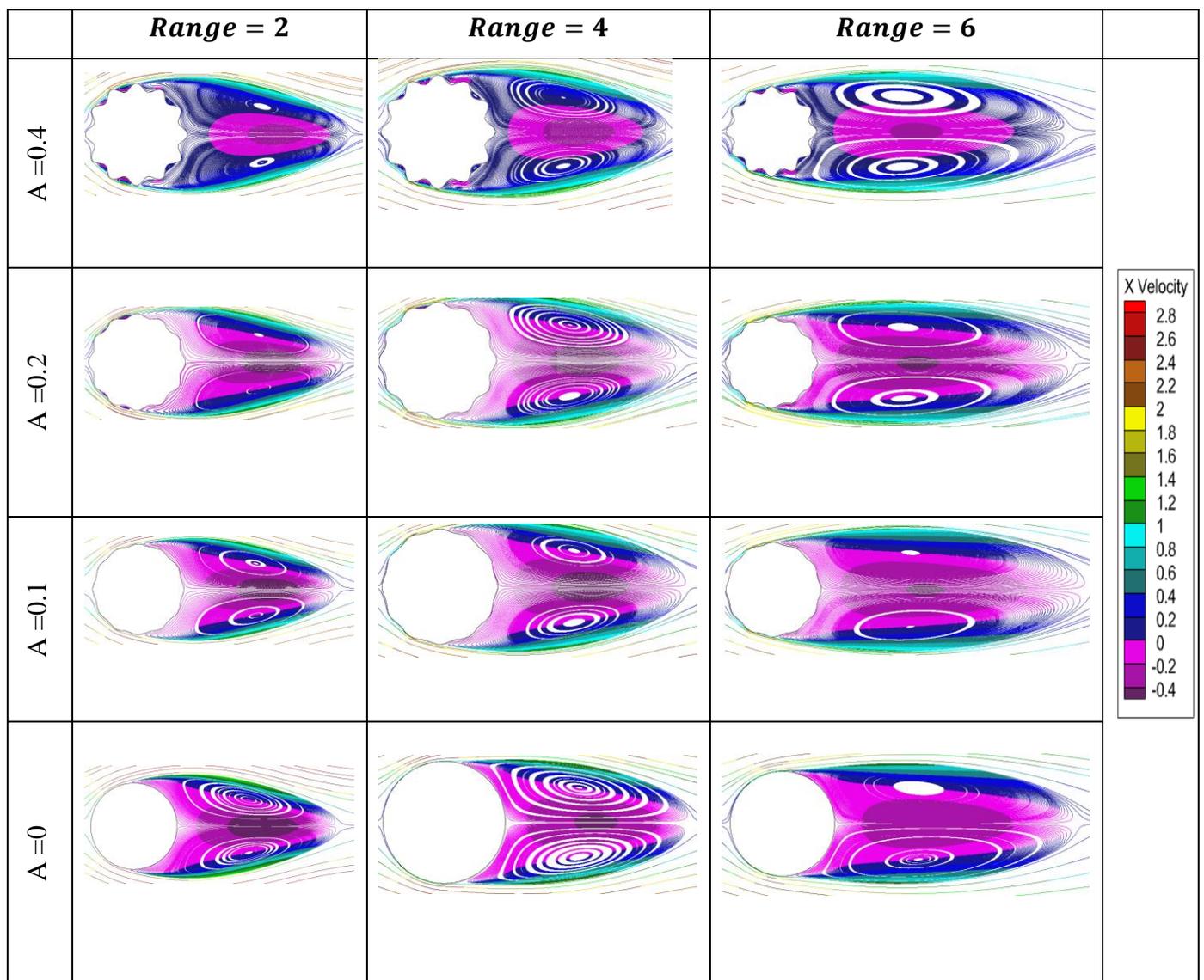
**Figure IV:5:** Profils de vitesse moyenne sans dimension fluctuante comparés aux données expérimentales et au modèle SST [34] à des emplacements axiaux sélectionnés.

## IV.6 Lignes de courant

La Figure IV.6 représente les lignes de courant simulées de la vitesse axiale ( $u_x$ ) pour un tube dans la deuxième plage à travers divers cas, comprenant des tubes ondulés avec des amplitudes de 0.1, 0.2 et 0.4, ainsi qu'un tube lisse. Les visualisations des lignes de courant mettent en évidence un mélange turbulent intensifiant et un détachement de tourbillon à mesure que l'amplitude de l'onde du tube augmente de lisse ( $A=0$ ) à 0.4. Une activité de tourbillon minimale se produit pour les cylindres lisses, tandis qu'une légère présence de tourbillon localisé débute à  $A=0.1$ . À  $A=0.2$ , des tourbillons plus importants émergent en raison des déficits de vitesse dans les creux, favorisant l'échange de moment latéral. Cependant, une dynamique turbulente profonde se produit pour  $A=0.4$  en raison d'une séparation substantielle du flux le long des saillies abruptes, augmentant considérablement le mélange. Des amplitudes de plus en plus élevées modifient continuellement la séparation de la couche

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

limite, agrandissant les zones d'écoulement en sillage avec des composantes de vitesse intensifiées normales aux tubes. Les régions d'écoulement élargies sont corrélées à une séparation de flux plus précoce aux sommets des ondes. De plus, des structures de tourbillons complexes apparaissent entre les creux (par exemple la région E), absentes dans les tubes lisses. À  $A=0,4$ , les tourbillons prononcés entre les ondes entrent en intersection avec ceux détachés des tubes. Les interactions entre les tourbillons inter-ondes, le sillage et la couche de cisaillement introduisent une instabilité d'écoulement qui active une surface de transfert de chaleur supplémentaire. En fin de compte, les fluctuations et l'instabilité dues à l'ondulation de surface assurent une diffusion thermique entre les tubes chauds et les sillages plus frais via des écoulements secondaires.



**Figure IV:6:**Lignes de courant colorées par la magnitude de la vitesse à la deuxième ligne et à la rangée 1.2.3

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

---

Figure IV-7 illustre l'influence des amplitudes variables ( $A$ ) des tubes sur la génération de vortex, fournissant des informations précieuses sur la dynamique des fluides du système. À mesure que l'amplitude augmente de 0 à 0.4, il y a une augmentation perceptible de la visibilité et de l'intensité des vortex traînant derrière le tube. Ce phénomène peut être attribué aux caractéristiques de surface modifiées causées par l'augmentation de l'amplitude. Essentiellement, l'augmentation de l'amplitude introduit des irrégularités supplémentaires dans le motif d'écoulement, entraînant une turbulence accrue du fluide. La formation de vortex plus prononcés indique un mouvement tourbillonnant intensifié et suggère une interaction complexe entre la surface du tube et le fluide environnant.

Figure IV-8 illustre les lignes de courant simulées de la vitesse axiale ( $u_x$ ) pour les tubes dans la deuxième gamme à travers divers cas, y compris des tubes ondulés avec des amplitudes de 0.1, 0.2 et 0.4, ainsi qu'un tube lisse. Les visualisations des lignes de courant montrent une intensification du mélange turbulent et de la formation de vortex à mesure que l'amplitude des ondulations du tube augmente, passant de lisse ( $A = 0$ ) à 0.4. Une activité de vortex minimale se produit pour les cylindres lisses, tandis qu'une légère présence de vortex localisée commence à apparaître à  $A = 0.1$ . À  $A = 0.2$ , de plus grands vortex émergent en raison des déficits de vitesse dans les creux, permettant un échange latéral de quantité de mouvement. Cependant, des dynamiques turbulentes profondes apparaissent pour  $A = 0.4$  à cause d'une séparation substantielle de l'écoulement le long des protubérances prononcées, augmentant considérablement le mélange. Des amplitudes progressivement plus élevées modifient continuellement la séparation de la couche limite, agrandissant les zones d'écoulement en aval avec des composantes de vitesse intensifiées perpendiculaires aux tubes. Les régions d'écoulement en aval en expansion correspondent à une séparation de l'écoulement plus précoce aux pics des ondulations. De plus, des structures complexes de vortex se matérialisent entre les creux (par exemple, la région E), absentes dans les tubes lisses. À  $A = 0.4$ , les vortex prononcés entre les ondulations se croisent avec ceux émis par les tubes. Les interactions entre les vortex inter-ondulations, en aval et de la couche de cisaillement introduisent une instabilité de l'écoulement qui active une plus grande surface de transfert de chaleur. Finalement, les fluctuations et l'instabilité résultant des ondulations de surface fournissent une diffusion thermique entre les tubes chauds et les zones en aval plus fraîches via des écoulements secondaires.

La turbulence accrue et les mouvements tourbillonnants générés à des amplitudes plus élevées agissent pour mélanger continuellement le fluide de l'écoulement libre dans les zones en aval, renouvelant le développement de la couche limite thermique. Cela met l'écoulement à température plus basse en contact avec les surfaces des tubes, améliorant ainsi l'échange de transfert de chaleur par convection.

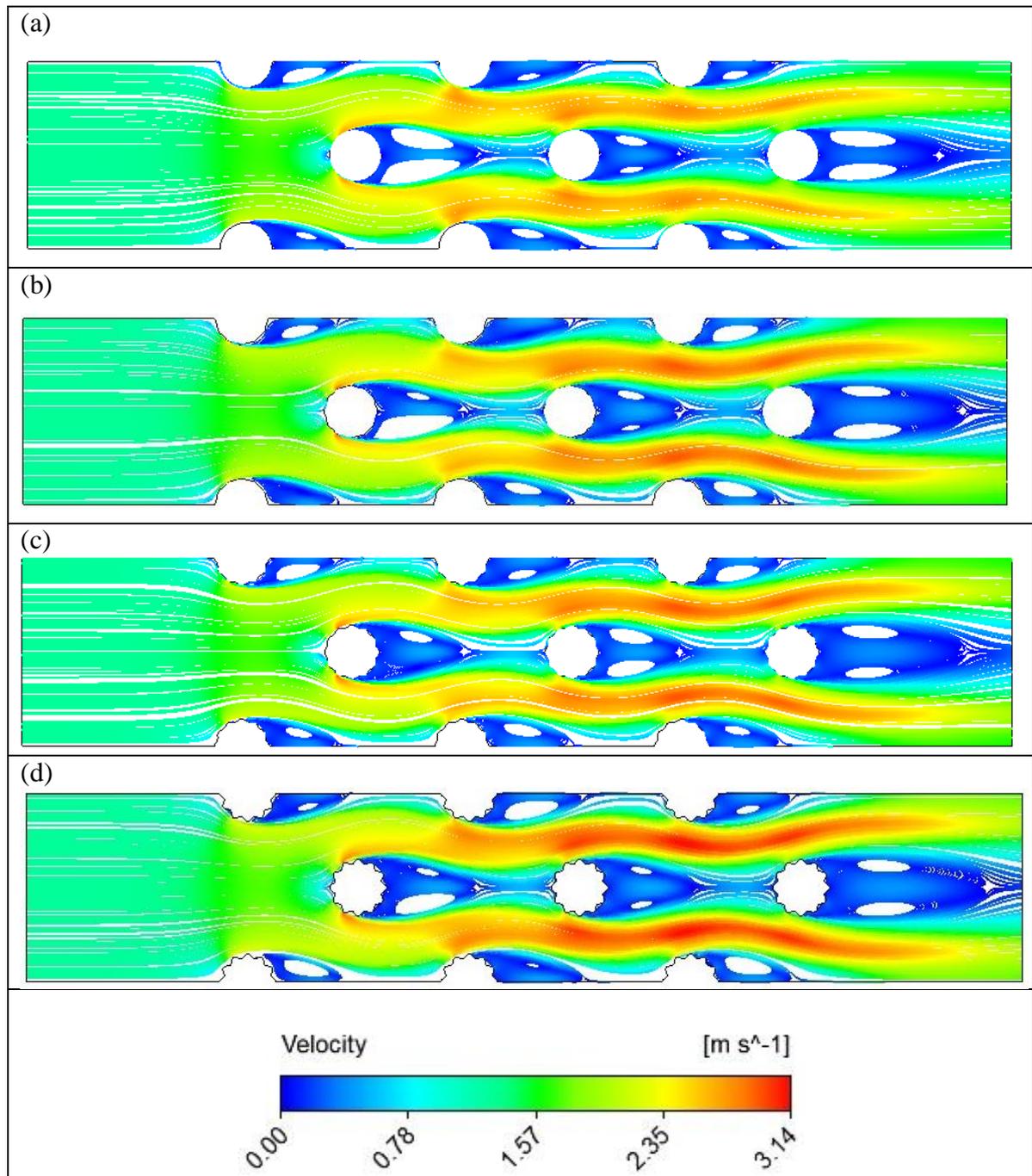
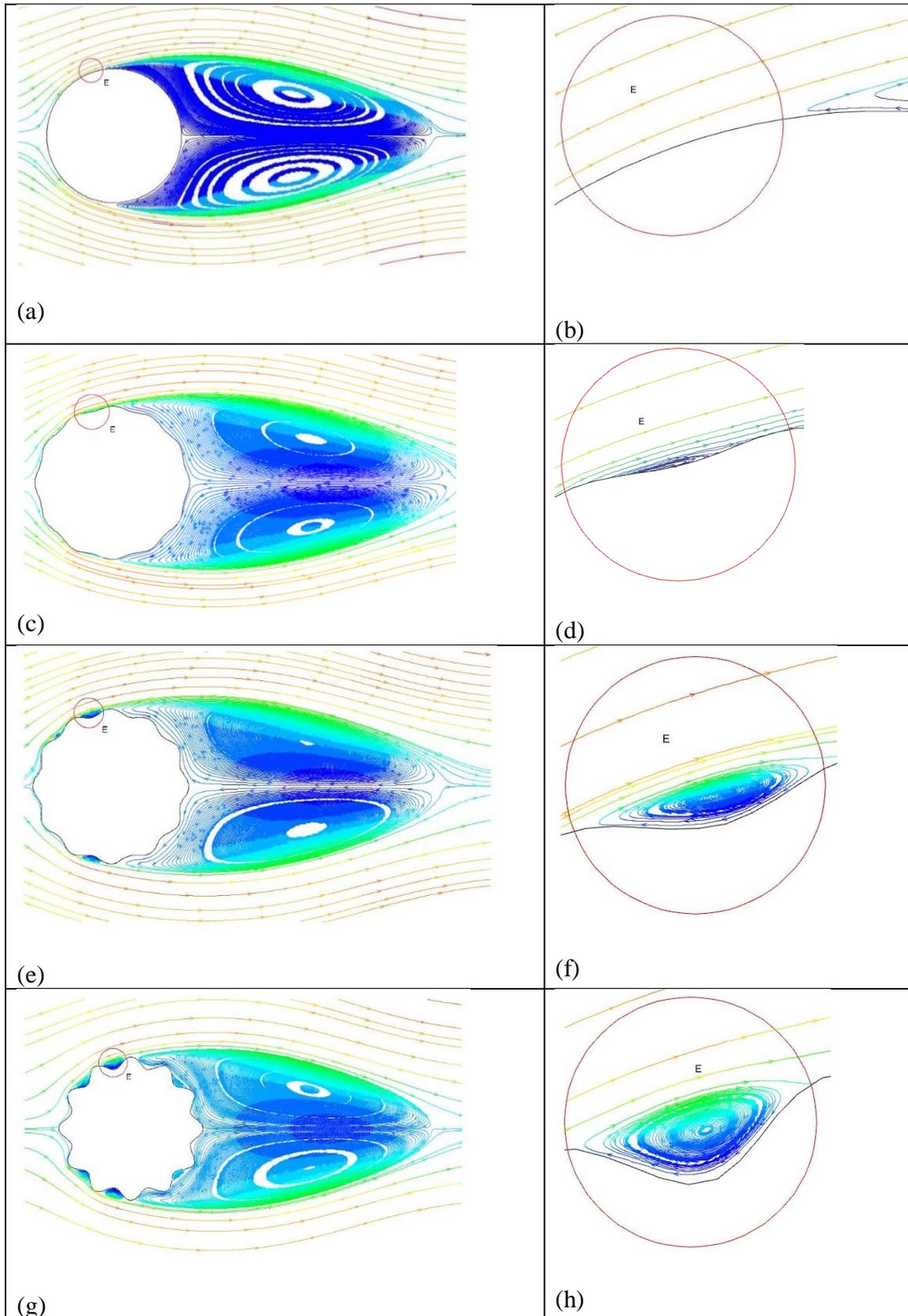


Figure IV:7: Lignes de courant de la vitesse pour différents tubes d'amplitude ( $A=0, 0.1, 0.2, 0.4$ ).



**Figure IV:8:** Lignes de courant de la vitesse pour différents types de faisceaux de tubes en deuxième rangée,  $Re = 12858$  (Gros plan sur les lignes de courant du champ de vitesse dans la Zone E (entre les saillies))

### IV.7 Les zones de sillage

Les données de la zone de sillage révèlent une augmentation nette des surfaces derrière les tubes à mesure que l'amplitude des ondulations passe de lisse à 0.4. En moyenne, les amplitudes de 0,1, 0,2 et 0,4 ont produit des zones de sillage respectivement 5.7%, 18.2% et 30.9% plus grandes par rapport aux tubes lisses. Cette escalade indique une perturbation du flux de plus en plus importante et une intensité de détachement de tourbillon induite par les géométries ondulées.

Les mouvements turbulents et tourbillonnants générés à des amplitudes plus élevées agissent pour mélanger continuellement le fluide en écoulement libre dans les sillages, rafraîchissant le développement de la couche limite thermique. Cela amène un écoulement à température plus basse en contact avec les surfaces du tube, améliorant ainsi l'échange convectif de chaleur.

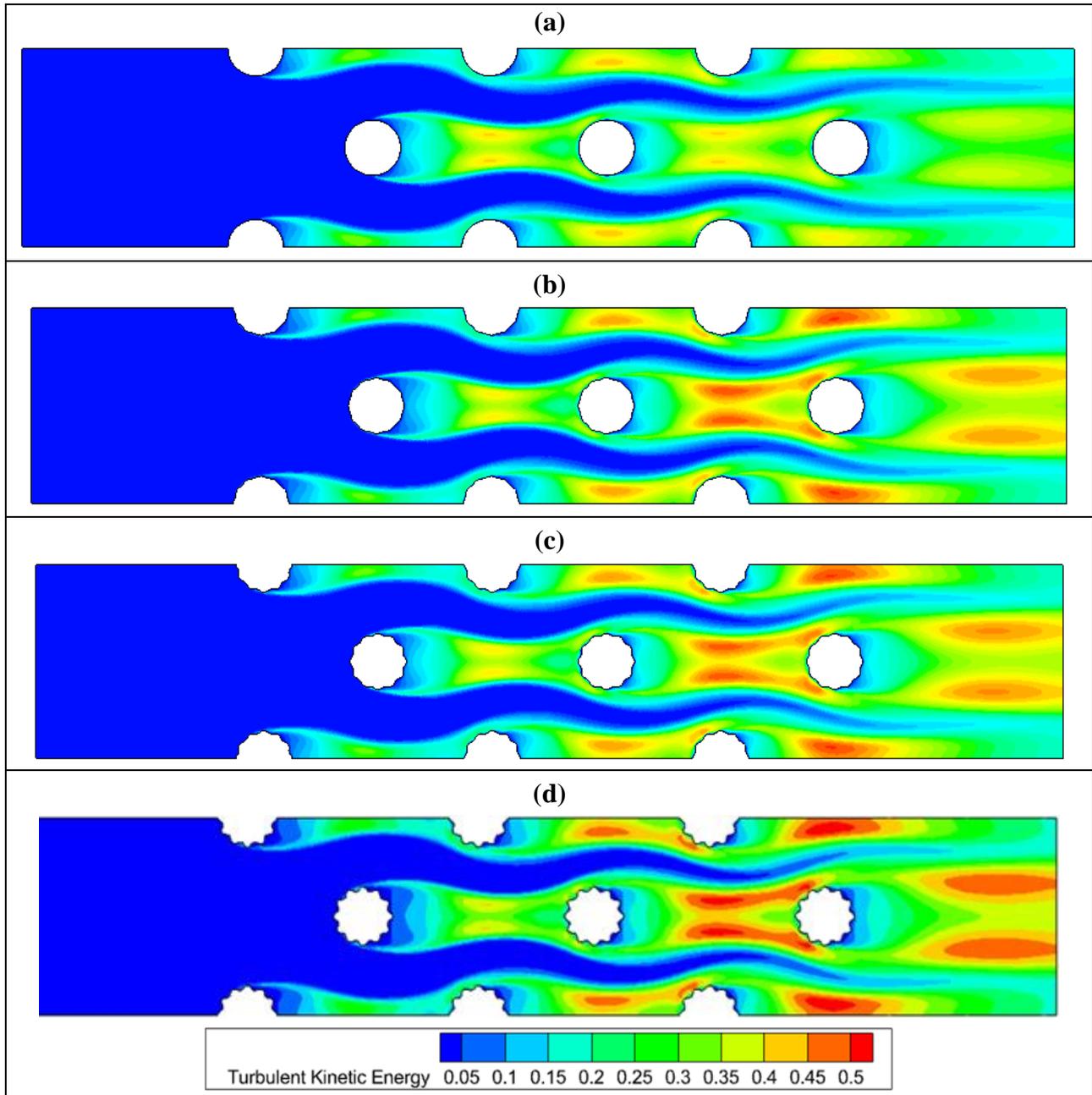
**Tableau IV.3** : Les zones de sillage des surfaces pour les tubes lisses et ondulés.

Zone de sillage :	Zone de surface (mm <sup>2</sup> )
Tubes lisses	5.6703071
Tubes ondulés 0.1	5.9965909
Tubes ondulés 0.2	6.7024448
Tubes ondulés 0.4	7.423486

### IV.8 Énergie cinétique turbulente, degré d'anisotropie et identification des tourbillons

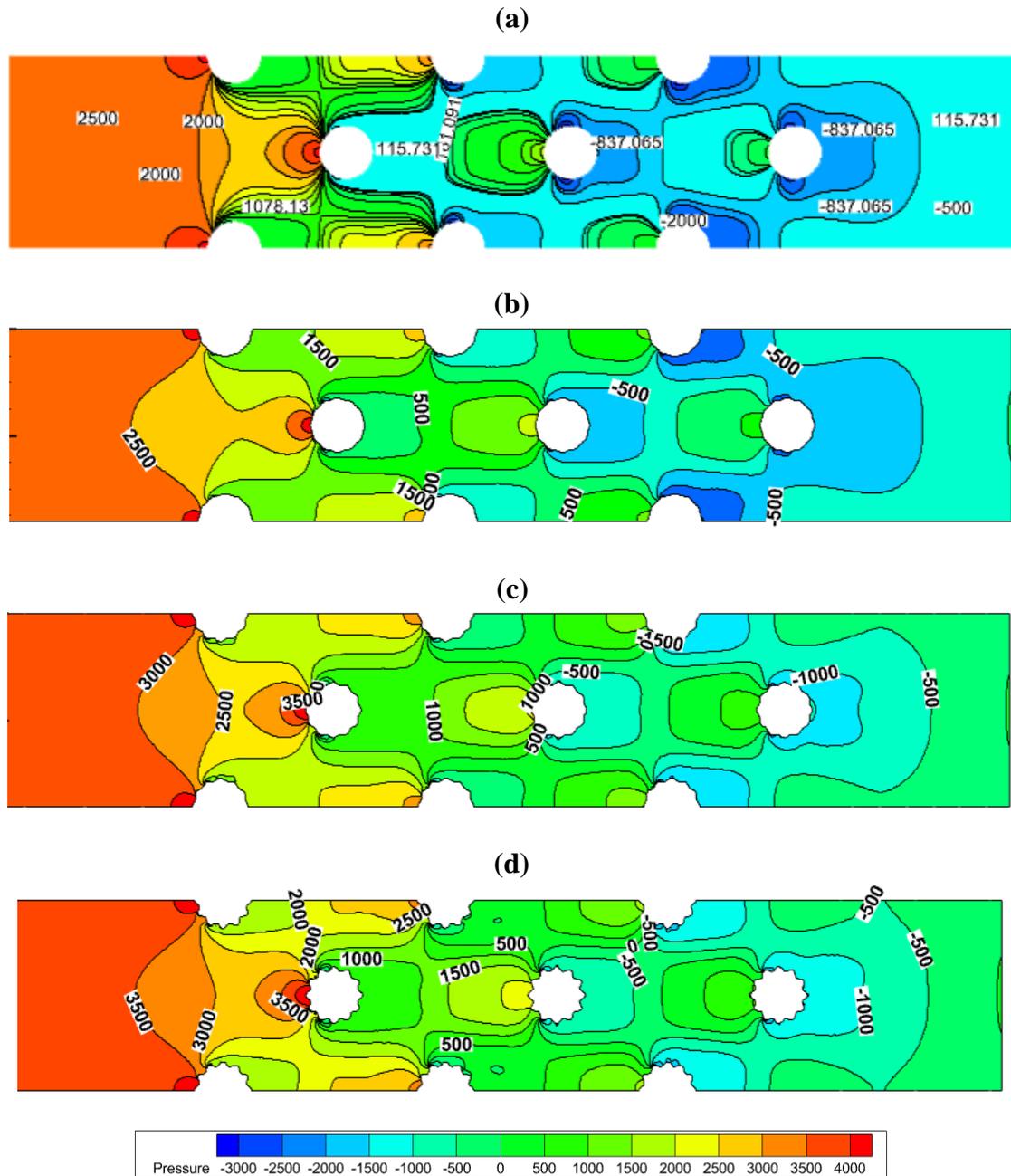
La figure IV-9 présente les contours normalisés de l'énergie cinétique turbulente. Les tubes ondulés avec une amplitude de 0.4 ont présenté les niveaux les plus élevés d'énergie cinétique turbulente, suivis des tubes de 0.2, 0.1 et circulaires. Cela indique que des formes de tube plus irrégulières favorisent une turbulence plus importante dans l'écoulement. Une turbulence accrue est bénéfique pour les applications de transfert de chaleur, car les formes de tubes ondulés surpassent le tube circulaire pour de telles applications en raison de leurs profils irréguliers qui perturbent l'écoulement et induisent une turbulence plus élevée. Une turbulence plus importante favorise un mélange supérieur du fluide, lui permettant d'échanger plus facilement de la chaleur avec la paroi du tube. Le tube ondulé 0,4 le plus irrégulier a présenté la meilleure performance car il a généré une turbulence proche de son niveau maximal possible pour cette géométrie de tube, la valeur maximale

étant trouvée en aval des quatrième et cinquième rangée. L'intensité des structures d'écoulement turbulent étant plus grande dans le modèle mixte, des vibrations pourraient se produire.



**Figure IV:9:** Contours d'énergie cinétique turbulente (TKE) autour d'un faisceau de tubes circulaires et ondulés à différentes amplitudes ( $A=0, 0.1, 0.2, 0.4$ ).

IV.9 Contours de pression



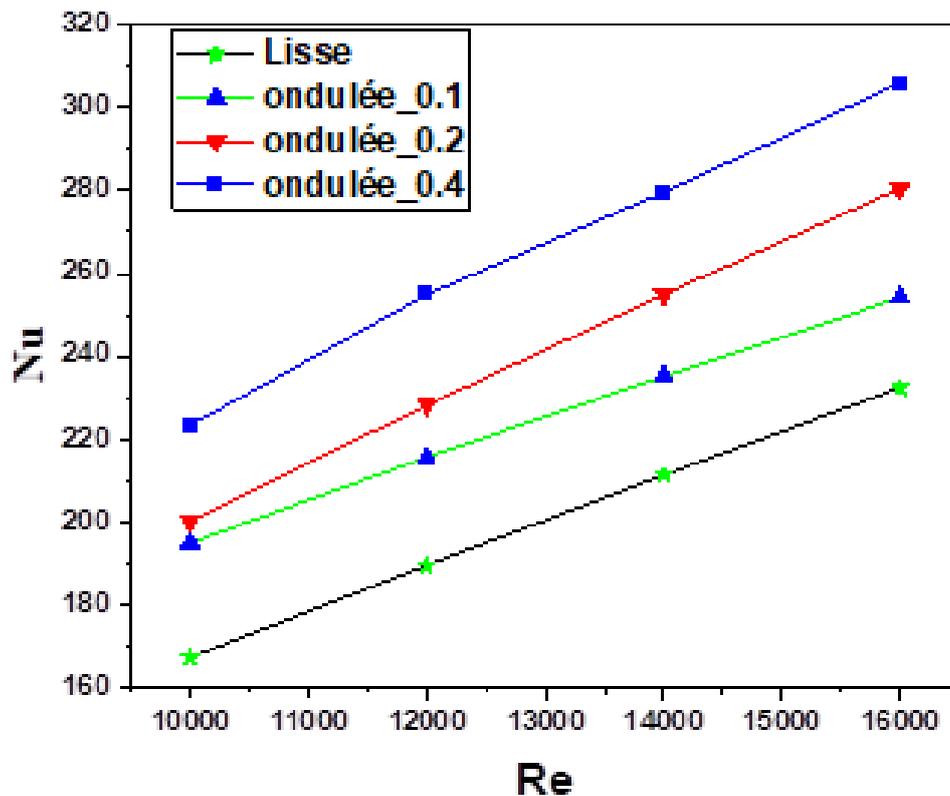
**Figure IV:10:** Contours de pression autour d'un faisceau de tubes circulaires et ondulés à différentes amplitudes ( $A=0, 0.1, 0.2, 0.4$ ).

Figure IV.10 présente les contours de pression pour les tubes désignés comme cas 2, 3, 4, en plus du tube lisse. Ces tubes particuliers sont mis en évidence car ils présentent la plus grande variation de  $\Delta P$  au sein de leurs groupes d'amplitude respectifs. Il est perceptible que l'augmentation de la différence de pression  $\Delta P$  est la plus prononcée dans les tubes avec une amplitude ondulée de 0,4. Cette variance prononcée est attribuée aux tubes avec une amplitude ondulée de 0,4 ayant les plus grandes valeurs de 'A', entraînant des perturbations significatives dans la couche limite

hydraulique. La pression statique atteint son zénith sur les sections supérieure et inférieure adjacentes à la paroi ondulée. En revanche, elle diminue dans les autres parties des dents et à travers les différents cas présentés dans la figure 10.

### IV.10 Nombre moyen de Nusselt

La Figure IV.11 illustre le nombre moyen de Nusselt ou le taux de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Reynolds. Nous pouvons constater que le nombre de Nusselt moyen pour les faisceaux augmente davantage avec le rapport amplitude. La diminution de l'effet convectif est causée par la hauteur atteinte par l'effet convectif en raison de la restriction de l'écoulement. Les faisceaux avec des valeurs d'amplitude élevées ont une rainure qui agit pour améliorer le transfert de chaleur par convection. Les dents fournissent une perturbation dans l'écoulement qui améliore le mélange entre le fluide froid et la paroi chaude. Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de l'amplitude. Cela est dû au fait que l'écoulement turbulent et la perturbation de la couche limite thermique le long de la paroi du tube sont facilités par les ondulations des tubes. Sur la base de la valeur du nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt du tube amélioré avec  $A=0,4$  est plus élevé que ceux avec  $A=0,1$  et  $0,2$  dans une plage de 19 à 20% et 9 à 16% respectivement.



**Figure IV:11:** Nombre moyen de Nusselt sur la surface globale des tubes du faisceau en fonction du nombre de Reynolds.

### IV.11 Pertes de charges

Les mesures de perte de charge (dP) en fonction du type de cylindre montrent que plus la surface est ondulée et rugueuse, plus les pertes de charge dans l'écoulement augmentent de manière significative. En effet, le cylindre lisse de référence démontre la perte de charge la plus faible à 2104,87 Pa. Le cylindre avec une légère ondulation Ondulé\_0.1 entraîne une augmentation de 22% des pertes de charge à 2568,45 Pa. L'intensification est encore plus marquée pour le cylindre modérément ondulé Ondulé\_0.2, avec une perte de charge de 2821,78 Pa, soit 34% de plus que la référence lisse. Enfin, la configuration la plus ondulée Ondulé\_0.4 affiche la perte de charge la plus élevée, à 3018,93 Pa. Correspondant à une augmentation très significative de 43% comparé au cylindre de surface lisse. Ces résultats quantitatifs révèlent sans équivoque l'influence dominante de la rugosité et des ondulations de surface sur l'accroissement des pertes de charge dans l'écoulement.

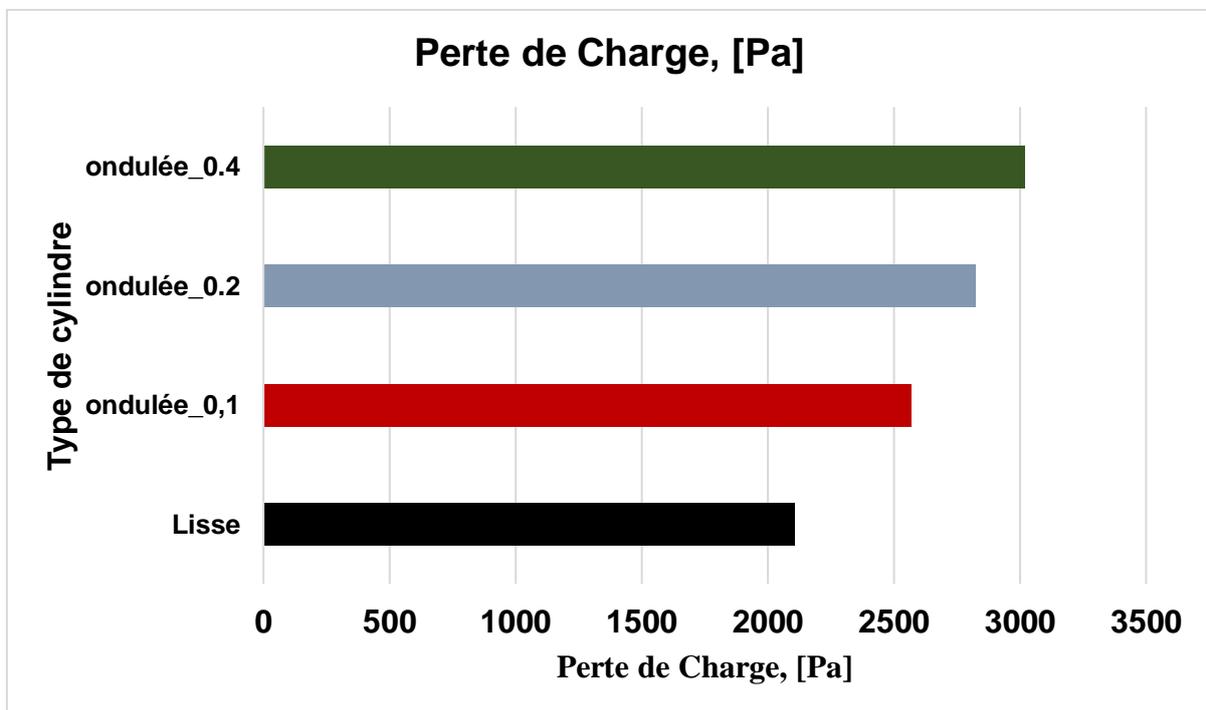


Figure IV:12: Perte de charge par rapport au type de cylindre.

### IV.12 Gain de température

En comparant les cylindres ondulés au cylindre de surface lisse :

Le cylindre Ondulé\_0.1 présente une amélioration du transfert de chaleur (gain de température) de 8,6% par rapport au cylindre lisse

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

Le cylindre Ondulé\_0.2 a une amélioration beaucoup plus importante de 31,4% du transfert thermique

Le cylindre Ondulé\_0.4 a la plus grande amélioration avec un gain de température supérieur de 42,9% vs le cylindre lisse

On voit clairement que plus la surface des cylindres est ondulée et rugueuse, plus le transfert convectif de chaleur est augmenté de façon significative.

Cela s'explique par l'accroissement de la surface d'échange ainsi que par la formation de turbulences au niveau du fluide, améliorant les échanges thermiques entre la paroi du cylindre et le fluide.

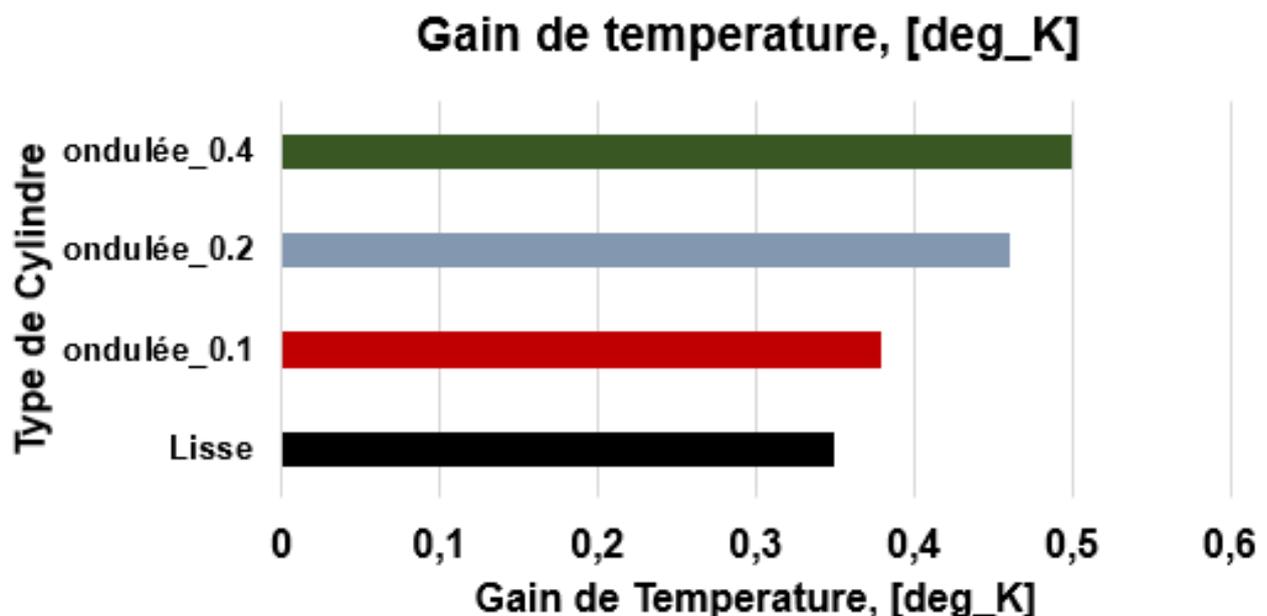


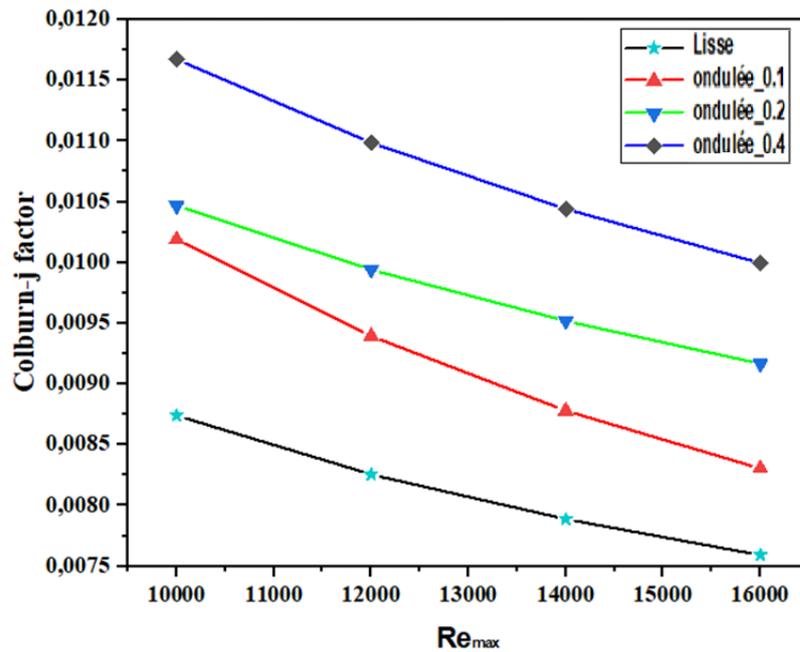
Figure IV:13: Gain de température par rapport au type de cylindre

### IV.13 Facteur Colburn (j-factor)

La relation entre le facteur Colburn (j-factor) et le coefficient de transfert de chaleur est de nature directement proportionnelle, tandis qu'elle est inversement proportionnelle aux nombres de Reynolds et de Prandtl. À mesure que la vitesse du fluide augmente, le nombre de Reynolds augmente également, entraînant une réduction de l'épaisseur de la couche limite et une augmentation de la résistance au transfert de chaleur. Ce phénomène conduit à une diminution du j-factor sur l'ensemble de la plage des nombres de Reynolds examinés.

Un transfert de chaleur amélioré dans diverses conceptions de tubes peut être obtenu par l'utilisation de surfaces plus rugueuses ou l'induction d'écoulements plus perturbés. Cette

amélioration est principalement attribuée à l'occurrence de la séparation des flux, des flux secondaires et à une augmentation de la surface. Les tubes ondulés présentant des amplitudes de 0,2 et 0,4 génèrent des perturbations d'écoulement plus prononcées par rapport au tube lisse ou au tube de faible amplitude 0,1, entraînant des j-factors élevés. Le tube avec une amplitude de 0,4, comparé à l'autre tube ondulé, offre un plus grand potentiel de perturbation d'écoulement et une plus grande surface. Ces avantages dépassent les pertes par frottement accrues associées au tube d'amplitude 0,4, aboutissant au facteur Colburn le plus élevé observé.



**Figure IV:14:** Facteur Colburn (j-factor) des tubes du faisceau en fonction du nombre de Reynolds.

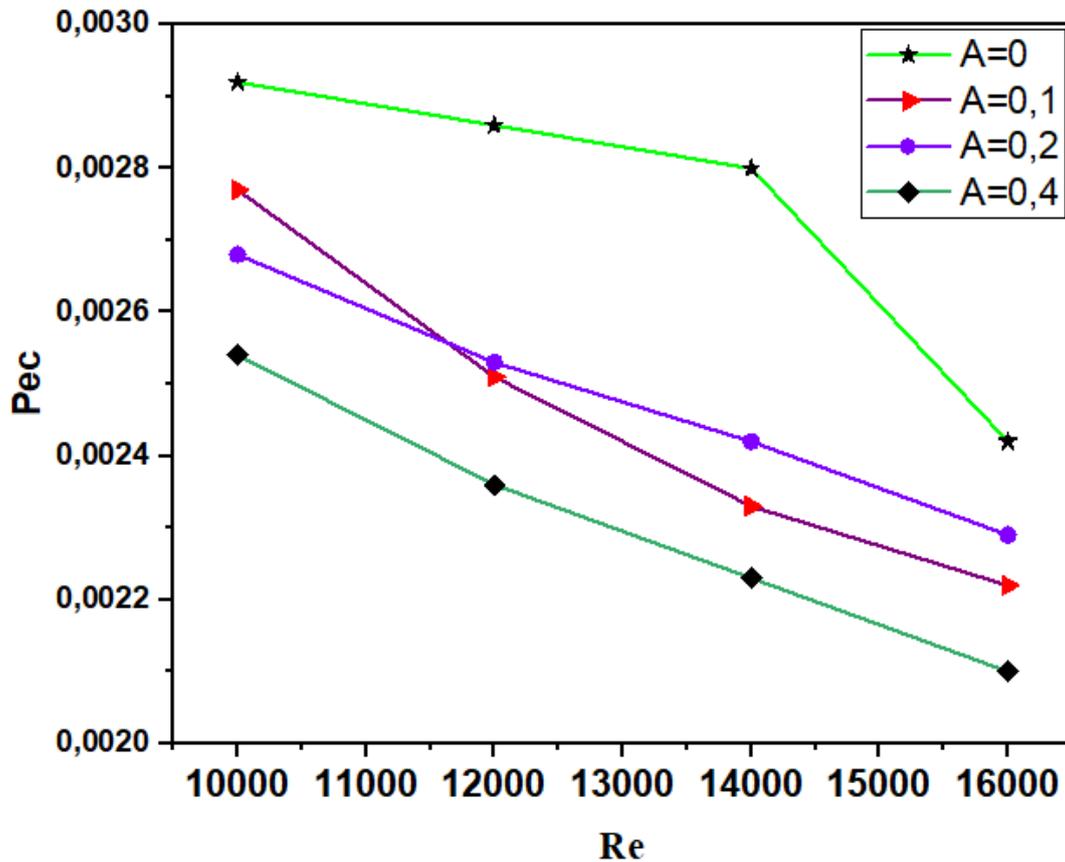
### IV.14 Critère d'évaluation de la performance (Pec)

Le résultat est présenté dans la Figure IV 15 est montre la variation de Pec (le critère d'évaluation de la performance) en fonction de la géométrie du tube pour une plage de nombres de Reynolds de 10 000 à 16 000.

Le critère d'évaluation de la performance (Pec) est utilisé pour évaluer la performance du transfert de chaleur par rapport à la perte de charge dans un système. Le nombre Pec est une mesure de cette performance, indiquant le compromis entre l'efficacité du transfert de chaleur et l'énergie nécessaire à l'écoulement du fluide. Le cylindre lisse a la plus grande valeur Pec, ce qui suggère qu'il possède une efficacité supérieure du transfert de chaleur par rapport à la perte de charge. Cela implique qu'il possède la capacité de faciliter un transfert de chaleur efficace tout en nécessitant une quantité réduite d'énergie pour l'écoulement du fluide. Le cylindre avec un facteur ondulé de 0,2

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

présente la plus grande valeur Pec parmi les cylindres avec ondulation. Il est suivi par les cylindres avec des facteurs ondulés de 0,1 et 0,4, respectivement. Cette observation indique que le cylindre ondulé avec une amplitude de 0,2 présente des performances supérieures en termes d'efficacité du transfert de chaleur et de consommation d'énergie pour l'écoulement du fluide, par rapport aux deux autres cylindres ondulés.



**Figure IV:15:** Critère d'évaluation de performance (Pec) des tubes du faisceau en fonction du nombre de Reynolds.

### IV.15 Conclusion

Cette recherche a analysé de manière systématique les performances de transfert de chaleur et d'écoulement de fluides de faisceaux de tubes avec différents niveaux de rugosité de surface dans une configuration en écoulement croisé échelonné. Des tubes lisses ont été utilisés comme référence pour la comparaison avec trois conceptions de tubes ondulés présentant des amplitudes de 0, 0.1, 0.2 et 0.4 fois le diamètre du tube.

Les principales conclusions montrent que l'augmentation de la rugosité de surface en ajoutant des ondulations améliore significativement le transfert de chaleur par rapport aux tubes lisses, le tube ondulé d'amplitude 0,4 enregistrant un nombre moyen de Nusselt 31 à 32 % plus élevé. Cela démontre que la perturbation de la couche limite due à la séparation et à la réadhésion de l'écoulement sur les surfaces ondulées entraîne des avantages thermo-hydrauliques.

L'évaluation des performances selon des paramètres tels que le nombre de Nusselt, le facteur Colburn  $j$  et le critère de performance global a identifié le faisceau de tubes d'amplitude 0,4 comme optimal, tandis que le faisceau de tubes lisses présentait les performances les plus faibles. L'amélioration du transfert de chaleur dans les tubes rugueux s'est réalisée à des coûts raisonnables en termes de chute de pression.

# **CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES**

### Conclusion Générale

Cette étude a exploré numériquement l'influence de la géométrie de surface de tubes sur leurs performances de transfert de chaleur, en faisant varier l'amplitude des ondulations entre 0 (tube lisse), 0,1, 0,2 et 0,4.

Les résultats montrent que l'augmentation de l'amplitude des ondulations améliore significativement les performances de transfert de chaleur, jusqu'à 32,54% pour le tube avec une amplitude de 0,4 par rapport au tube lisse. Ceci s'explique par la génération accrue de perturbations dans l'écoulement et l'augmentation associée des niveaux de turbulence.

L'analyse détaillée des champs de vitesse, des zones de recirculation, de l'énergie cinétique turbulente et des zones de sillage confirme que des amplitudes d'ondes plus élevées intensifient les effets tridimensionnels, le mélange et le renouvellement des couches limites le long de la surface des tubes.

le tube lisse présente de meilleures performances performance de transfert de chaleur/perte de charge d'après le critère PEC.

### Perspectives :

Pour approfondir la compréhension des phénomènes liés à l'écoulement des fluides dans des géométries complexes, il est nécessaire de poursuivre les recherches. Nous suggérons les axes suivants :

1. Tester différents modèles de turbulence
2. Étudier l'impact combiné de la fréquence d'ondulation et du débit
3. Développer un modèle avec chicanes, plus proche des configurations industrielles
4. Analyser les variations de température dans les tubes
5. Explorer les écoulements multiphasiques (gaz/liquide)
6. Réaliser des études en trois dimensions
7. Examiner l'utilisation de fluides contenant des nanoparticules

### **Publications internationales**

1. Numerical study of the influence of amplitudes on heat transfer in a tube bundle, [International Journal of Modern Physics C](https://www.worldscientific.com/doi/10.1142/S0129183124501110), <https://www.worldscientific.com/doi/10.1142/S0129183124501110>

### **Communications Internationales**

1. Evaluation of Heat Transfer in Tube Bundles Using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Nanofluids. The Second Arab Conference on Mechanics & Engineering, held on 10<sup>th</sup>, 11<sup>th</sup> and 12<sup>th</sup> of December 2023 in University of Biskra, Algeria.
2. Investigating Heat Transfer Augmentation Using Zinc Oxide (ZnO) in a Staggered Tubes Bundle. 3rd International Conference on Scientific and Academic Research on 25-26 December in 2023 at Konya/Turkey.

### **Communications nationales**

1. Effect of CuO Nanofluids on Enhanced Heat Transfer in Staggered Tube Bundles, (The First National Conference Of Materials Sciences And Renewable Energy CMSRE23 November 22-23, 2023. RELIZANE, Algeria.
2. ETUDE NUMERIQUE DE L'INFLUENCE DE LA GEOMETRIE SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR DANS LES TUBES A FAISCEAU FENDU, la conférence Nationale en ingénierie «CNI-2023», organisée les 05 et 06 décembre 2023, à l'Université Ibn Khaldoun de Tiaret.

## REFERENCES

---

### Références

- [1] “G-MET Technologies - Accueil - Découvrez notre travail en CFD, FEA...” Accessed: Jun. 23, 2024. [Online]. Available: <https://www.g-met.fr/>
- [2] S. K. Rajendran, A. Mahendra, and A. Varakhedkar, “Investigation of Blockage Effect on Pressure Drop and Forced Convective Heat Transfer from a Heated Circular Cylinder,” *Green Energy and Technology*, pp. 527–543, 2022, doi: 10.1007/978-981-16-8278-0\_34/COVER.
- [3] P. Samruaisin, B. Samutpraphut, K. Wongcharee, S. Eiamsa-Ard, A. Sroysri, and V. Chuwattanaku, “Thermo-hydraulic performance of round tubes installed with double V-shaped winglet vortex generators: Effect of blockage ratio,” *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, vol. 9, no. 3, pp. 470–475, 2020, doi: 10.18178/IJMERR.9.3.470-475.
- [4] S. Krishnan and A. Kaman, “Effect of Blockage Ratio on Drag and Heat Transfer from a Centrally Located Sphere in Pipe Flow,” *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 4, no. 3, pp. 396–414, Jan. 2010, doi: 10.1080/19942060.2010.11015327.
- [5] C. Mangrulkar, A. Dhoble, ... A. D.-A. thermal, and undefined 2017, “Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics from in-line cam shaped tube bank in crossflow,” *Elsevier*, Accessed: Oct. 31, 2023. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116315332>
- [6] E. M. Alawadhi, “Laminar forced convection flow past an in-line elliptical cylinder array with inclination,” *J Heat Transfer*, vol. 132, no. 7, pp. 1–10, Jul. 2010, doi: 10.1115/1.4000061/451316.
- [7] A. Maji, D. Bhanja, and P. K. Patowari, “Effect of Knurled Fin Surface on Thermal Performance of Perforated Fin Heat Sink,” <https://doi.org/10.2514/1.T5506>, vol. 33, no. 3, pp. 580–598, Dec. 2018, doi: 10.2514/1.T5506.
- [8] H. J. Lee, J. Ryu, and S. H. Lee, “Influence of Perforated Fin on Flow Characteristics and Thermal Performance in Spiral Finned-Tube Heat Exchanger,” *Energies 2019, Vol. 12, Page 556*, vol. 12, no. 3, p. 556, Feb. 2019, doi: 10.3390/EN12030556.
- [9] H. Jasim, M. S.-T. J. of S. and, and undefined 2018, “The effects of the perforation shapes, sizes, numbers and inclination angles on the thermal performance of a perforated pin fin,” *dergipark.org.trHH Jasim, MS SöylemezTurkish Journal of Science and Technology, 2018•dergipark.org.tr*, Accessed: Jan. 26, 2024. [Online]. Available: <https://dergipark.org.tr/en/pub/tjst/issue/39199/461265>
- [10] P. Jhunjhunwala, “CFD analysis of helically coiled tube for compact heat exchangers,” 2013.
- [11] S. Saiyara, N. Hossain, F. Ahsan, and N. S. Sifat, “Experimental And CFD Analysis Of A Helical Coiled Heat Exchanger Using Various Fluids,” *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, vol. 11, 2021, doi: 10.1115/IMECE2021-70163.

## REFERENCES

---

- [12] L. M. Jin, S. Wu, T. Li, S. Xue, J. H. Chen, and W. Q. Zhu, “Enhanced Cooling Characteristics of the Cylindrical Cooling Tube Using the Inserted Helical Wire Coil Based on Finite Element Analysis,” *Nuclear Science and Engineering*, vol. 196, no. 8, pp. 1020–1029, Aug. 2022, doi: 10.1080/00295639.2022.2029676.
- [13] V. K. Jha and S. K. Bhaumik, “Enhanced cooling in compact helical tube cross-flow heat exchanger through higher area density and flow tortuosity,” *Int J Heat Mass Transf*, vol. 150, p. 119270, Apr. 2020, doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2019.119270.
- [14] J. Barraza-Colón and M. Picón-Núñez, “Improved heat recovery using twisted tube exchanger technology,” *Clean Eng Technol*, vol. 10, p. 100557, Oct. 2022, doi: 10.1016/J.CLET.2022.100557.
- [15] N. Sahiti, A. Lemouedda, D. Stojkovic, F. Durst, and E. Franz, “Performance comparison of pin fin in-duct flow arrays with various pin cross-sections,” *Appl Therm Eng*, vol. 26, no. 11–12, pp. 1176–1192, Aug. 2006, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2005.10.042.
- [16] D. E. Metzger, C. S. Fan, and S. W. Haley, “Effects of Pin Shape and Array Orientation on Heat Transfer and Pressure Loss in Pin Fin Arrays,” *J Eng Gas Turbine Power*, vol. 106, no. 1, pp. 252–257, Jan. 1984, doi: 10.1115/1.3239545.
- [17] P. Wang, J. Jiang, S. Li, X. Luo, S. Wang, and W. Zhao, “An investigation of influence factor including different tube bundles on inclined elliptical fin-tube heat exchanger,” *Int J Heat Mass Transf*, vol. 142, Oct. 2019, doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2019.118448.
- [18] X. Duan, J. Xiao, L. Sun, and S. Wang, “Performance enhancement and optimization for rod-baffle heat exchangers with twisted oval tubes,” *Can J Chem Eng*, vol. 101, no. 3, pp. 1700–1712, Mar. 2023, doi: 10.1002/CJCE.24522.
- [19] S. Sen, “CFD ANALYSIS FOR HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN TUBE BUNDLE OF CROSS-FLOW HEAT EXCHANGER,” *JOURNAL OF MECHANICS OF CONTINUA AND MATHEMATICAL SCIENCES*, vol. 17, no. 5, May 2022, doi: 10.26782/JMCMS.2022.05.00005.
- [20] X. Li, D. Zhu, Y. Yin, A. Tu, and S. Liu, “Parametric study on heat transfer and pressure drop of twisted oval tube bundle with in line layout,” *Int J Heat Mass Transf*, vol. 135, pp. 860–872, Jun. 2019, doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2019.02.031.
- [21] A. Rukruang, N. Chimres, J. Kaew-On, M. Mesgarpour, O. Mahian, and S. Wongwises, “A critical review on the thermal performance of alternating cross-section tubes,” *Alexandria Engineering Journal*, vol. 61, no. 9, pp. 7315–7337, Sep. 2022, doi: 10.1016/J.AEJ.2021.12.070.
- [22] S. Bhattacharyya, H. Chattopadhyay, T. K. Pal, and A. Roy, “Numerical investigation of thermohydraulics performance in elliptical twisted duct heat exchanger,” *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 839–849, 2016, doi: 10.1007/978-81-322-2740-3\_81.
- [23] A. T. Banat, T. K. Hou, T. W. Yen, I. A. Idowu, and M. W. Muhieldeen, “A Numerical Simulation of Heat Transfer Characteristic of Twisted Tube in an Annular Heat Exchanger,”

## REFERENCES

---

- Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 629–640, 2023, doi: 10.1007/978-981-19-1457-7\_48.
- [24] X. Li, L. Wang, R. Feng, Z. Wang, and D. Zhu, “Thermal-Hydraulic Characteristics of Twisted Elliptical Tube Bundle in Staggered Arrangement,” *Journal of Thermal Science*, vol. 30, no. 6, pp. 1925–1937, Nov. 2021, doi: 10.1007/S11630-021-1450-3.
- [25] H. Gu, Y. Chen, B. Sundén, J. Wu, N. Song, and J. Su, “Influence of alternating V-rows tube layout on thermal-hydraulic characteristics of twisted elliptical tube heat exchangers,” *Int J Heat Mass Transf*, vol. 159, p. 120070, Oct. 2020, doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2020.120070.
- [26] K. Milani Shirvan, M. Mamourian, and J. Abolfazli Esfahani, “Experimental study on thermal analysis of a novel shell and tube heat exchanger with corrugated tubes: Exergetic sustainability along with sensitivity analysis,” *J Therm Anal Calorim*, vol. 138, no. 2, pp. 1583–1606, Oct. 2019, doi: 10.1007/S10973-019-08308-3/METRICS.
- [27] M. Makara Jyothi, “Thermal Analysis of Shell And Tube Heat Exchanger Using Corrugated Tube And Corrugated Shell,” *IJITR) INTERNATIONAL JOURNAL OF INNOVATIVE TECHNOLOGY AND RESEARCH*, no. 5, Accessed: Jan. 26, 2024. [Online]. Available: <http://www.ijitr.com>.
- [28] A. Bora, A. P. Kalita, M. Bardalai, and P. P. Dutta, “Modeling and Simulation of Plain and Corrugated Shell and Tube Heat Exchanger,” *Smart Innovation, Systems and Technologies*, vol. 301, pp. 163–173, 2023, doi: 10.1007/978-981-19-2412-5\_9.
- [29] L. Linping and L. Ying, “Comparative experimental study on performance of corrugated tube and straight tube heat exchanger,” *Adv Mat Res*, vol. 560–561, pp. 156–160, 2012, doi: 10.4028/WWW.SCIENTIFIC.NET/AMR.560-561.156.
- [30] A. A. Abbasian Arani and R. Moradi, “Shell and tube heat exchanger thermal-hydraulic analysis equipped with baffles and corrugated tubes filled with non-Newtonian two-phase nanofluid,” *Int J Numer Methods Heat Fluid Flow*, vol. 31, no. 4, pp. 1214–1244, Mar. 2021, doi: 10.1108/HFF-04-2020-0186/FULL/HTML.
- [31] A. Swain and M. K. Das, “Convective Heat Transfer and Pressure Drop over Elliptical and Flattened Tube,” *Heat Transfer—Asian Research*, vol. 45, no. 5, pp. 462–481, Jul. 2016, doi: 10.1002/HTJ.21172.
- [32] M. Bedrouni, A. Khelil, M. Braikia, and H. Naji, “Large Eddy Simulation of a Turbulent Flow over Circular and Mixed Staggered Tubes’ Cluster,” *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 13, no. 5, pp. 1471–1486, Apr. 2020, doi: 10.36884/JAFM.13.05.31119.
- [33] T. A. Ibrahim and A. Gomaa, “Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, no. 11, pp. 2148–2158, Nov. 2009, doi: 10.1016/J.IJTHERMALSCI.2009.03.011.
- [34] S. Balabani and M. Yianneskis, “An Experimental Study of the Mean Flow and Turbulence Structure Of Cross-Flow Over Tube Bundles,”

## REFERENCES

---

- [http://dx.doi.org/10.1243/PIME\\_PROC\\_1996\\_210\\_204\\_02](http://dx.doi.org/10.1243/PIME_PROC_1996_210_204_02), vol. 210, no. 4, pp. 317–331, Jul. 1996, doi: 10.1243/PIME\_PROC\_1996\_210\_204\_02.
- [35] C. Liang and G. Papadakis, “Large eddy simulation of cross-flow through a staggered tube bundle at subcritical Reynolds number,” *J Fluids Struct*, vol. 23, no. 8, pp. 1215–1230, Nov. 2007, doi: 10.1016/J.JFLUIDSTRUCTS.2007.05.004.
- [36] B. L. da Silva, R. D. Luciano, J. Utzig, and H. F. Meier, “Flow patterns and turbulence effects in large cylinder arrays,” *Int J Heat Fluid Flow*, vol. 69, pp. 136–149, Feb. 2018, doi: 10.1016/J.IJHEATFLUIDFLOW.2017.12.013.
- [37] Z. Xie and I. P. Castro, “LES and RANS for turbulent flow over arrays of wall-mounted obstacles,” *Flow Turbul Combust*, vol. 76, no. 3, pp. 291–312, Apr. 2006, doi: 10.1007/S10494-006-9018-6.
- [38] D. Chatterjee and G. Biswas, “Dynamic behavior of flow around rows of square cylinders kept in staggered arrangement,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 136, pp. 1–11, Jan. 2015, doi: 10.1016/J.JWEIA.2014.10.019.
- [39] K. Lam, Y. F. Lin, L. Zou, and Y. Liu, “Experimental study and large eddy simulation of turbulent flow around tube bundles composed of wavy and circular cylinders,” *Int J Heat Fluid Flow*, vol. 31, no. 1, pp. 32–44, Feb. 2010, doi: 10.1016/J.IJHEATFLUIDFLOW.2009.10.006.
- [40] Y. Camaraza-Medina, A. Hernandez-Guerrero, and J. L. Luviano-Ortiz, “New Improved Method for Heat Transfer Calculation Inside Rough Pipes,” *J Heat Transfer*, vol. 143, no. 7, Jul. 2021, doi: 10.1115/1.4051125.
- [41] R. Palm, “Analysis of enhanced heat transfer in corrugated tubes,” 2016, Accessed: Feb. 12, 2024. [Online]. Available: <http://odr.chalmers.se/bitstreams/ef11630c-a641-4f19-b4ae-8e80fb20ccc5/download>
- [42] N. Ganjbakhsh, S. Alikhani, and A. Behzadmehr, “Numerical study of the effects of surface roughness on the mixed convection heat transfer of a laminar flow inside a horizontal curved dimpled tube,” *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, vol. 55, no. 7, pp. 2009–2016, Jul. 2019, doi: 10.1007/S00231-018-2502-4.
- [43] Farahbod, F., Farahmand, S., & Farahbod, F. (2012, May). Novel Arrangement of Rough Tubes for Heat Flux Improvement. In *Defect and Diffusion Forum* (Vol. 326, pp. 81-86). Trans Tech Publications Ltd.
- [44] B. Kirubadurai, K. Kanagaraja, G. Jegadeeswari, and T. Kumaran, “Design and analysis of grooved heat pipe,” *International Review of Applied Sciences and Engineering*, vol. 14, no. 1, pp. 13–24, Feb. 2023, doi: 10.1556/1848.2022.00380.
- [45] A. A. Khalatov, G. V. Kovalenko, and A. Z. Meiris, “Heat Transfer in Air Flow Across a Single-Row Bundle of Tubes With Spiral Grooves,” *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, vol. 91, no. 1, pp. 64–71, Jan. 2018, doi: 10.1007/S10891-018-1719-X.

## REFERENCES

---

- [46] K. Ben Abdelmlek and F. Ben Nejma, “Impact of grooved cylinder on heat transfer by natural convection in cylindrical geometry,” *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 14, no. 8, Aug. 2022, doi: 10.1177/16878132221119906.
- [47] P. W. Sunu, I. M. Arsawan, D. S. Anakottapary, I. D. M. C. Santosa, and I. K. A. Yasa, “Experimental Studies on Grooved Double Pipe Heat Exchanger with Different Groove Space,” *J Phys Conf Ser*, vol. 953, no. 1, Feb. 2018, doi: 10.1088/1742-6596/953/1/012064.
- [48] Y. Becheffar, K. Chaib, N. S. Chemloul, and M. Abdi, “Laminar steady and unsteady flow around a convex-shape grooved cylinders,” *International Journal of Modern Physics C*, vol. 33, no. 10, Oct. 2022, doi: 10.1142/S0129183122501273.
- [49] W. Cheng, D. I. Pullin, and R. Samtaney, “Large-eddy simulation of flow over a grooved cylinder up to transcritical Reynolds numbers,” *J Fluid Mech*, vol. 835, pp. 327–362, Jan. 2018, doi: 10.1017/JFM.2017.767.
- [50] M. Abdi, A. Menouer, K. Chaib, S. Benferhat, N. S. Chemloul, and A. Kadari, “Momentum and heat transfer characteristics for Newtonian fluid across a grooved cylinder,” *International Journal of Modern Physics C*, vol. 33, no. 8, Aug. 2022, doi: 10.1142/S0129183122501091.
- [51] F. Ilinca, D. P.-I. J. of C. Fluid, and undefined 2007, “A continuous shape sensitivity equation method for unsteady laminar flows,” *Taylor & Francis F Ilinca, D Pelletier International Journal of Computational Fluid Dynamics, 2007*•Taylor & Francis, vol. 21, no. 7–8, pp. 255–266, Aug. 2007, doi: 10.1080/10618560701649952.
- [52] Z. Tian, “Numerical simulation of gas-particle flows over an in-line tube bank,” *ANZIAM Journal*, vol. 49, p. 509, Oct. 2007, doi: 10.21914/ANZIAMJ.V48I0.66.
- [53] Y. T. Lin, Y. Yang, Y. J. Chiu, and X. Ji, “Hydrodynamic characteristics of flow in a strongly curved channel with gravel beds,” *Water (Switzerland)*, vol. 13, no. 11, Jun. 2021, doi: 10.3390/W13111519.
- [54] T. Meile, J.-L. Boillat, and A. J. Schleiss, “Flow Resistance Caused by Large-Scale Bank Roughness in a Channel,” *Journal of Hydraulic Engineering*, vol. 137, no. 12, pp. 1588–1597, Dec. 2011, doi: 10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0000469.
- [55] A. Vagtinski De Paula and S. V. Möller, “Accelerating flow in triangular tube banks,” *Transactions*, p. 23, 2015, Accessed: Feb. 12, 2024. [Online]. Available: [https://repository.lib.ncsu.edu/bitstream/handle/1840.20/33927/SMiRT-23\\_Paper\\_564.pdf?sequence=1](https://repository.lib.ncsu.edu/bitstream/handle/1840.20/33927/SMiRT-23_Paper_564.pdf?sequence=1)
- [56] A. Zukauskas and R. Ulinskas, “Heat transfer in tube banks in crossflow,” 1988, Accessed: Feb. 12, 2024. [Online]. Available: <https://www.osti.gov/biblio/5833318>
- [57] “Article sur les échangeurs thermiques - GRETh.” Accessed: Oct. 04, 2024. [Online]. Available: <https://greth.fr/echangeur-thermique/>
- [58] Y. Cengel, “Heat and mass transfer,” 2000, Accessed: Feb. 13, 2024. [Online]. Available: <http://103.62.146.201:8081/jspui/handle/1/4693>

## REFERENCES

---

- [59] V. Yakhot, S. Orszag, S. Thangam, ... T. G.-P. of F. A., and undefined 1992, “Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique,” *pubs.aip.org*, 1991, Accessed: Feb. 13, 2024. [Online]. Available: <https://pubs.aip.org/aip/pof/article-abstract/4/7/1510/402677>
- [60] B. E. Launder and D. B. Spalding, “The numerical computation of turbulent flows,” *Comput Methods Appl Mech Eng*, vol. 3, no. 2, pp. 269–289, 1974, doi: 10.1016/0045-7825(74)90029-2.
- [61] R. Absi, “Eddy Viscosity and Velocity Profiles in Fully-Developed Turbulent Channel Flows,” *Fluid Dynamics*, vol. 54, no. 1, pp. 137–147, Jan. 2019, doi: 10.1134/S0015462819010014.
- [62] “Etude de l’ interaction choc/choc é des écoulements dans une tuyère.” Accessed: Nov. 18, 2024. [Online]. Available: <https://123dok.net/document/yd23ep6q-etude-l-interaction-choc-choc-%C3%A9-%C3%A9coulements-tuy%C3%A8re.html>
- [63] B. E. Launder and D. B. Spalding, “The numerical computation of turbulent flows,” *Comput Methods Appl Mech Eng*, vol. 3, no. 2, pp. 269–289, 1974, doi: 10.1016/0045-7825(74)90029-2.
- [64] D. Wilcox, “Turbulence modeling for CFD,” 1998, Accessed: Feb. 13, 2024. [Online]. Available: [http://sutlib2.sut.ac.th/sut\\_contents/H133907.pdf](http://sutlib2.sut.ac.th/sut_contents/H133907.pdf)
- [65] M. Guingo, “Modélisation stochastique du dépôt et du réentraînement de particules dans un écoulement turbulent,” Jun. 2008, Accessed: Feb. 13, 2024. [Online]. Available: <https://theses.hal.science/tel-03758007>
- [66] C. D. Pérez-Segarra, C. Oliet, and A. Oliva, “Thermal and Fluid Dynamic Simulation of Automotive Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part 1: Mathematical Model,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 29, no. 5, pp. 484–494, May 2008, doi: 10.1080/01457630701851107.
- [67] F. R. Menter, “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications,” *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994, doi: 10.2514/3.12149.
- [68] “Turbulence models classification. | Download Scientific Diagram.” Accessed: Feb. 13, 2024. [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/figure/Turbulence-models-classification\\_fig4\\_343647536](https://www.researchgate.net/figure/Turbulence-models-classification_fig4_343647536)