

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

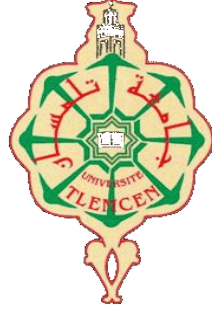
**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd- Tlemcen –  
Faculté de TECHNOLOGIE



## **MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

**En** : Génie Mécanique

**Spécialité** : Energétique

**Par** : AMZAL Omar Redouane

### **Sujet**

Étude numérique de turbulateurs coniques et fusiformes pour l'amélioration du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à double tube

Soutenu publiquement, le / / , devant le jury composé de :

M/SAIM Rachid	Professeur	Université de Tlemcen	Président
Mme/MOSTEFAOUI Amina	MCB	Université de Tlemcen	Examinatrice
M/BEGAG Abdelaziz	MCB	Université de Tlemcen	Encadreur

**Année universitaire : 2023 / 2024**

## ***Remerciements***

*En premier lieu, je souhaite exprimer ma reconnaissance envers le Bon Dieu pour la santé, le courage et la persévérance.*

*Monsieur BEGAG Abdelaziz,*

*Je souhaite vous remercier chaleureusement pour votre soutien continu, votre confiance et votre encadrement précieux tout au long de mon cursus universitaire, ainsi que pour votre accompagnement lors de l'élaboration de ce projet de fin d'études. Votre expertise et votre patience se sont avérées extrêmement bénéfiques pour moi tout au long de cette démarche.*

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers M. SAIM Rachid pour avoir aimablement accepté d'évaluer ce travail, ce qui a été pour moi un grand honneur. Je souhaite également manifester ma sincère reconnaissance à Mme MOSTEFAOUI Amina pour sa bienveillance à examiner ce travail.*

*Je vous exprime également ma gratitude pour vos commentaires constructifs et vos critiques franches. Votre évaluation approfondie de mon travail m'aide à gagner en compréhension. Je tiens à vous remercier chaleureusement pour votre engagement envers ma réussite académique.*

*Avec mes salutations distinguées,*

## *Dédicaces*

*À l'attention de mes estimés parents, vous représentez les fondations de mon existence.*

*Votre engagement, votre tolérance et vos concessions ont constamment alimenté mon inspiration. Votre soutien indéfectible m'a constamment poussé à embrasser mes aspirations et à exprimer le meilleur de mes capacités. Ainsi, ce document reflète l'aboutissement de notre affection familiale et de notre détermination partagée.*

*À mon oncle, Je tiens à vous exprimer ma sincère gratitude pour votre présence et votre impact positif dans mon existence. Je souhaite mettre en lumière à quel point vous m'avez motivé et inspiré. Nos échanges, nos conversations approfondies ont considérablement apporté une dimension supplémentaire à mon parcours professionnel et ont joué un rôle essentiel dans l'expansion de ma perspective.*

*À l'attention de mes chers amis, je tiens à exprimer ma gratitude pour le soutien indéfectible, les conseils avisés et la précieuse présence dont vous m'avez gratifié tout au long de cette aventure. Votre contribution a été d'une valeur inestimable pour moi, et c'est avec une profonde reconnaissance que je célèbre cette réussite en votre compagnie.*

*À l'attention de mes collègues, votre soutien réciproque s'est avéré inestimable lors des périodes de questionnement et d'investissement intenses.*

*Je tiens à vous exprimer ma profonde gratitude pour avoir été présent à mes côtés.*

*Avec une reconnaissance infinie,*

13000 4000

## Résumé

L'étude proposée examine l'impact des turbulateurs coniques et fusiformes placés dans un échangeur de chaleur à double tube sur le transfert thermique et les conceptions d'écoulement turbulent. Deux configurations intégrant des turbulateurs coniques et fusiformes ont été examinées dans l'échangeur à des nombres de Reynolds allant de 4000 à 12000 sur le côté du tube intérieur. En utilisant le logiciel Fluent, la méthode des volumes finis a été mise en œuvre pour discrétiser les équations d'écoulement de la turbulence en utilisant le modèle k- $\epsilon$ .

Les effets de l'insertion de turbulateurs coniques et fusiformes dans l'échangeur ont été analysés en termes de transfert thermique et de diminution de la pression.

Les caractéristiques thermohydrauliques de l'échangeur ont été examinées dans le but d'optimiser ses performances. Les conclusions de l'étude indiquent que l'utilisation de turbulateurs fusiformes dans le tube central des échangeurs de chaleur à tubes concentriques entraîne une amélioration significative de leurs performances.

**Mots clés :** turbulateur, échangeur de chaleur, double tube.

## Abstract

The study aims to examine the effects of conical and spindle-shaped turbulators, when inserted into a double-tube heat exchanger, on heat transfer and turbulent flow. The study investigated two designs that included conical and spindle-shaped turbulators in the exchanger. The Reynolds numbers on the inner tube side varied from 4000 to 12000. The turbulence flow equations were discretized using the realizable k- model through the implementation of the finite volume method in Fluent software.

The effects of placing conical and spindle-shaped inserts in the exchanger were analyzed in terms of heat transfer and pressure drop.

An analysis was conducted on the thermohydraulic characteristics of the exchanger with turbulators, with the goal of improving its thermohydraulic performance. The findings demonstrated that the exchangers equipped with spindle-shaped turbulators in the central tube greatly enhance the thermo-hydraulic efficiency of the heat exchanger.

**Keywords:** turbulators, heat exchanger, double-tube.

## Tables des matières

---

Remerciements

Dédicaces

Résumé

Abstract

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

**Introduction générale**.....1

<p style="text-align: center;"><b>Chapitre I</b> <b>Généralités sur les échangeurs de chaleur</b></p>
---

I. 1. Introduction .....	3
I. 2. Définition .....	3
I. 3. Mode de fonctionnement.....	3
I. 4. Classification des échangeurs.....	3
I. 4. 1. En fonction du type de contact .....	4
I. 4. 1. 1. Contact direct .....	4
I. 4. 1. 2. Contact indirect.....	4
I. 4. 2. En fonction du procédé de transfert thermique.....	4
I. 4. 2. 1. Sans stockage .....	4
I. 4. 2. 2. Avec stockage .....	5
I. 4. 3. En fonction du mode de transfert thermique .....	5
I. 4. 4. En fonction du mécanisme de transfert thermique .....	5
I. 4. 4. 1. Échangeur sans changement de phase .....	5
I. 4. 4. 2. Échangeur avec changement de phase.....	5
I. 4. 4. 3. Échangeur Couplé.....	6
I. 4. 5. En fonction du sens d'écoulement.....	6
I. 4. 5. 1. Co-courant.....	6
I. 4. 5. 2. Contre-courant .....	6
I. 4. 5. 3. Courant croisé .....	6
I. 4. 5. 4. Courant mixte.....	7
I. 4. 6. En fonction de la compacité .....	7
I. 4. 7. En fonction du type de construction .....	7

## Tables des matières

---

I. 4. 7. 1. Échangeur coaxial .....	8
I. 4. 7. 2. Échangeur à faisceau tubulaire .....	8
I. 4. 7. 3. Échangeur spiralé .....	9
I. 4. 7. 4. Échangeur à lamellaires .....	10
I. 4. 7. 5. Échangeur à plaques et joints .....	10
I. 4. 7. 6. Échangeurs avec tubes à ailettes .....	11
I. 4. 7. 6. 1. Ailettes planes .....	11
I. 4. 7. 6. 2. Ailettes annulaires .....	12
I. 5. Techniques d'amélioration du transfert chaleur dans les EDC .....	12
I. 5. 1. Techniques actives .....	13
I. 5. 2. Techniques passives .....	13
I. 5. 3. Techniques composées .....	13
I. 6. Conclusion .....	13

<p style="text-align: center;"><b>Chapitre II</b> <b>Revue bibliographique</b></p>
--

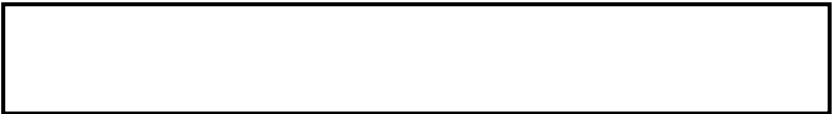
II. 1. Introduction .....	14
II. 2. Recherche bibliographique .....	14
II. 3. Conclusion .....	30

<p style="text-align: center;"><b>Chapitre III</b> <b>Modélisation mathématique et simulation numérique</b></p>
---

III. 1. Introduction .....	31
III. 2. Modèle physique du problème .....	31
III. 3. Modélisation mathématique du problème .....	32
III. 3. 1. Hypothèses .....	32
III. 3. 2. Équations gouvernantes .....	33
III. 3. 2. 1. Équation de continuité .....	33
III. 3. 2. 2. Équation de quantité de mouvement .....	33
III. 3. 2. 3. Équation de l'énergie .....	34
III. 3. 3. Équations de turbulence k- réalisable .....	34
III. 3. 4. Nombres adimensionnels .....	36
III. 4. Conditions aux limites .....	39

## Tables des matières

---

III. 5. Propriétés du fluide.....	40
III. 6. Méthode des volumes finis .....	41
III. 6. 1. Principe de la méthode des volumes finis.....	41
III. 6. 2. Volume de contrôle.....	42
III. 7. Logiciels de simulation Gambit et Fluent.....	42
III. 7. 1. Gambit.....	42
III. 7. 1. 1. Interface de Gambit .....	43
III. 7. 1. 2. Présentation de la géométrie dans Gambit .....	43
III. 7. 2. Fluent .....	46
III. 8. Indépendance de maillage .....	52
	
IV. 1. Introduction .....	53
IV. 2. Validation des résultats de simulation.....	53
IV. 3. Résultats et discussions .....	54
IV. 3. 1. Paramètres thermiques.....	54
IV. 3. 1. 1. Distribution de la température du fluide froid dans l'espace annulaire .....	54
IV. 3. 1. 2. Distribution du Nusselt local.....	55
IV. 3. 1. 3 Nombre de Nusselt moyen .....	56
IV. 3. 2. Paramètres dynamiques .....	57
IV. 3. 2. 1. Distribution de la vitesse axiale du fluide chaud dans le tube interne .....	57
IV. 3. 2. 2. Coefficient de friction local .....	58
IV. 3. 2. 3. Chute de pression globale .....	58
IV. 3. 3. Indice de performance .....	59
IV. 3. 4. Domaines de vitesse axiale, répartition de la température et l'intensité de la vorticité .....	60
IV.4. Conclusion.....	65
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>67</b>
<b>Références eTD 0.00f -0.003 Tw 40.00f -0.003 Tw aPiques</b>	



## Liste des figures

---

Figure II. 29. Rubans torsadés avec des découpes rectangulaires	29
Figure III. 1. Tube interne lisse dans un échangeur de chaleur à double tube	31
Figure III. 2. Différentes configurations de l'insert conique et fusiforme dans un échangeur de chaleur à double tube	31
Figure III. 3. Volume de contrôle 2D	42
Figure III. 4. Interface du préprocesseur Gambit	43
Figure III. 5. Type de solveur	43
Figure III. 6. Création de la géométrie avec tube lisse	44
Figure III. 7. Maillage d'échangeur avec tube lisse	44
Figure III. 8. Maillage d'échangeur avec turbulateur	45
Figure III. 9. Insertion des conditions aux limites sur Gambit	45
Figure III. 10. Exportation du maillage	46
Figure III. 11. Type de résolution	46
Figure III. 12. Importation du fichier sous Fluent	47
Figure III. 13. Fenêtre du solveur	47
Figure III. 14. Insertion l'équation d'énergie	48
Figure III. 15. Choix du modèle visqueux	48
Figure III. 16. Choix du fluide et du solide	49
Figure III. 17. Insertion des conditions aux limites	50
Figure III. 18. Initialisation de calcul	50
Figure III. 19. Moniteurs résiduels	51
Figure III. 20. Lancement des itérations	51
Figure III. 21. Fenêtre des itérations	52
Figure III. 22. Maillage du domaine de calcul	53
Figure III. 23. Nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre des mailles	54
Figure IV. 1. Comparaison de nombre de Nusselt moyen obtenu avec celui de la corrélation empirique de Gnielinski	53
Figure IV. 2. Distribution de la température du fluide froid dans l'espace annulaire	54
Figure IV. 3. Variation du nombre du Nusselt local dans l'interface solide-fluide le long du l'espace annulaire	55
Figure IV. 4. Évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds	56
Figure IV. 5. Distribution de la vitesse axiale du fluide chaud dans le tube interne	57
Figure IV. 6. Coefficient du friction local	58
Figure IV. 7. Chute de pression globale	59
Figure IV. 8. Indice de performance en fonction du nombre de Reynolds	60
Figure IV. 9. Champs de vitesse axiale (a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour $Re=4000$	61
Figure IV. 10. Champs de vitesse axiale (a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour $Re=8000$	62
Figure IV. 11. Champs de vitesse axiale (a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour $Re=12000$	63

## Liste des tableaux

---

Tableau III. 2. Paramètres géométriques	32
Tableau III. 3. Valeurs des vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis	40
Tableau III. 4. Condition aux limites	40
Tableau III. 5. Propriétés physiques d'eau u à $T=300K$	41

## Nomenclature

---

### Symboles:

$C_p$	Chaleur spécifique [J/kg.K]
$C_f$	Coefficient de friction
$D$	Diamètre hydraulique [m]
$D, d$	Diamètre [m]
$h$	Hauteur [m]
$P$	Périmètre [m]
$S$	Section [m <sup>2</sup> ]
$r$	Rayon [m]
$f$	Facteur de frottement
$h(x)$	Coefficient de transfert convectif local [W/m <sup>2</sup> .K]
$L$	Longueur échangeur [m]
$k$	Energie cinétique turbulente [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\dot{m}$	Débit massique [kg/s]
$p$	Pression [Pa]
$Nu$	Nombre de Nusselt
$Nu(x)$	Nombre de Nusselt local
$Re$	Nombre de Reynolds
$\eta$	Indice de performance
$Pr$	Nombre de Prandtl
$u, v$	Vitesse suivant $ox$ , $or$ [m/s]
$Q$	Flux de chaleur [W]
$\Delta p$	Chute de pression [Pa]
$T$	Température [K]
$r$	Coordonnée de l'axe ( $or$ ) [m]
$Sp$	Section de passage [m]

### Symboles grecs :

$\rho$	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]
$\alpha$	Diffusivité thermique [m <sup>2</sup> /s]
$\nu$	Viscosité cinématique [m <sup>2</sup> /s]
$\lambda$	Conductivité thermique [W/m.K]
$\mu$	Viscosité dynamique [kg/m.s]
$\tau_w$	Taux de cisaillement à la paroi

## Nomenclature

---

$\varepsilon$  Dissipation visqueuse turbulent [ $\text{m}^2/\text{s}^3$ ]

$\phi$  Flux de chaleur [W]

### Indice :

e Entrée

s Sortie

t Turbulent

atm Atmosphérique

tot Total

moy Moyen

i Interne

o Annulaire

c Chaud

f Froid

p Passage de fluide

m Mouillé

turb Turbulateur

loc Local

# *Introduction générale*

## Introduction générale

---

L'optimisation du transfert thermique dans divers systèmes constitue un champ d'étude crucial exploré dans de nombreux domaines industriels. L'étude des échangeurs de chaleur s'avère être un cas significatif permettant de mieux appréhender les mécanismes de transfert de chaleur et d'améliorer l'efficacité thermique des systèmes.

Les méthodes visant à améliorer le transfert thermique sont généralement classées en actifs, passifs ou hybrides.

Les technologies passives englobent diverses applications telles que des configurations géométriques avec des inserts, des générateurs de vortex, des modifications de surface, des ondulations, des frontières irrégulières et des surfaces étendues. Ces approches ne requièrent pas d'alimentation externe et sont relativement économiques, bien que leur coefficient de transfert de chaleur soit modéré. Elles sont largement utilisées dans des secteurs de l'ingénierie tels que les systèmes de ventilation et de climatisation.

Les dispositifs tels que les inserts en forme de bandes torsadées, les ailettes, les générateurs de tourbillons, les turbulateurs et les chicane sont largement reconnus comme efficaces afin d'optimiser le processus de transfert thermique au sein de différentes configurations système. Ces éléments métalliques induisent une augmentation de la pression relativement faible à travers les différents régimes d'écoulement, favorisant des interactions fluidiques propices au mélange des fluides, augmentant la turbulence et le coefficient de transfert thermique, ce qui prolonge la durée de séjour du fluide dans le conduit. De surcroît, la turbulence limite l'accumulation de dépôts, facilitant ainsi les opérations de nettoyage et de maintenance des échangeurs.

Dans cette perspective, les chercheurs ont été intéressés par les turbulateurs en raison de leur aptitude à améliorer le transfert thermique. Les turbulateurs, des équipements insérés qui perturbent l'écoulement. Ces dispositions ont la capacité d'augmenter la convection.

Cette étude vise à effectuer une analyse numérique de l'influence des turbulateurs sur le transfert de thermique dans un échangeur à double tube.

Notre démarche vise à évaluer les performances thermiques et à appréhender les mécanismes sous-jacents à l'amélioration du transfert de chaleur. Afin d'atteindre cet objectif, des méthodes numériques basées sur la résolution des équations spéciales seront employées pour modéliser l'écoulement d'eau et le transfert de chaleur au sein du conduit.

## Introduction générale

---

Nous examinerons diverses configurations d'échangeurs à double tube, avec ou sans turbulateurs. De plus, nous étudierons l'influence de paramètres clés tels que l'effet de la présence de turbulateurs coniques et fusiformes sur les caractéristiques thermohydrauliques.

Des simulations numériques approfondies seront réalisées pour étudier ces variations et évaluer l'incidence de chaque paramètre.

Cette étude est composée de :

- Traitement des concepts généraux liés aux échangeurs de chaleur, y compris leur classification.
- Analyse des recherches récentes sur les différentes méthodes visant à améliorer les performances thermohydrauliques des échangeurs de chaleur.
- Analyse du problème, incluant la caractérisation de modèle, sa formalisation mathématique, ainsi que la conception de la géométrie et la simulation numérique à l'aide des logiciels "GAMBIT" et "FLUENT".
- Finalement, l'étude sera consacrée à l'évaluation, à l'interprétation des résultats.

En conclusion, une synthèse récapitule les résultats obtenus.

*Chapitre I*

*Généralités sur les échangeurs de  
chaleur*

**I. 1. Introduction**

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle critique dans divers secteurs industriels et civils. Une proportion significative de l'énergie thermique nécessaire dans les procédés transite par des échangeurs de chaleur, que ce soit lors des processus de production ou dans les systèmes de récupération de chaleur. Les principaux domaines d'application incluent l'industrie chimique, la pétrochimie, la sidérurgie, l'agroalimentaire, et la production d'énergie.

La sélection d'un échangeur de chaleur pour une activité spécifique dépend de plusieurs paramètres : les plages de température et de pression des fluides, leurs caractéristiques physiques et leur réaction, ainsi que les exigences de maintenance et les contraintes d'encombrement. Il est démontré que l'utilisation d'un échangeur de chaleur bien adapté, correctement dimensionné et réalisé avec précision, conduit à une amélioration significative de l'efficacité énergétique et du rendement des procédés.

**I. 2. Définition**

Les échangeurs de chaleur sont des équipements thermiques fondamentaux qui facilitent le transfert thermique entre deux fluides ou plus à des températures différentes. L'objectif principal est de transférer la chaleur d'une source chaude vers une source froide.

L'application et l'environnement d'utilisation influencent la variété des dimensions et des performances. Il est possible de les classer en fonction de plusieurs critères tels que le mode de transfert de chaleur, la configuration et les matériaux utilisés. [1]

**I. 3. Mode de fonctionnement**

Le concept implique la circulation de deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. Les deux fluides entrent en échange thermique passant par une paroi généralement métallique, ce qui facilite les échanges thermiques. Ainsi, la chaleur est évacuée d'un liquide à un autre en respectant la loi de conservation de l'énergie. [2]

**I. 4. Classification des échangeurs**

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon différents critères.

### I. 4. 1. En fonction du type de contact

#### I. 4. 1. 1. Contact direct

Le modèle de base implique l'utilisation d'un bac dans lesquels les deux fluides sont mélangés jusqu'à ce qu'ils arrivent à une température commune.

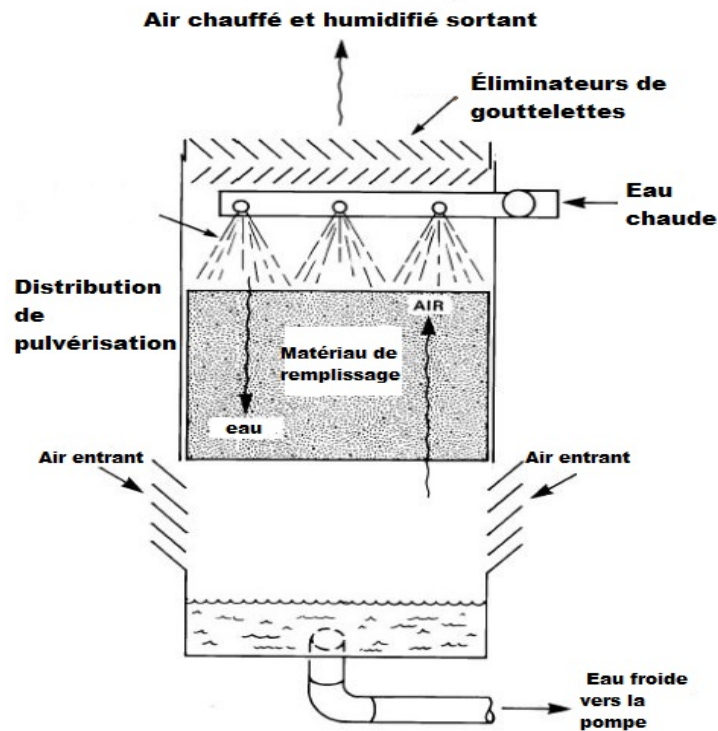


Figure I. 1. Tour de refroidissement à contact direct [4]

#### I. 4. 1. 2. Contact indirect

Les fluides circulent à des zones séparées. [2]

### I. 4. 2. En fonction du procédé de transfert thermique

D'après l'existence d'un stockage de chaleur, l'échangeur est défini comme un récupérateur ou un régénérateur de chaleur.

#### I. 4. 2. 1. Sans stockage

Avec deux ou plusieurs passages et un écoulement généralement continu, donc en récupérateur.

### I. 4. 2. 2. Avec stockage

Avec un seul passage et un écoulement intermittent, soit statique ou dynamique, donc régénérateur. [2]

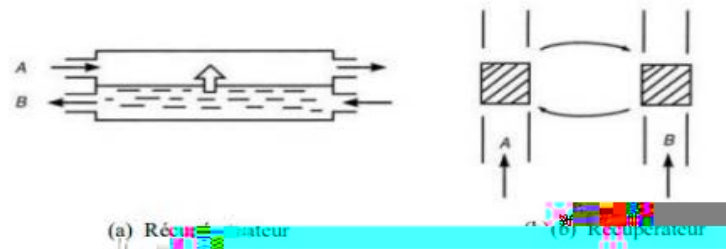


Figure I. 2. Récupération et régénération [3]

### I. 4. 3. En fonction du mode de transfert thermique

La conduction, convection et le rayonnement sont présents en même temps dans la plupart des cas, tels que dans les chambres de combustion ou les systèmes de récupération de chaleur des fumées. Cependant, un mode de transfert prédomine souvent. La conduction est essentielle pour tous les échangeurs de chaleur où le transfert se fait à travers une paroi.

### I. 4. 4. En fonction du mécanisme de transfert thermique

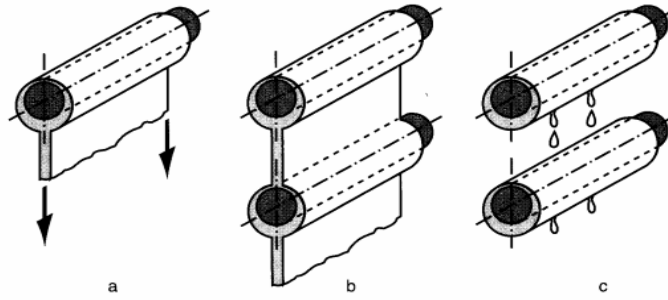
Les mécanismes de transfert de chaleur à une seule phase et à deux phases sont des mécanismes essentiels utilisés dans diverses applications.

#### I. 4. 4. 1. Échangeur sans changement de phase

C'est l'échangeur où on a une convection à une seule phase sur les deux côtés de deux fluides, tels que les radiateurs automobiles. [5]

#### I. 4. 4. 2. Échangeur avec changement de phase

C'est l'échangeur où on a une convection à deux phases sur les deux côtés, comme la condensation et l'évaporation dans les évaporateurs d'air conditionné. La convection diphasique multicomposante se produit lors de la condensation de vapeurs mixtes dans la distillation des hydrocarbures. [5]



**Figure I. 3.** Condensation en film : a) sur un tube horizontal ; b) sur une rangée de tubes avec continuité du film entre les nappes ; c) avec écoulement en gouttes [2]

#### I. 4. 4. 3. Échangeur Couplé

Dans les échangeurs de chaleur à métal liquide et dans ceux de récupération de chaleur à haute température, le transfert thermique est assuré par une combinaison de rayonnement et de convection. La radiation thermique est principalement employée dans les chaudières à combustibles fossiles, les générateurs de vapeur, les échangeurs des centrales de gazéification du charbon, les incinérateurs, et d'autres échangeurs à combustion. Tous ces mécanismes peuvent fonctionner individuellement ou en combinaison de chaque côté de l'échangeur. [2]

#### I. 4. 5. En fonction du sens d'écoulement

Suivant le circuit des fluides, on a :

##### I. 4. 5. 1. Co-courant

Les fluides entrent par une extrémité commune, cheminent dans la même direction et ressortent par une extrémité identique tel qu'illustré dans la Figure (I.1a).

##### I. 4. 5. 2. Contre-courant

Les fluides entrent et sortent par les extrémités opposées de l'échangeur tel qu'illustré dans la (Figure I.1b).

##### I. 4. 5. 3. Courant croisé

Les deux fluides sont en perpendiculaire l'un à l'autre tel qu'illustré dans la (Figure I.1c).

#### I. 4. 5. 4. Courant mixte

L'un des fluides modifie à plusieurs reprises sa direction ou son sens d'écoulement face au deuxième comme illustré dans les (Figures I.1d, I.1e et I.1f).

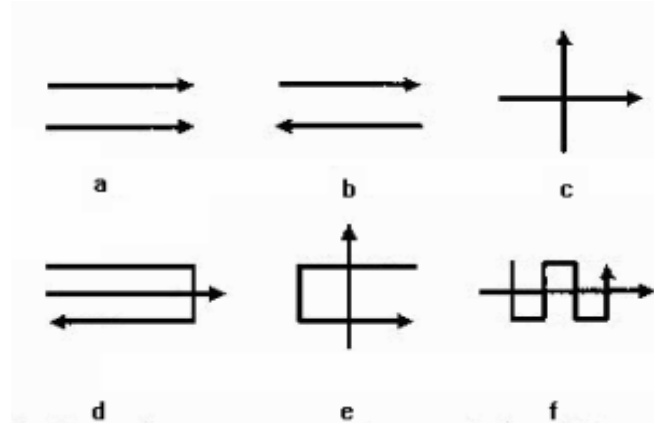


Figure I. 4. Configurations d'écoulements des échangeurs de chaleur [6]

#### I. 4. 6. En fonction de la compacité

La compacité d'un échangeur est déterminée par la proportion entre sa surface d'échange et le volume qu'il occupe comme indiqué dans la (Figure I.2).

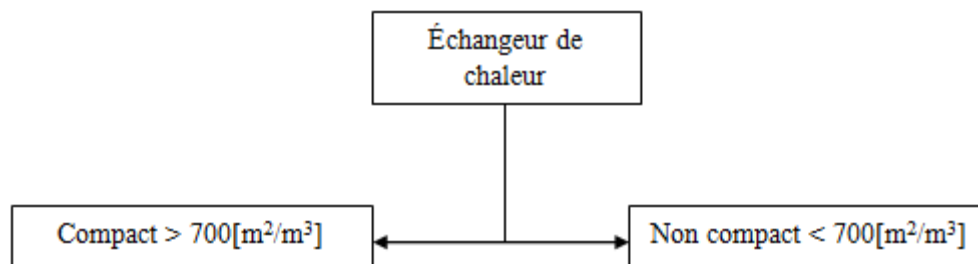


Figure I. 5. Compacité de l'échangeur [7]

#### I. 4. 7. En fonction du type de construction

Les échangeurs de chaleur sont fréquemment catégorisés en fonction de leurs caractéristiques de conception. On distingue principalement quatre types de construction : les échangeurs tubulaires, les échangeurs à plaques, les échangeurs à surface étendue et les échangeurs régénératifs.

Les échangeurs avec surface raclée, les réchauffeurs de réservoir, les échangeurs à cartouche de refroidissement, etc., sont d'autres types d'échangeurs.

On peut identifier certains de ces échangeurs comme des échangeurs tubulaires, mais ils ont des caractéristiques différentes des échangeurs tubulaires classiques. Ainsi, nous allons mentionner les échangeurs de chaleur les plus renommés utilisés dans les installations industrielles et civiles. [8]

#### I. 4. 7. 1. Échangeur coaxial

L'échangeur de chaleur à double tube consiste en deux tubes concentriques, l'un des fluides circule dans le tube interne tandis que l'autre circule dans le tube externe. Il est idéal pour les applications de contre-courant pour une performance maximale, mais peut également fonctionner en flux parallèle si une température de paroi constante est nécessaire. Cet échangeur est simple, facile à nettoyer par démontage et adapté aux fluides à haute pression en raison du coût moindre de confinement dans un petit diamètre. Il est principalement utilisé pour des applications de petite capacité (jusqu'à 50 m<sup>2</sup> de surface de transfert de chaleur), bien que des configurations multitubes avec des ailettes puissent être employées dans certains procédés. [1]

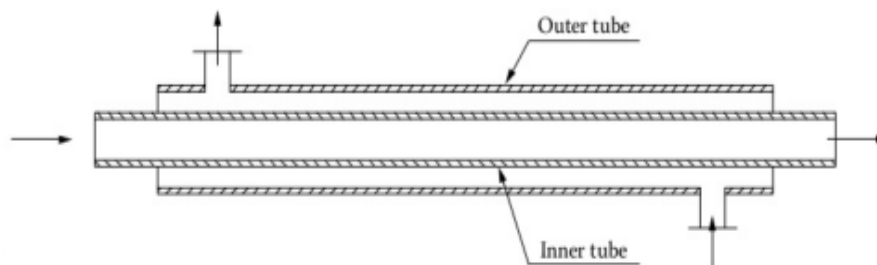
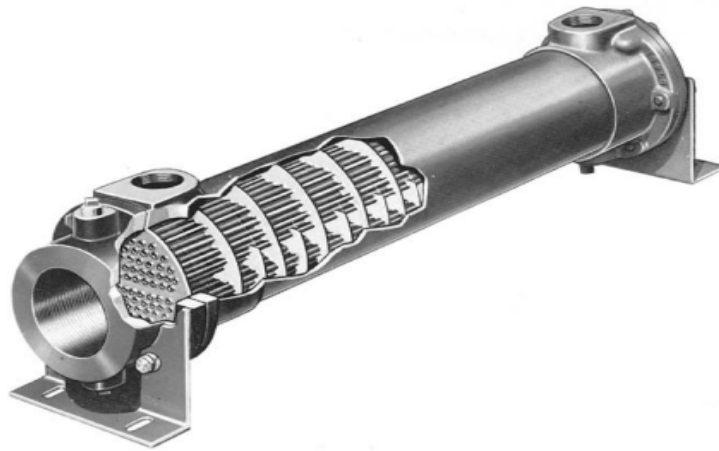


Figure I. 6. Échangeur coaxial [5]

#### I. 4. 7. 2. Échangeur à faisceau tubulaire

L'échangeur est habituellement composé d'un ensemble de tubes circulaires disposés dans une enveloppe cylindrique, avec les tubes alignés parallèlement à l'axe de l'enveloppe. Un fluide s'écoule à l'intérieur des tubes tandis qu'un autre s'écoule à travers et le long des tubes.

Les éléments principaux de cet échangeur comprennent les tubes (ou le faisceau de tubes), l'enveloppe, la tête d'entrée, la tête de sortie, les déflecteurs et les plaques tubulaires. [1]



**Figure I. 7.** Échangeur à faisceau tubulaire [8]

#### I. 4. 7. 3. Échangeur spiralé

Un échangeur à plaques spirales se compose de deux bandes relativement longues de tôle, normalement équipées de goujons soudés pour espacer les plaques, enroulées hélicoïdalement autour d'un mandrin divisé pour former une paire de canaux spirales pour deux fluides. Les bords des passages alternés sont fermés, permettant à chaque fluide d'avoir un long passage unique dans un ensemble compact. Pour compléter l'échangeur, des couvercles sont installés à chaque extrémité. [1]



**Figure I. 8.** Échangeur spiral [9]

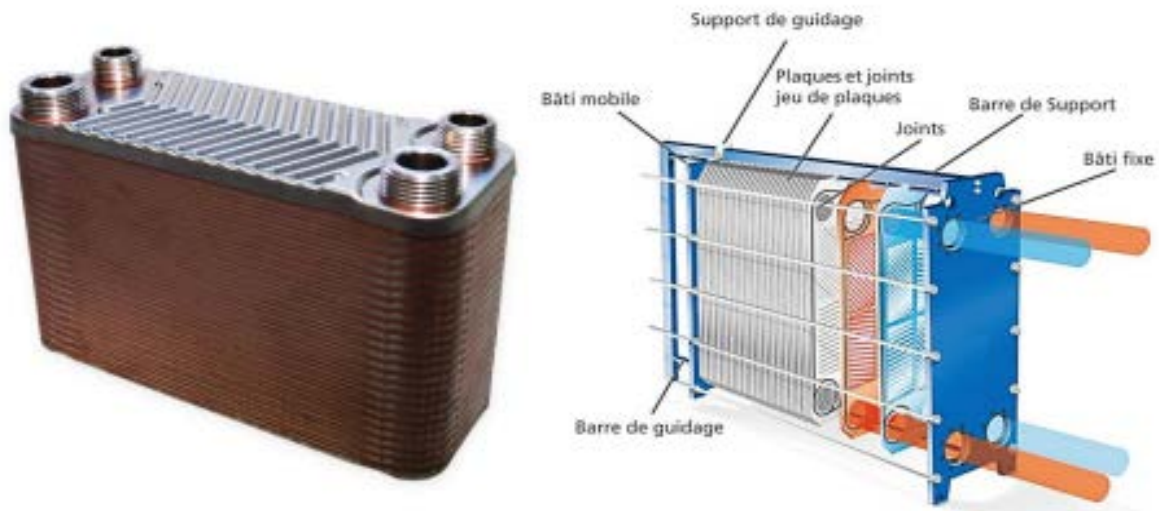
**I. 4. 7. 4. Échangeur à lamellaires**

Un échangeur de chaleur à lamelles se compose d'une coque tubulaire extérieure entourant un faisceau interne d'éléments de transfert de chaleur. Ces éléments, appelés lamelles, sont des tubes plats (paires de plaques minces avec des bosses, soudées sur les bords, créant des canaux rectangulaires à fort rapport de forme). [1]

**Figure I. 9.** Échangeur à lamellaires [1]

**I. 4. 7. 5. Échangeur à plaques et joints**

Ce type d'échangeur est constitué de nombreuses plaques en métal isolées le



**Figure I. 10.** Échangeur à plaques et joints [7]

#### **I. 4. 7. 6. Échangeurs avec tubes à ailettes**

En règle générale, les échangeurs de chaleur à tubes à ailettes sont employés pour le refroidissement ou le chauffage de fluides en utilisant un échange de chaleur avec un gaz ou inversement (comme l'eau, la saumure, la vapeur saturée, l'huile hydraulique, l'huile lubrifiante, l'huile thermique, les gaz frigorigènes qui se condensent ou s'évaporent). Il existe deux catégories :

##### **I. 4. 7. 6. 1. Ailettes planes**

Les tubes et les ailettes de l'échangeur sont généralement fabriqués à partir de matériaux possédant une excellente conductivité thermique, tels que le cuivre ou l'aluminium. Les ailettes comportent plusieurs ouvertures à travers lesquelles passent les tubes, qui peuvent être de différentes formes (circulaires, rectangulaires, ovales, etc.). Les ailettes elles-mêmes peuvent varier en type, étant soit lisses, soit ondulées, etc. [1]



**Figure I. 11.** Ailettes planes [7]

#### **I. 4. 7. 6. 2. Ailettes Annulaires**

En règle générale, chaque ailette de l'échangeur de chaleur est spécifiquement conçue pour un unique tube, et la configuration des ailettes et des tubes peut être adaptée en fonction des exigences de l'application, incluant des configurations circulaires, rectangulaires, ovales, etc. [1]



**Figure I. 12.** Ailettes Annulaires [1]

#### **I. 5. Techniques d'amélioration du transfert chaleur dans les EDC**

Les avancées en miniaturisation et en performance thermique des systèmes de conservation de l'énergie nécessitent impérativement d'utiliser des méthodes novatrices afin d'optimiser le processus de transfert thermique.

Ces méthodes, très prisées dans le secteur industriel, permettent des économies d'énergie, une utilisation optimale des sources d'énergie et une meilleure efficacité économique des systèmes thermiques. Elles sont classées en trois catégories : techniques actives, passives et composées.

### **I. 5. 1. Techniques Actives**

Les techniques actives utilisent une source d'énergie externe pour améliorer le transfert de chaleur. Cela inclut des méthodes telles que l'injection, les champs électriques ou magnétiques, les vibrations fluides, les aides mécaniques, l'impact de jet, les vibrations de surface et l'aspiration.

### **I. 5. 2. Techniques Passives**

Les techniques passives modifient la configuration des systèmes thermiques pour améliorer leurs performances sans nécessiter d'énergie externe. Elles comprennent l'utilisation de matériaux poreux, d'inserts (turbulateurs, bobines de fil, outils de flux tourbillonnaire, bandes torsadées), de surfaces rugueuses (ondulées), de surfaces étendues (ailettes), de bosses, de nanofluides, de dispositifs de déplacement, de tubes en spirale, etc.

### **I. 5. 3. Techniques Composées**

Les techniques composées combinent deux ou plusieurs méthodes actives et passives pour maximiser la performance thermique, offrant un taux de transfert de chaleur supérieur à celui des techniques individuelles.

Ces approches permettent d'optimiser l'efficacité énergétique et d'améliorer les performances globales des systèmes thermiques. [11]

## **I. 6. Conclusion**

Il est crucial d'avoir des échangeurs de chaleur dans les systèmes industriels et domestiques afin d'assurer un transfert de chaleur efficace. Leur efficacité et leur longévité sont influencés par leur conception, leur mise en œuvre et leur maintenance régulière. Une connaissance approfondie des différentes catégories et des types permet de sélectionner et de maintenir les échangeurs de manière optimale.

En outre, ces appareils jouent un rôle essentiel dans l'amélioration de la performance énergétique et la diminution des conséquences sur l'environnement. L'objectif ultime de la recherche dans ce domaine est de créer des systèmes plus performants et durables, favorisant ainsi une gestion plus efficace des ressources énergétiques et la préservation de l'environnement.

*Chapitre II*  
*Revue bibliographique*

## II. 1. Introduction

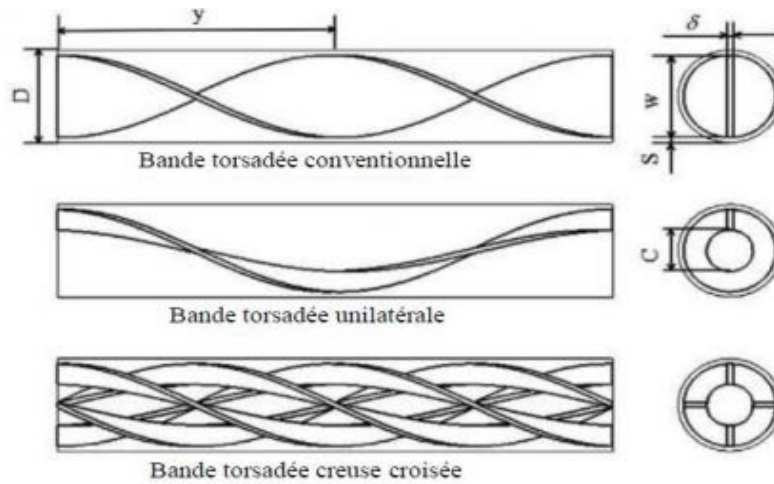
Au cours des dernières décennies, en réponse à la crise énergétique mondiale, de nombreuses recherches ont été entreprises par les chercheurs afin d'optimiser l'efficacité thermique des systèmes énergétiques.

Afin d'améliorer les performances de ces systèmes, diverses techniques peuvent être mises en œuvre. Parmi celles-ci, on peut citer les inserts tels que les bandes torsadées, les ailettes, les générateurs de tourbillons, les turbulateurs et les chicanes, qui sont reconnus comme étant parmi les techniques passives les plus efficaces pour optimiser le transfert de chaleur dans divers systèmes. Ces composants métalliques entraînent une augmentation de la pression relativement faible à travers les régimes d'écoulement. Ils provoquent des interactions d'écoulement favorisant le mélange des fluides, accroissant la turbulence et transfert thermique, ce qui étire le temps de rétention du fluide à l'intérieur de la conduite. De plus, la turbulence limite l'accumulation de dépôts, ce qui facilite le processus de nettoyage et de maintenance des échangeurs.

## II. 2. Recherche bibliographique

Parmi les recherches qui ont été réalisées pour étudier les caractéristiques thermiques, on commence par :

Une étude numérique menée par **Li et al. [12]** a exploré trois manières d'insérer un ruban torsadé : un ruban de la même largeur que le tube, un tube interne avec un seul insert, et un tube interne avec quatre inserts. Toutes ces configurations ont des proportions équivalentes. Les conclusions indiquent que les rubans torsadés creux croisés se révèlent être des composants de tuyauterie très prometteurs pour des conditions d'écoulement laminaire.



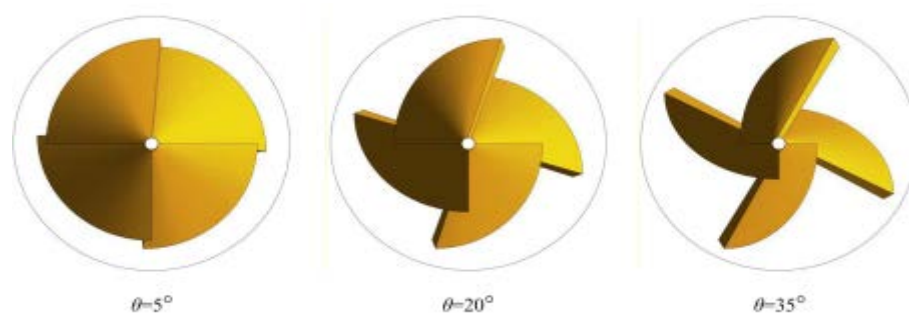
**Figure II. 1.** Représentation matérielle du problème examiné [12]

**Aghayari et al. [13]** ont étudié expérimentalement et théoriquement les performances du nanofluide dans un échangeur de chaleur à double tube équipé d'inserts en ruban torsadé afin d'améliorer le transfert de chaleur. Les paramètres examinés comprenaient le débit massique, le taux de torsion du ruban, la température et la concentration volumique des nanoparticules par rapport à l'eau. Les résultats indiquent que l'utilisation du nanofluide entraîne une augmentation du transfert de chaleur et du nombre de Nusselt.



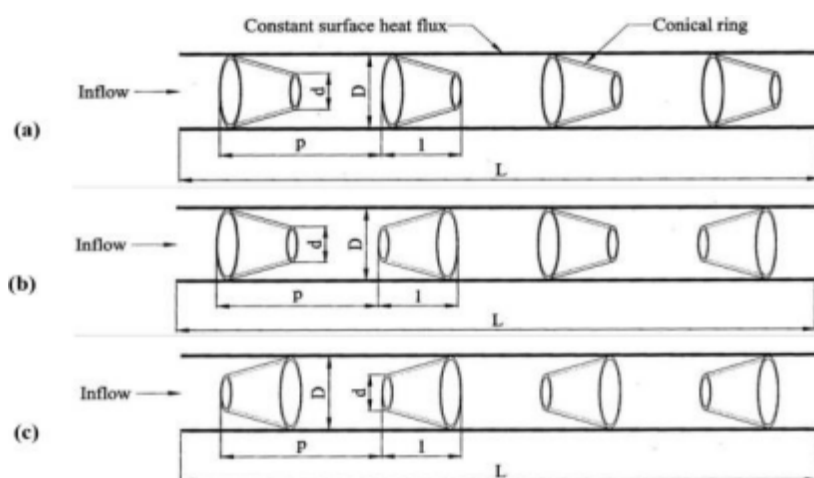
**Figure II. 2.** Disposition physique des bandes torsadées testées [13]

**Khodabandeh et al. [14]** ont examiné les caractéristiques thermodynamiques et l'efficacité énergétique des nanofluides contenant des nanoparticules d'argent en employant des rubans coniques torsadés. Leurs résultats mettent en évidence une dispersion plus prononcée des nanoparticules à des angles de torsion bas, laquelle augmente de manière significative avec la distance par rapport à l'entrée du tube. De plus, l'alignement dans une seule direction a conduit à une configuration offrant une efficacité énergétique améliorée.



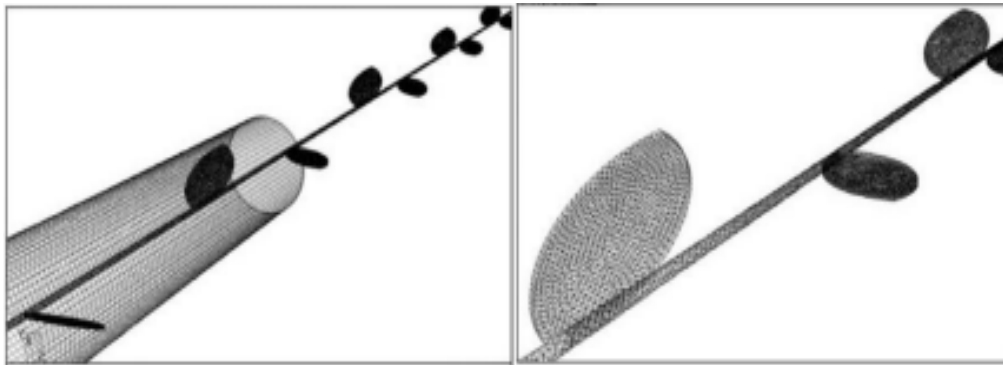
**Figure II. 3.** Illustration des inserts [14]

L'étude réalisée par **Ibrahim et al. [15]** explore une gamme de nombres de Reynolds allant de 6000 à 25000, en utilisant l'air comme fluide de travail. Trois configurations d'inserts à anneaux coniques ont été examinées : l'anneau conique convergent, l'anneau conique convergent-divergent et l'anneau conique divergent. Les résultats mettent en évidence une diminution du nombre de Nusselt et du facteur de frottement avec l'augmentation du rapport de géométrie, phénomène attribué à une réduction de l'intensité de la turbulence.



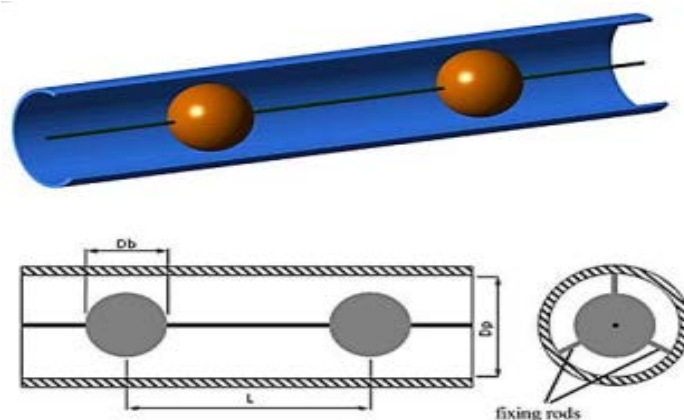
**Figure II. 4.** Tube comportant des systèmes d'anneaux coniques : (a) convergent, (b) convergent-divergent, (c) divergent [15]

Dans leur étude numérique, **Fan et al. [16]** ont réalisé une analyse d'un flux d'air turbulent dans un tube équipé d'inserts en bande à déflecteurs. L'influence de l'angle d'inclinaison et du pas des turbulateurs a été étudiée. Selon les résultats, une grande inclinaison et un petit pas sont effectivement bénéfiques pour améliorer le transfert de chaleur, mais elles augmentent également la résistance à l'écoulement et ont un impact sur le nombre de Nusselt et le facteur de friction.



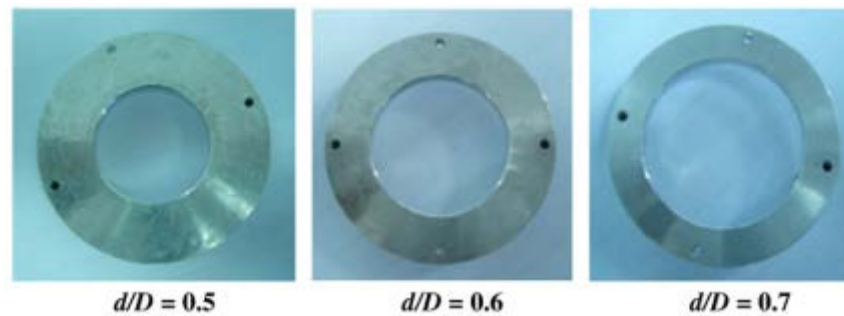
**Figure II. 5.** Tube circulaire équipé d'inserts en bande à déflecteurs [16]

**Jasi ski, P. B. [17] [18] [19]** a étudié numériquement et expérimentalement les caractéristiques thermohydrauliques d'un tube circulaire avec des turbulateurs à boules. L'influence des diamètres et de l'espacement des boules sur la diminution de la pression. Les résultats montrent que la perte de charge est maximale avec de grands diamètres de boules, et la résistance de l'écoulement augmente initialement avec l'espacement, puis diminue. Les meilleures performances thermiques sont obtenues avec des boules de 7 mm de diamètre et de grands espacements longitudinaux.



**Figure II. 6.** Tube circulaire avec des turbulateurs à boules [18]

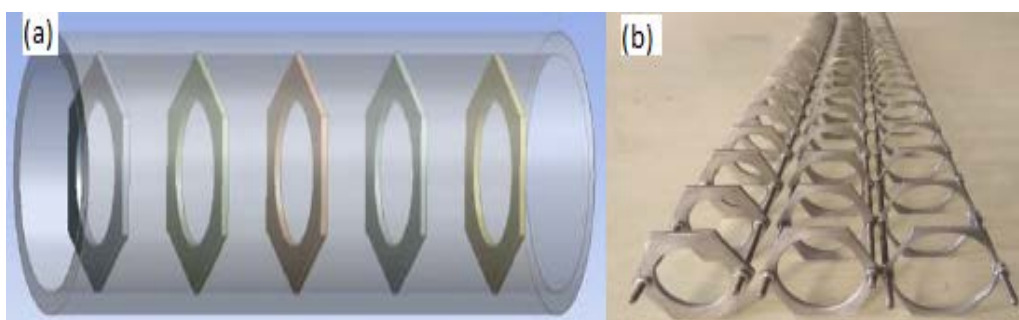
Une étude expérimentale a été réalisée par **Kongkai Paiboon et al. [20]** afin d'améliorer le transfert de chaleur dans un tube lisse en utilisant une pompe de recirculation dans un système à écoulement turbulent avec des anneaux. Ils ont constaté que lorsque le rapport de pas diminue, le taux de transfert thermique augmente. Ce progrès est dû à une augmentation de la turbulence et à une expansion de la surface de contact, ce qui contribue à la réduction des charges de pression dynamiques dans le système.



**Figure II. 7.** Perturbateurs à anneaux [20]

L'étude menée par **Sandeep Sadashiv Kore et al. [21]** analyse numériquement et expérimentalement l'amélioration de transfert de chaleur dans des échangeurs de chaleur en utilisant des géométries obstruantes avec différents rapports diamètre-pas (PDR).

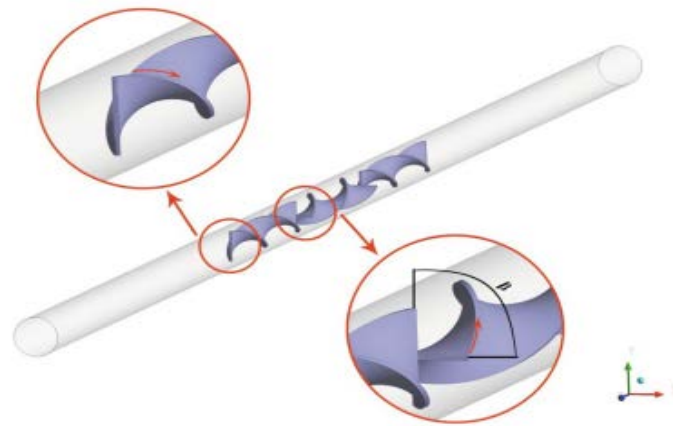
Les anneaux hexagonaux, en particulier, améliorent le transfert de chaleur de 2,28 à 3,01 fois en comparant avec un tube sans insert tout en ayant un coût de friction de fluide plus faible. Le rapport de diamètre optimal pour les inserts se situe autour de 0,63.



**Figure II. 8.** Tube à essai : (a) insert typique, (b) géométrie de la section de test équipée d'un anneau hexagonal [21]

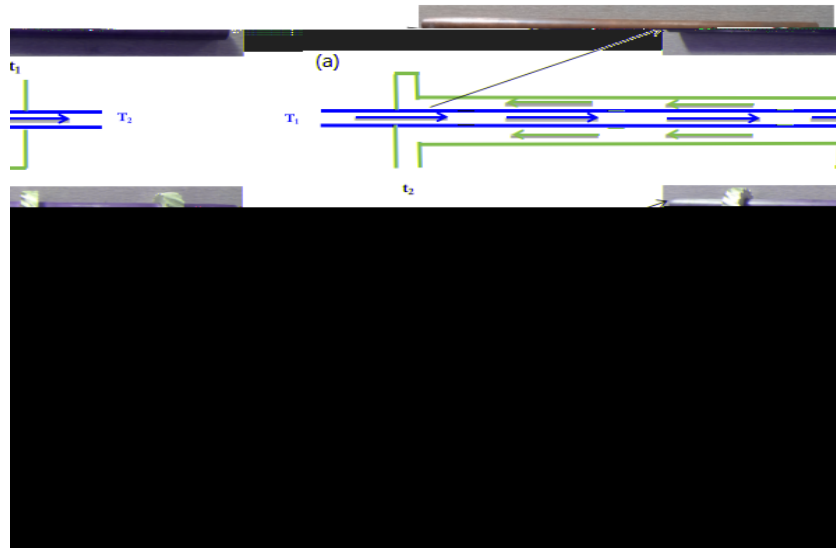
L'étude réalisée par **M.Sheikholeslami et al. [22]** examine l'analyse de la seconde loi et de l'exergie pour un écoulement turbulent de nanofluide provoqué par l'insertion de turbulateurs modifiés.

Les résultats montrent que la performance de la seconde loi augmente avec l'angle de révolution, tandis que les pertes d'exergie augmentent lorsque l'angle de révolution et le nombre de Reynolds diminuent.



**Figure II. 9.** Géométrie du problème [22]

S. Sammil et al. [23] ont étudié expérimentalement l'emploi des techniques de pointe d'apprentissage automatique pour prédire la performance thermohydraulique d'un échangeur de chaleur à double tuyau (DPHE). Trois configurations ont été examinées : un DPHE conventionnel sans turbulateurs, un turbulateur à disque denté et en anneau de dauphin. Les algorithmes de booste catégoriel ont démontré la plus grande précision, obtenant un coefficient de détermination de 0.9987 et une erreur relative moyenne de 0.1837%.



**Figure II. 10.** DPHE : (a) sans turbulateurs, (b) turbulateurs à disque denté, (c) turbulateurs en anneau de dauphin [23]

Luo, Jie et al. [24] ont réalisé une étude qui présente un nouveau turbulateur en ruban torsadé de forme spéciale. Composé de segments, ce turbulateur permet au fluide de circuler à travers les espaces tout en créant un mouvement tourbillonnaire. Les résultats révèlent que la meilleure performance de transfert thermique se produit à un rapport de pas de 2 mm, offrant une amélioration de 125% par rapport à un tube lisse. La performance thermique globale atteint ainsi 1,31 en ajoutant un turbulateur en fil hélicoïdal avec le SSTT, soit une amélioration de 20%.



**Figure II. 11.** Turbulateurs en ruban torsadé de forme spéciale [24]

Weerapun Duangthongsuk et al. [25] ont étudié expérimentalement l'amélioration du transfert thermique et les comportements d'écoulement dans des tubes circulaires horizontaux équipés de cinq générateurs de tourbillon de type turbine rotative (RTSG). Ces RTSG, d'un design innovant, sont placés à intervalles équidistants le long de la section d'essai. Les données révèlent une hausse du taux de transfert thermique et une réduction des températures de paroi en comparant à un tube lisse. Toutefois, la chute de pression est significativement plus élevée avec les RTSG.

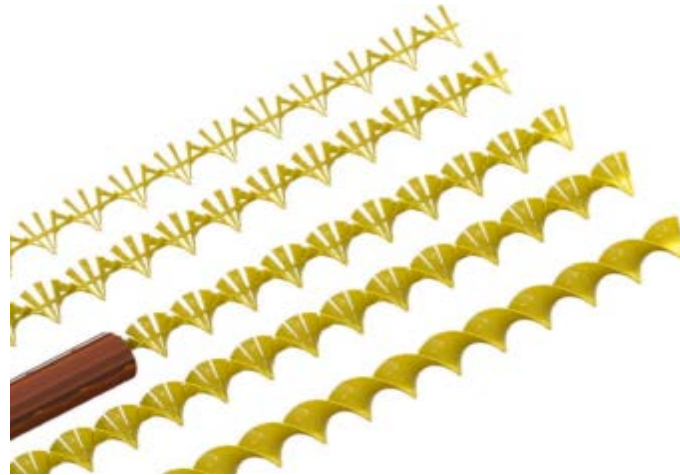


Figure II. 12. Générateur de tourbillon RTSG [25]

L'étude de Heng Chen et al. [26] visait à améliorer l'efficacité des systèmes de chauffage et de climatisation en optimisant la conception des échangeurs de chaleur. Ils ont testé l'utilisation simultanée d'un tube plat et d'un turbulateur conique double pour augmenter les performances. Les résultats ont montré jusqu'à 33% d'amélioration du transfert thermique et 30% de réduction de perte d'exergie par rapport aux échangeurs traditionnels ce qui est plus rentable.

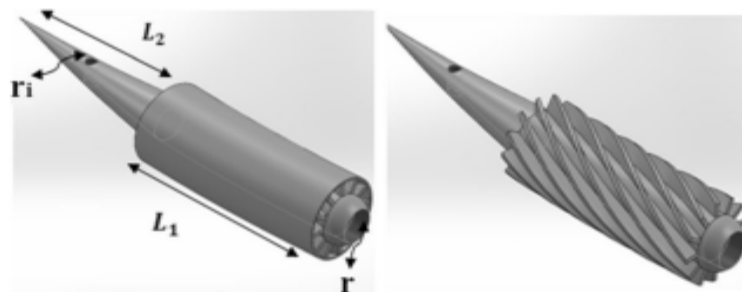


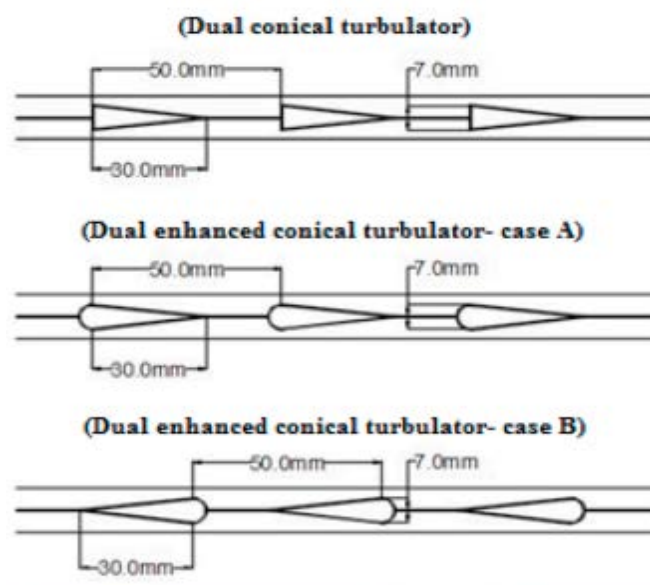
Figure II. 13. Modèle physique du problème étudié [26]

L'étude de **Seyed Hossein Hashemi Karouei et al. [27]** examine l'effet d'un turbulateur incurvé innovant et de deux types de nanofluides hybrides sur les performances thermiques d'un échangeur hélicoïdal coaxial. Les données montrent que le turbulateur innovant augmente le transfert thermique, et que le nanofluide Ag-HEG/eau offre les meilleures performances thermiques à faible débit massique. L'efficacité thermique est la plus faible à  $\dot{m}=0,1\%$  et maximale à  $\dot{m}=0,7\%$  pour un faible débit massique.



**Figure II. 14.** Schéma 3D du turbulateur incurvé innovant [27]

L'étude expérimentale de **Pengxiao Li et al. [28]** examine l'effet d'inserts de drainage sur le transfert thermique et l'écoulement dans un tube. Les inserts améliorent le mélange des fluides chauds et froids et génèrent des vortex. Le nombre de Nusselt et le facteur de friction accroissent avec la diminution du pas, un pas de 3,3 étant recommandé. Un angle d'inclinaison de  $45^\circ$  s'est avéré optimal.



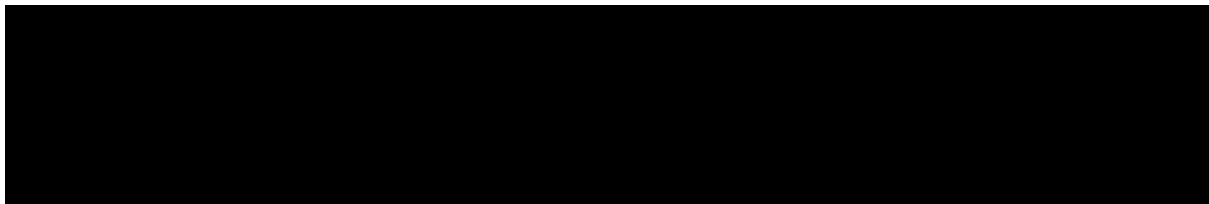
**Figure II. 15.** Inserts de drainage [28]

**Adnan I. Khdair [29]** a réalisé une étude qui modélise un nanofluides hybride (HN) Cu-GO/Therminol VP-1. Les meilleures performances thermiques sont obtenues avec un turbulateur ayant un angle de courbure de  $135^\circ$  et une concentration volumique de 3%. Les critères de performance (PEC) sont tous supérieurs à 1. L'efficacité exergetique accroisse avec  $Re$  et  $Pe$ , et ce réduit avec l'angle de courbure  $\theta$ .



**Figure II. 16.** Géométrie de l'échangeur à double tube avec le turbulateur innovant [29]

L'étude **Iman Bashtani et al. [30]** vise à évaluer l'impact des turbulateurs inspirés de la nageoire dorsale des dauphins (DFTs) dans un échangeur de chaleur coaxial. Les données indiquent que les DFTs améliorent l'écoulement du fluide, réduisant la perte de friction et augmentant le transfert de chaleur en perturbant la couche limite. L'échangeur de chaleur à DFT présente un rapport UA entre 1.02 et 1.74 comparé à un échangeur de chaleur simple.



**Figure II. 17.** Vue schématique du DFTHE proposé avec les dimensions géométriques [30]

Seyed Mahdi Seyed Mousavi et al. [31] ont évaluée expérimentalement et par simulation numérique le transfert thermique dans un échangeur de chaleur à double tube avec des turbulateurs ajoutés. Cependant, cela augmente également la perte de pression et la consommation d'énergie. L'étude utilise des profils aérodynamiques NACA. Les résultats montrent que l'efficacité ( ) s'améliore avec de faibles  $Re$ .

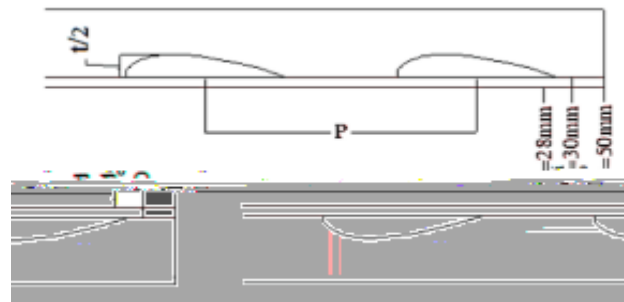


Figure II. 18. Turbulateurs en forme de profil aérodynamique [31]

E.Z. Ibrahim [32] a réalisé une étude expérimentale où il analyse le transfert thermique et le facteur de frottement dans des tuyaux doubles horizontaux de tubes plats avec des inserts hélicoïdaux de différentes longueurs d'entretoise. Utilisant de l'eau froide et chaude comme fluide de travail.

Les résultats montrent que le nombre de Nusselt et le facteur de friction diminuent avec l'augmentation des longueurs d'entretoise ou du rapport de torsion pour les tubes plats.

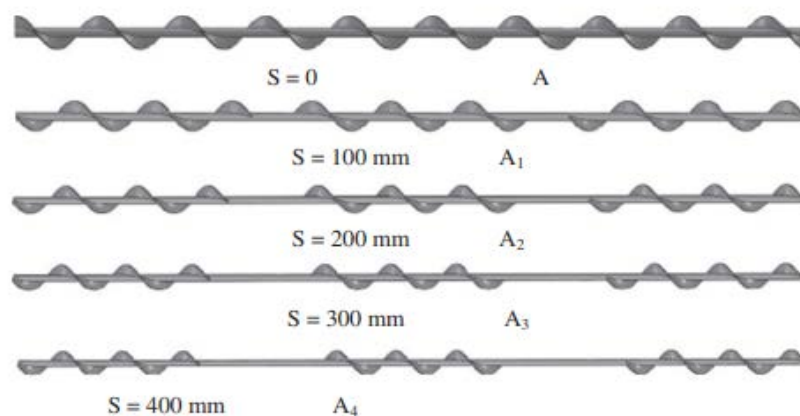


Figure II. 19. Inserts hélicoïdaux [32]

Ahmet Numan ÖZAKIN [33] a mené une étude pour examiner numériquement les effets de turbulateurs en forme de parapluie avec différents angles ( $45^\circ$ ,  $60^\circ$  et  $75^\circ$ ) sur les propriétés de transfert de chaleur dans un tuyau horizontal soumis à un flux constant de  $20000 \text{ W/m}^2$ . Les données montrent que le transfert de chaleur est plus élevé lorsque l'ouverture du parapluie est plus grande.

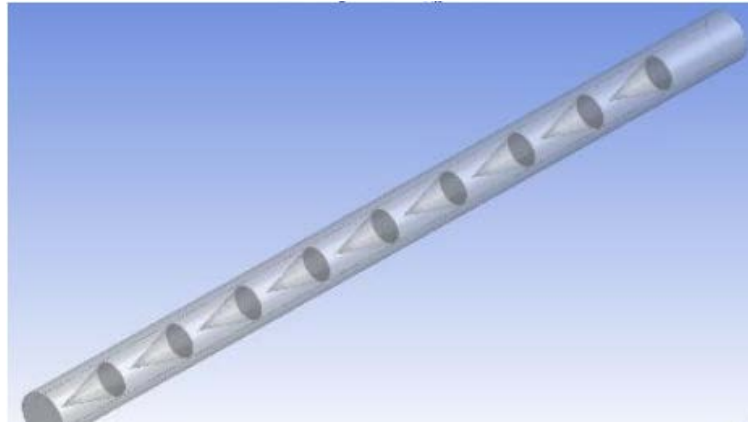


Figure II. 20. Modèle physique du problème étudié [33]

L'étude expérimentale réalisée par K. Wongcharee et al. [34] analyse les performances thermohydrauliques de tubes circulaires équipés de rubans torsadés alternés (TA). Les rubans avec trois rapports de torsion différents ( $y/W = 3, 4$  et  $5$ ) ont été testés, comparés à des tubes simples et des tubes avec ruban torsadé simple (TT).

Les résultats montrent que les TA améliorent davantage le transfert thermique, le facteur de friction et l'efficacité thermique par rapport aux TT. Le ruban avec le rapport de torsion le plus faible ( $y/W = 3$ ) est le plus efficace.

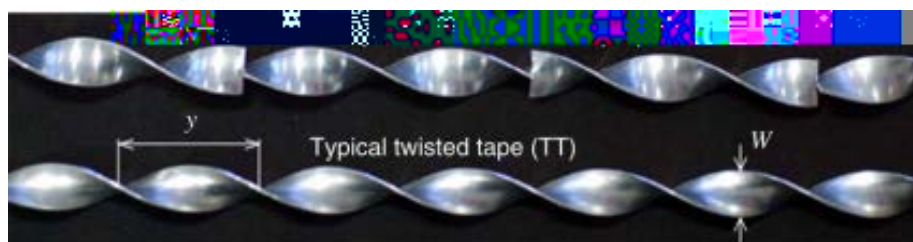
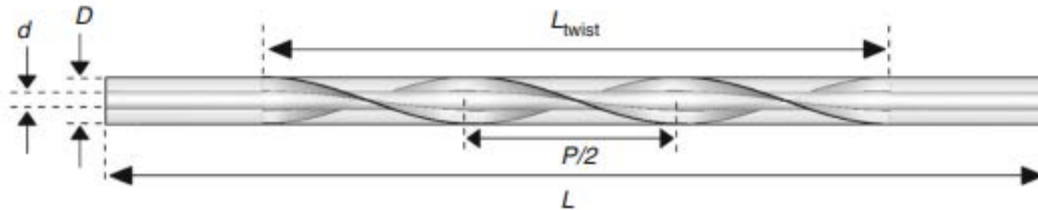


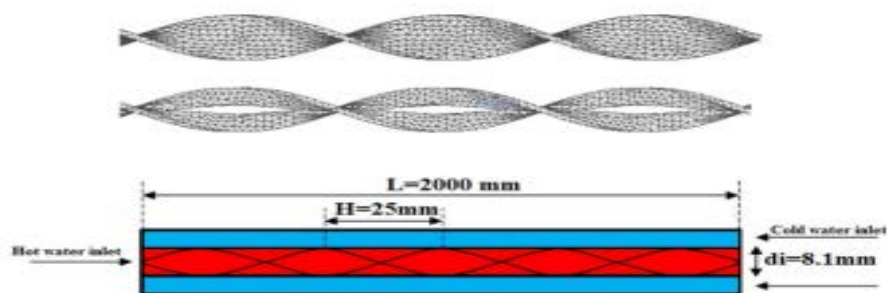
Figure II. 21. Rubans torsadés utilisés [34]

L'étude de **Mehdi Noorbakhsh et al. [35]** explore l'effet de rubans torsadés de différentes géométries dans les tubes d'un échangeur de chaleur à double tubes. Les simulations numériques montrent que l'ajout de rubans torsadés augmente le coefficient de performance de 63,9%, les rubans à quatre ailettes étant les plus performants. En examinant l'effet de creux dans les rubans torsadés à quatre ailettes avec différents rapports d'aspect, il a été déterminé que les creux avec un rapport d'aspect de 1 offrent le meilleur coefficient de performance.



**Figure II. 22.** Paramètres géométriques de l'échangeur de chaleur à double tuyau considéré [35]

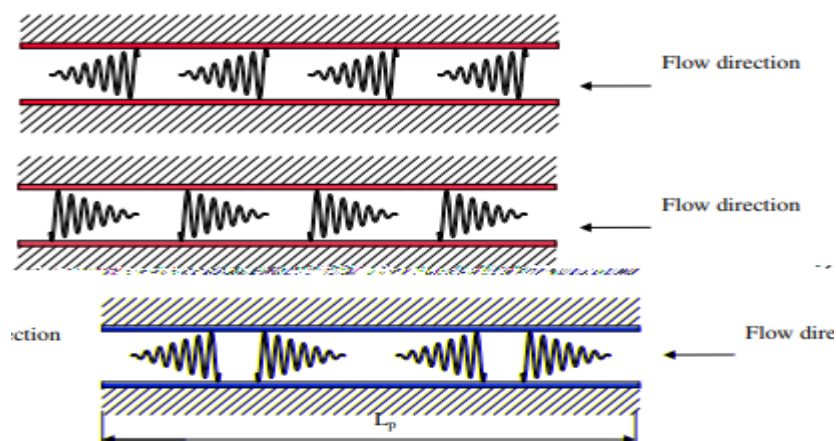
**Nemat Mashoof et al. [36]** ont réalisé cette étude dans laquelle ils explorent comment réduire la chute de pression et augmenter le facteur d'amélioration de l'efficacité thermique d'un échangeur en utilisant des rubans torsadés perforés à la place de rubans torsadés simples. Les résultats montrent que les rubans torsadés perforés réduisent la diminution de pression et le taux de transfert thermique, tout en augmentant significativement le TEF par rapport aux rubans torsadés simples.



**Figure II. 23.** Schéma du modèle étudié [36]

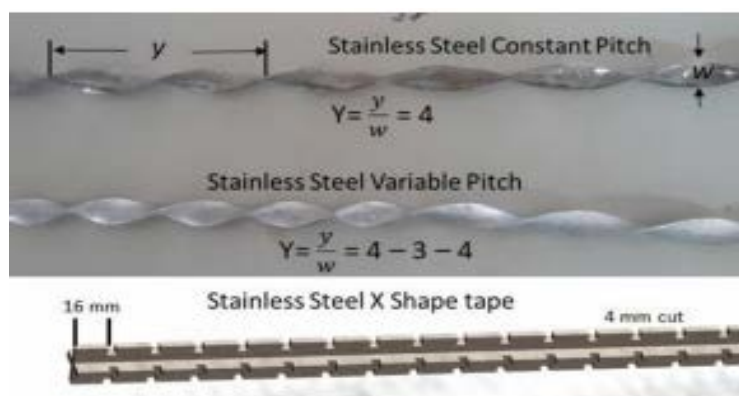


**Hakan Karakaya et al. [39]** ont fait une étude où ils proposent des turbulateurs à ressort conique (CST) pour améliorer le transfert thermique. Les performances thermiques et dynamiques ont été testées pour des angles de CST de 30°, 45° et 60° et des nombres de Re entre 10000 et 34000. Les données montrent que les conditions avec et sans turbulateurs diffèrent significativement, et des corrélations empiriques ont été établies pour exprimer ces résultats.



**Figure II. 26.** Géométries étudiées [39]

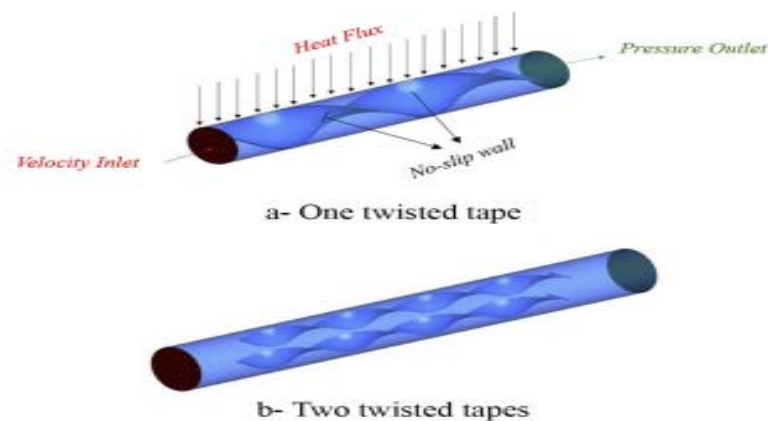
L'étude expérimentale de **Sagar Paneliya et al. [40]** compare les performances thermiques de tubes d'échangeurs de chaleur équipés de rubans en X et de rubans torsadés en acier inoxydable. Les résultats montrent que le ruban en X améliore le transfert de chaleur de 1,27 fois par rapport au ruban torsadé, grâce à la turbulence créée par sa géométrie modifiée. Les performances ont été évaluées en fonction du taux de transfert de chaleur et du nombre de Nusselt et du facteur de friction, avec une validation des résultats par analyse CFD.



**Figure II. 27.** Rubans en x et rubans torsadés [40]

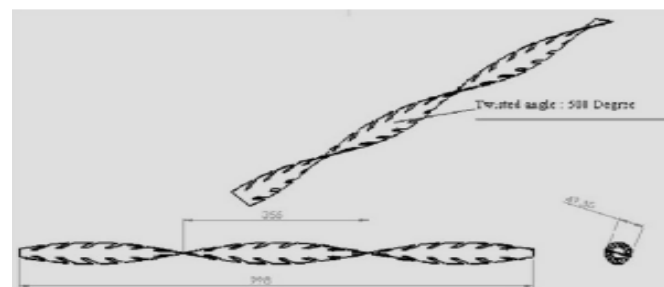
L'étude réalisée par **Wei He et al. [41]** est une simulation d'écoulement et le transfert de chaleur d'un nanofluide CuO-eau à différentes concentrations dans un tube en utilisant les modèles monophasé et diphasé. Les simulations montrent que le modèle diphasé donne des résultats plus réalistes.

Le coefficient d'efficacité maximal de 2,18 est atteint avec une bande torsadée, comparé à 2,04 pour deux bandes torsadées. Une seule bande torsadée est donc plus avantageuse en termes de dynamique thermique et fluide.



**Figure II. 28.** Géométries des tubes avec les bandes [41]

Une recherche a été réalisée par **C. Gnanavel et al. [42]** qui porte sur l'intégration de rubans torsadés avec des découpes rectangulaires afin d'améliorer le transfert de chaleur dans les tubes des échangeurs de chaleur. Des nanofluides, incluant le dioxyde de titane, l'oxyde de béryllium, l'oxyde de zinc et l'oxyde de cuivre, sont utilisés avec de l'eau comme fluide de base. L'étude numérique évalue les performances thermiques pour différents régimes d'écoulement, du laminaire au turbulent.



**Figure II. 29.** Rubans torsadés avec des découpes rectangulaires [42]

**II. 3. Conclusion**

Dans cette section, une plongée approfondie est effectuée dans les données issues des études numériques et expérimentales portant sur les échangeurs de chaleur, mettant en lumière l'exploitation astucieuse des techniques passives afin d'optimiser le processus de transfert thermique. Cette revue offre une compréhension approfondie du comportement thermique et dynamique des écoulements dans les échangeurs de chaleur, avec une attention spéciale portée aux inserts et aux turbulateurs.

## *Chapitre III*

# *Modélisation mathématique et simulation numérique*

III. 1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente une étude numérique de l'écoulement turbulent à travers un échangeur de chaleur à double tube, avec des turbulateurs coniques et fusiformes sur le tube interne. Dans cette section, nous allons décrire en détail le contexte physique, le modèle mathématique, les conditions limites et la méthodologie de maillage utilisée pour résoudre le problème.

III. 2. Modèle physique du problème

Le tube interne de l'échangeur de chaleur à double tube est équipé d'inserts turbulents. Deux configurations comprenant des turbulateurs coniques et fusiformes traversé par un écoulement d'eau turbulent stationnaire seront étudiées en comparant avec le cas d'un tube lisse à des nombres de Reynolds qui s'étendent entre 4000 à 12000 sur le côté du tube intérieur. La figure (III.1) illustre la géométrie du problème.

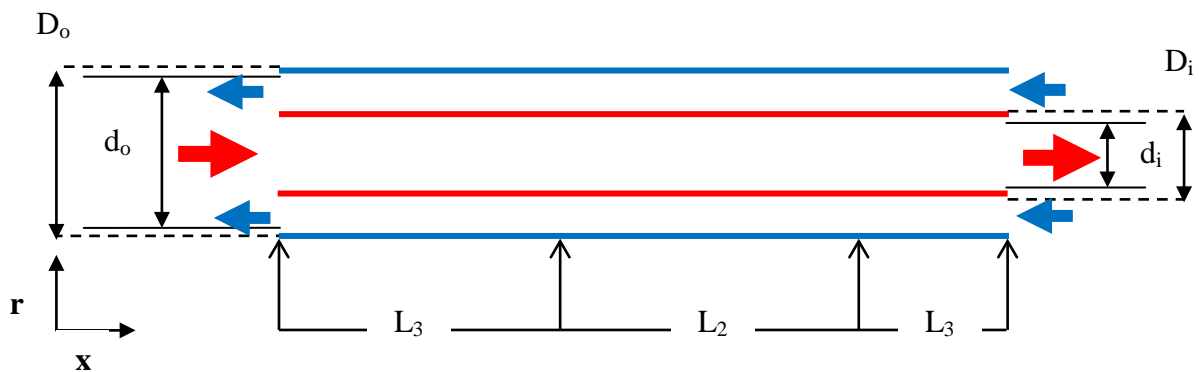


Figure III. 1. Tube interne lisse dans un échangeur de chaleur à double tube

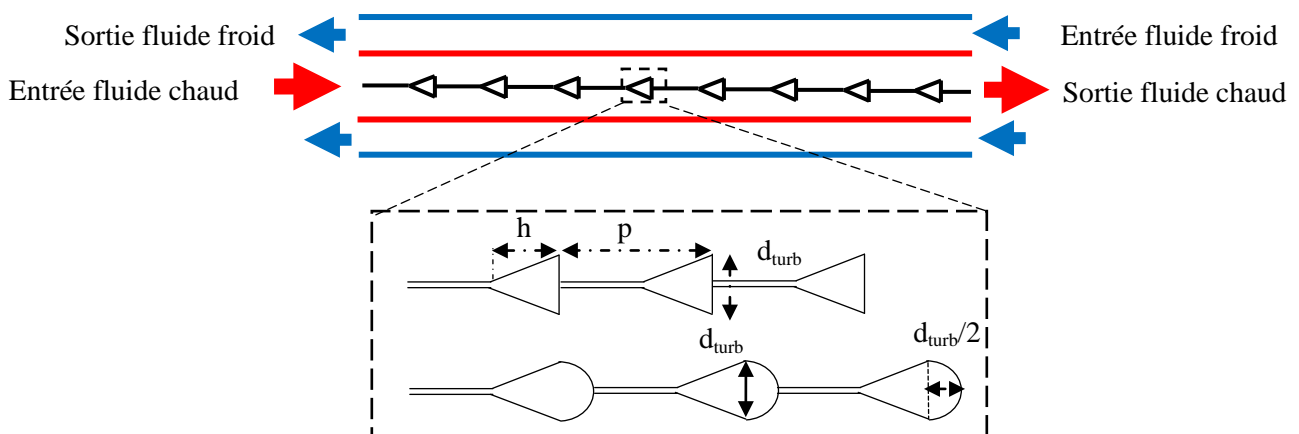


Figure III. 2. Différentes configurations de l'insert conique et fusiforme dans un échangeur de chaleur à double tube

La géométrie de l'échangeur pour des configurations : sans turbulateurs, avec turbulateurs coniques et turbulateurs fusiformes est présentée sur les Figures (III.1 et III.2), les turbulateurs sont placés au centre du tube interne. On a une longueur d'établissement d'écoulement de  $L_1$  et  $L_3$ , respectivement, et la longueur du tube est  $L_2 = 0.5\text{m}$  et c'est la zone de test. Le nombre de turbulateurs est fixé pour 9 turbulateurs.

Les dimensions d'échangeur et des turbulateurs sont données dans le tableau (III.1). Les paramètres géométriques sont maintenus constants dans cette étude et le problème est étudié en deux dimensions.

**Tableau III. 1.** Paramètres géométriques

	$L_2$ (mm)	$d_i$ (mm)	$D_i$ (mm)	$d_o$ (mm)	$D_o$ (mm)	$h$ (mm)	$p$ (mm)	$d_{\text{turb}}$ (mm)
<b>Tube lisse</b>	500	18	20	38	40	--	--	--
<b>Tube avec turbulateurs coniques</b>	500	18	20	38	40	22.5	52.5	7
<b>Tube avec turbulateurs fusiformes</b>	500	18	20	38	40	22.5	52.5	7

### III. 3. Modélisation mathématique du problème

Le transfert de chaleur et l'écoulement de fluides sont modélisés mathématiquement en utilisant des équations qui relient les divers paramètres tels que la vitesse, la pression et la température. Les différentes équations déterminantes sont :

- Équation de conservation de la masse (équation de continuité).
- Équation de conservation de quantité de mouvement.
- Équation de d'énergie.

#### III. 3. 1. Hypothèses

L'étude a été réalisée en se basant sur les hypothèses suivantes :

- Le régime de l'écoulement est turbulent.

- L'écoulement est supposé bidimensionnel et permanent.
- Le fluide est incompressible.
- Les propriétés physiques du fluide sont supposées constantes.
- Les profils de vitesse et de température à l'entrée sont supposés constants et uniformes.

### III. 3. 2. Équations gouvernantes

Le modèle d'écoulement dans l'échangeur de chaleur à deux tubes coaxiaux en coordonnées cylindriques est régi [43] [44].

#### III. 3. 2. 1. Équation de Continuité

Cette équation représente la loi de conservation de la masse pour le volume de contrôle matériel et s'exprime mathématiquement de la manière suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

#### III. 3. 2. 2. Équation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet de déterminer la relation entre les caractéristiques d'un fluide en mouvement et les forces qui le produisent, tel qu'il est donné par l'équation suivante :

- Suivant  $ox$  :

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right) = \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial(ru)}{\partial r} \right) \right) \quad (2)$$

➤ Suivant or :

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} \right) = \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial(rv)}{\partial r} \right) \right) \quad (3)$$

### III. 3. 2. 3. Équation de l'énergie

➤ Pour le fluide

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial(rT)}{\partial r} \right) \right) \quad (4)$$

➤ Pour le solide

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial(rT)}{\partial r} \right) = 0 \quad (5)$$

### III. 3. 3. Équations de turbulence k- realizable

Ce modèle semi empirique est basé sur des variables telles que l'énergie cinétique turbulente  $k$  et la dissipation  $\epsilon$ .

Les deux équations de turbulence sont :

➤ Équations énergie cinétique  $k$  :

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k + D_k \quad (6)$$

➤ Équation de la dissipation visqueuse :

$$\frac{\partial(\rho u_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + P_\epsilon + D_\epsilon + \rho C_1 S_\epsilon \quad (7)$$

Modélisation de production :

$$P_k = \mu_t S^2 \quad (8)$$

$$P_\epsilon = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \quad (9)$$

Modélisation de dissipation :

$$D_k = -\rho \epsilon \quad (10)$$

$$D_\epsilon = -\rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu} \epsilon} \quad (11)$$

On peut modéliser la viscosité turbulente  $\mu_t$  comme suit :

$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (12)$$

La viscosité turbulente est un paramètre utilisé dans les équations d'énergie, de quantité de mouvement, de dynamique turbulente et de vitesse de dissipation turbulente.

$$C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.9, \sigma_k = 1, \sigma_\epsilon = 1.22 \quad (13)$$

### III. 3. 4. Nombres adimensionnels

On recourt aux équations sans dimension afin de simplifier et de trouver des solutions générales aux problèmes physiques.

#### ➤ Nombre de Reynolds $Re$

Le nombre de Reynolds  $Re$  est une grandeur adimensionnelle fréquemment employée en mécanique des fluides afin de décrire les différents régimes d'écoulement des fluides. Il se définit comme le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses qui interviennent sur un fluide. Il est donné par la formule suivante :

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (14)$$

$u$  : La vitesse moyenne à l'entrée du tube a été calculée à partir du nombre de Reynolds.

$$u = \frac{Re \nu}{D_h} \quad (15)$$

Le diamètre hydraulique  $D_h$  est défini par :

$$D_h = \frac{4S_p}{P_m} \quad (16)$$

#### ➤ Nombre de Prandtl $Pr$

Le nombre de Prandtl  $Pr$  représente l'efficacité relative du transport de la quantité de mouvement par rapport à celui de la chaleur par diffusion dans un fluide.

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (17)$$

➤ **Nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt est une grandeur sans dimension qui est employée pour décrire le coefficient de transfert thermique lors des processus de transfert de chaleur. Ce nombre représente le gradient thermique adimensionnel à la paroi par :

$$\text{Nu} = \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{\text{paroi}} = \frac{hx}{\lambda} \quad (18)$$

Le nombre de Nusselt local basé sur le diamètre hydraulique donné par :

$$\text{Nu}(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda} \quad (19)$$

Nombre de Nusselt moyen sur une face :

$$\text{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L \text{Nu}(x) dx \quad (20)$$

➤ **Coefficient de frottement**

Le coefficient de frottement local à la paroi  $C_f$  est donné par :

$$C_f = \frac{2\tau_w}{\rho u_{loc}^2} \quad (21)$$

➤ **Chute de pression**

$p$  représente la chute de pression entre l'entrée et la sortie du tube central et annulaire :

$$\Delta p = p_{moy,e} - p_{moy,s} \quad (22)$$

$p_{tot}$  représente la chute de pression globale des deux tubes :

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_i - \Delta p_o \quad (23)$$

➤ **Flux de chaleur**

Flux de chaleur évacué dans l'eau chaud et froid par convection et c'est calculé par [45] :

$$Q_c = \dot{m}_c C p_c (T_e - T_s)_c \quad (24)$$

$$Q_f = \dot{m}_f C p_f (T_s - T_e)_f \quad (25)$$

$$Q = \frac{(Q_f + Q_c)}{2} \quad (26)$$

$\dot{m}_f$  : Débit massique du fluide (kg/s).

$Cp$  : Chaleur spécifique (kJ/kg.K).

$T_s$  : Température de sortie fluide.

$T_e$  : Température d'entrée de fluide.

➤ **Indice de performance**

$$\eta = \frac{Q}{\Delta p_{tot}} \quad (27)$$

➤ **Validation de nombre du Nusselt moyen  $Nu$**

La corrélation utilisée pour la validation de nombre du Nusselt moyen  $Nu$  est la corrélation de **Gnielinski** [2] :

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (28)$$

Pour  $0.5 < Pr < 2000$  et  $3000 < Re < 5 \times 10^6$

$f$  est le facteur de frottement et il a été développé par **Petukhov** [2] :

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (29)$$

Pour  $3000 < Re < 5 \times 10^6$

### III. 4. Conditions aux limites

Pour résoudre le système d'équations, il est essentiel de regrouper de manière adéquate les conditions aux limites associées à chaque variable. Dans ce cas, les conditions aux limites suivantes ont été déterminées :

- La température de fluide est constante à l'entrée du tube central  $T_{e,c}=333K$ .
- La température de fluide est constante à l'entrée du tube annulaire  $T_{e,f}=293K$ .
- La condition aux limites imposée à la paroi supérieure et inférieure du domaine est une isolation thermique (adiabatique).
- La pression atmosphérique ( $P_{atm}$ ) a été imposée à la sortie des tubes.

- La vitesse à l'entrée de tube annulaire  $u_{e,f}$  est constante et correspond à un nombre de Reynolds fixe à 4000.
- La vitesse à l'entrée de tube central  $u_{e,c}$  est constante et correspond à un nombre de Reynolds. Cette vitesse est exprimée par l'équation suivante :

$$u_{e,c} = \frac{\text{Re} \mu}{\rho D_h} \quad (29)$$

**Tableau III. 2.** Valeurs des vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis

Reynolds	4000	8000	10000	6000	12000
Vitesse correspondante (m/s)	0,22329	0,33494	0,44658	0,55823	0,66987

**Tableau III. 3.** Condition aux limites

Limites	Conditions
Paroi supérieure et inférieure du tube annulaire ( $D_0$ )	$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$
Sortie	$\frac{\partial \phi}{\partial r} = 0, \phi = (u, v, T, k, \varepsilon)$
Parois solide	$u=v=k=\varepsilon=0$

### III. 5. Propriétés du fluide

Dans cette étude, l'eau est le fluide caloporteur et le cuivre comme solide des deux tubes, dont les propriétés thermo physiques sont présentées dans le tableau (III.4) ci-dessous.

Tableau III. 4. Propriétés physiques d'eau u à  $T=300K$ 

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
<b>Masse volumique</b> ( $\text{kg/m}^3$ )	$\rho$	998.2
<b>La conductivité thermique</b> ( $\text{kg/m.K}$ )	$\lambda$	0.6
<b>Capacité thermique spécifique</b> ( $\text{J/kg.K}$ )	$C_p$	4182
<b>Viscosité dynamique</b> ( $\text{Pa.s}$ )	$\mu$	0.001003

### III. 6. Méthode des volumes finis

L'approche des volumes finis implique la résolution d'équations aux dérivées partielles à l'échelle du volume entourant chaque nœud du maillage, ce qui en fait une méthode particulièrement adaptée pour l'analyse des écoulements.

De plus, cette approche se distingue par sa robustesse et sa capacité à résoudre des équations contenant des termes sources complexes et non linéaires.

#### III. 6. 1. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à résoudre les équations aux dérivées partielles en intégrant sur le volume entourant chaque nœud du maillage. Cette méthode est reconnue pour ses caractéristiques qui en font l'une des plus appropriées pour l'analyse des phénomènes physiques.

Les écoulements turbulents sont bien gérés par ce modèle en raison de sa robustesse et de sa capacité à traiter efficacement des équations comportant des termes sources complexes et non linéaires.

### III. 6. 2. Volume de contrôle

Le point nodal central P, situé au centre du volume de contrôle, est entouré par les faces nord, sud, est et ouest, avec les points adjacents E et W dans la direction x, et N et S dans la direction y, comme indiqué dans la Figure (III.3). Les grandeurs scalaires telles que la pression P et la température T sont interpolées aux nœuds du maillage principal, tandis que les vecteurs tels que la vitesse axiale u et la vitesse radiale v sont calculés aux surfaces du volume de contrôle du maillage principal, qui ont été déterminées antérieurement (vitesse axiale sur les faces sud et nord, vitesse radiale sur les faces ouest et est).

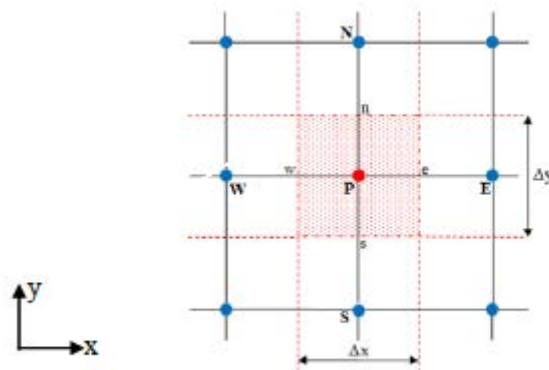


Figure III. 3. Volume de contrôle 2D

### III. 7. Logiciels de simulation Gambit et Fluent

Les simulations numériques en dynamique des fluides sont couramment employées dans le but de représenter, de visualiser et d'étudier les écoulements de fluides ainsi que les phénomènes de transfert de chaleur. Elles permettent aux utilisateurs d'améliorer les performances des conceptions tout en diminuant les délais de commercialisation, les risques et les coûts afférents.

#### III. 7. 1. Gambit

Gambit est un logiciel préprocesseur couramment employé pour la génération de maillages destinés à être utilisés en conjonction avec Fluent. Ce logiciel permet de définir et de concevoir des modèles d'analyse. Les modèles géométriques peuvent être de dimensions 2D

(surfaces) ou 3D (volumes), et ils peuvent être discrétisés en maillages selon les choix de l'utilisateur.

### III. 7. 1. 1. Interface de Gambit

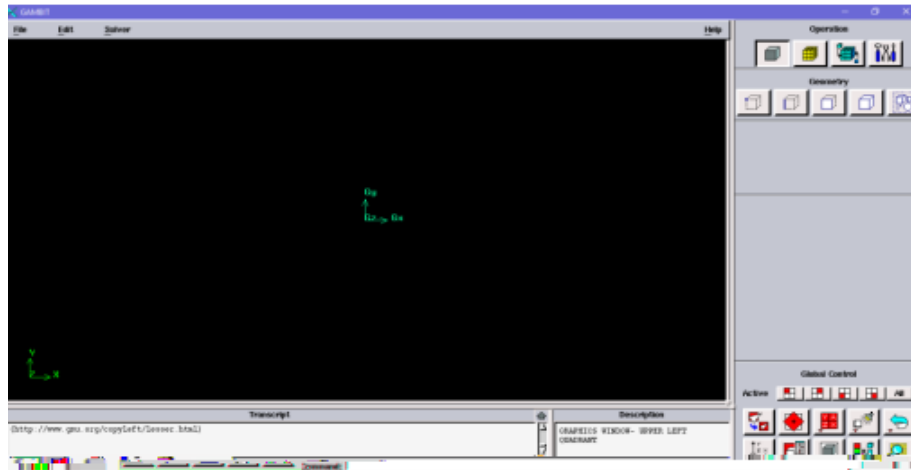


Figure III. 4. Interface du préprocesseur Gambit

### III. 7. 1. 2. Présentation de la géométrie dans Gambit

Pour la simulation, la procédure à suivre sous Gambit consiste en :

➤ **Le choix de solveur**

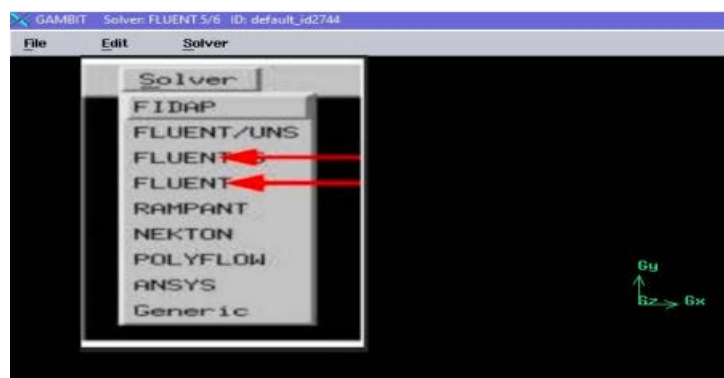


Figure III. 5. Type de solveur

➤ Création de la géométrie

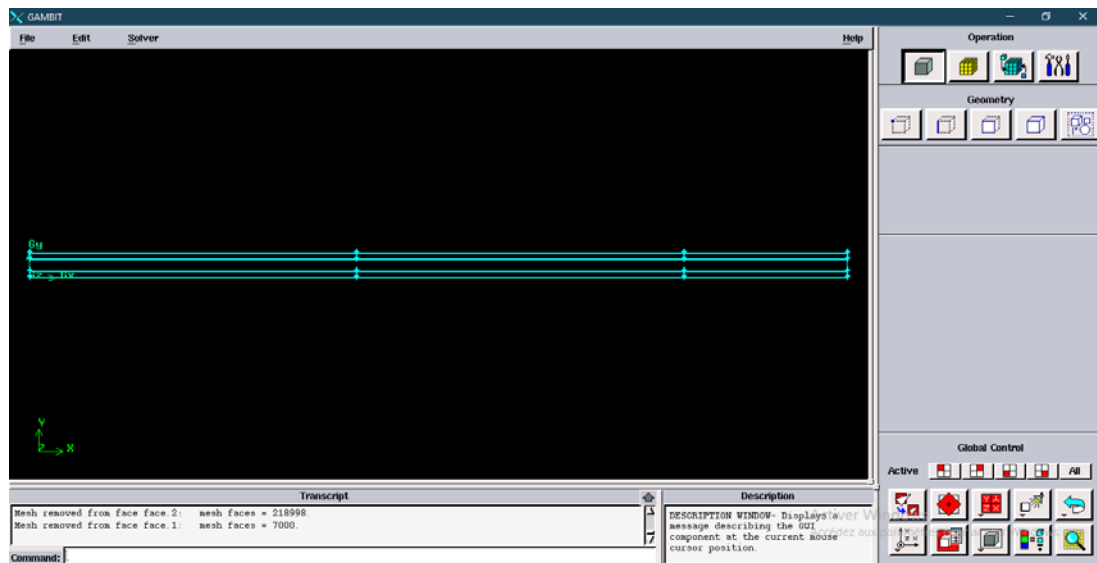


Figure III. 6. Création de la géométrie avec tube lisse

➤ Maillage de la géométrie

Il est préconisé d'employer un logiciel de simulation pour réaliser le prétraitement, offrant la possibilité de générer des maillages structurés ou non structurés dans différentes configurations de coordonnées telles que cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. En outre, ce logiciel permet de créer des maillages complexes en deux ou trois dimensions, qu'ils adoptent une forme rectangulaire ou triangulaire.

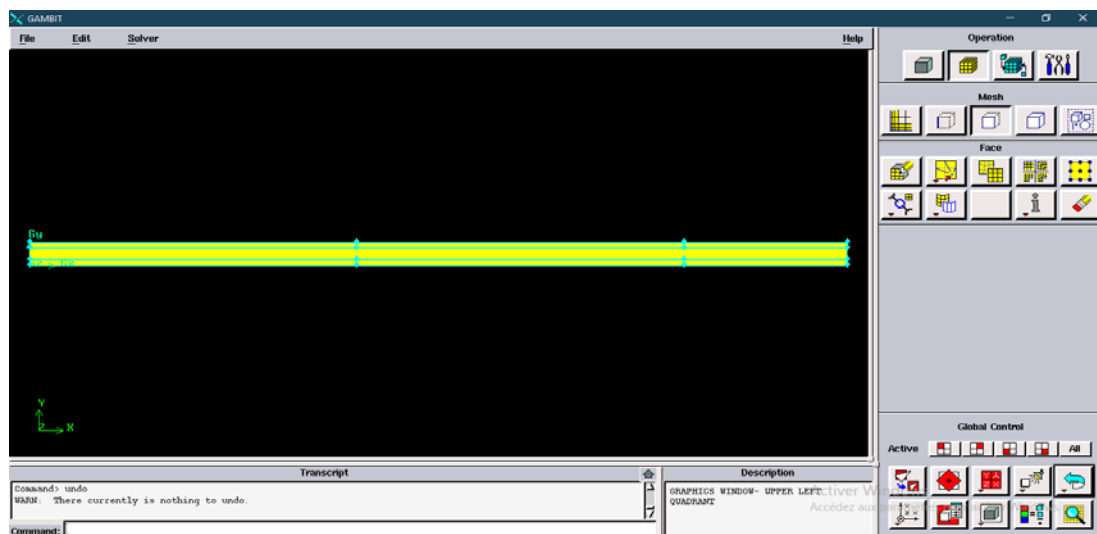


Figure III. 7. Maillage d'échangeur avec tube lisse

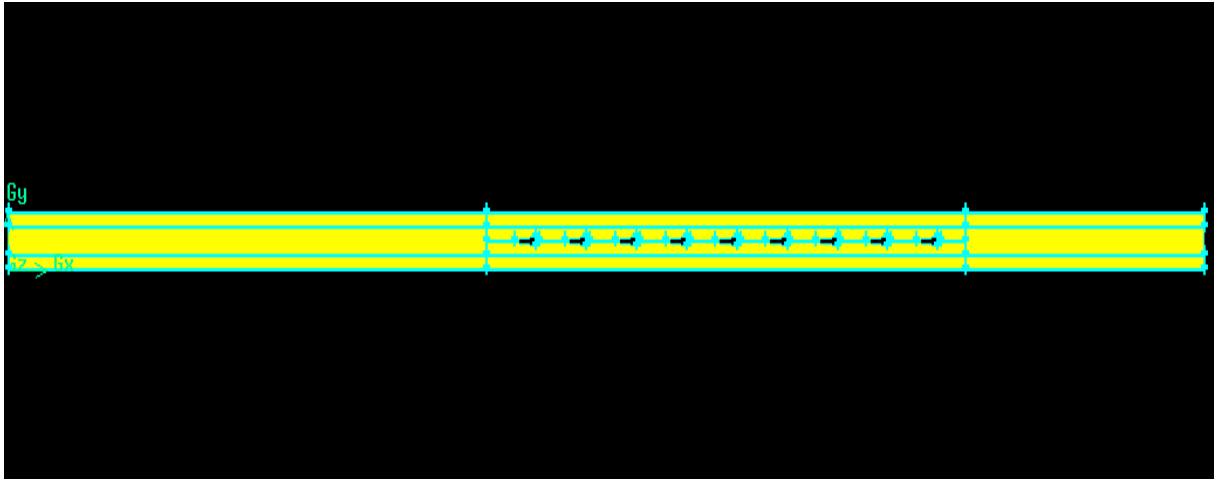


Figure III. 8. Maillage d'échangeur avec turbulateur

- Contrôle de la qualité du maillage
- Insertion des zones et des conditions aux limites

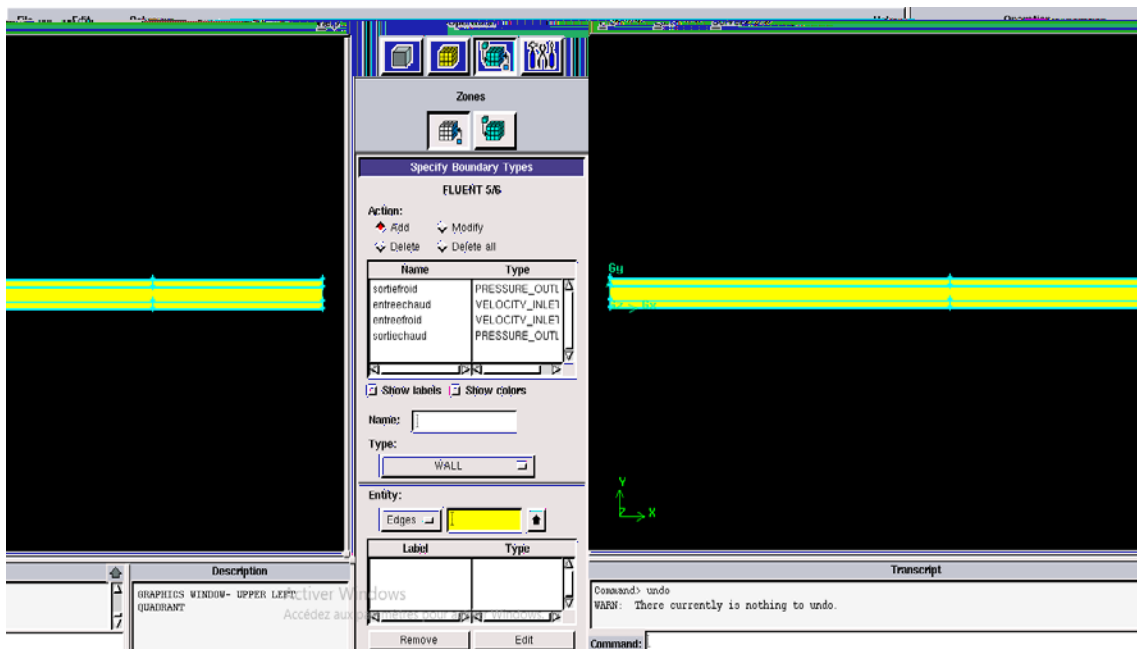


Figure III. 9. Insertion des conditions aux limites sur Gambit

➤ Exportation du fichier «. Mesh»

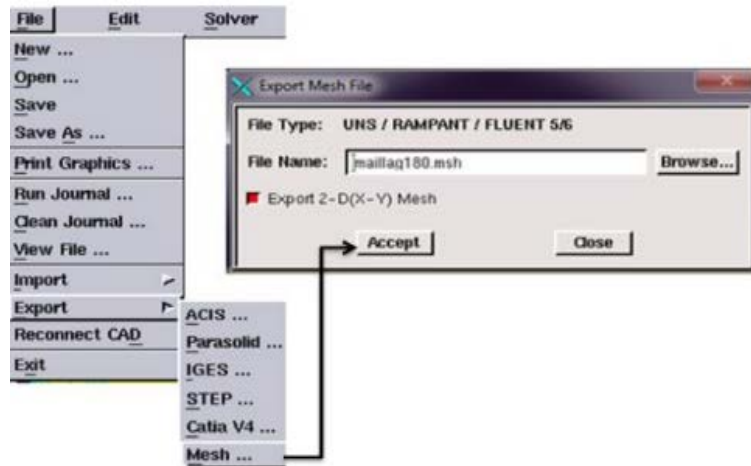


Figure III. 10. Exportation du maillage

### III. 7. 2. Fluent

Le logiciel Fluent est un solveur largement répandu dans divers domaines industriels pour sa spécialisation dans la modélisation des écoulements fluides, notamment en ce qui concerne la vitesse du flux, la température et d'autres paramètres. La procédure de la simulation :

➤ Lancer la version de Fluent

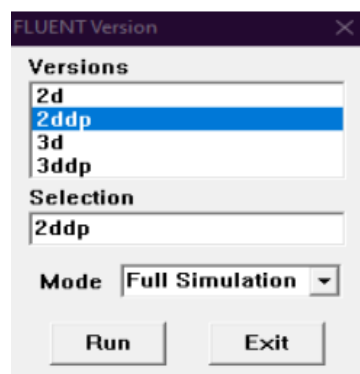
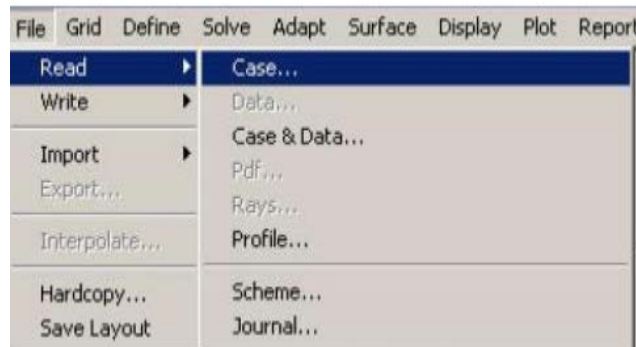


Figure III. 11. Type de résolution

➤ **Importation de la géométrie «.Mesh»**

**File ==>Read ==>Case...**



**Figure III. 12.** Importation du fichier sous Fluent

➤ **Vérification du maillage**

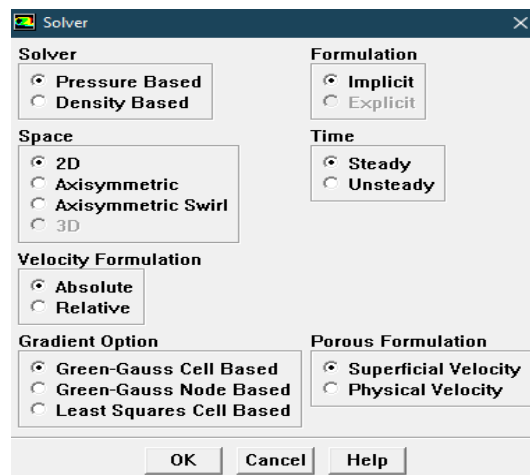
**Grid==>Check...**

Cela facilite la vérification et le contrôle de la présence d'erreurs ou de volumes négatifs dans le maillage importé.

➤ **Choix du solveur**

**Define==>Models==>Solver ...**

Dans le but de spécifier le solveur de propriétés..



**Figure III. 13.** Fenêtre du solveur

- Sélection de la formulation de l'équation d'énergie

Define ==>Models==>energy...

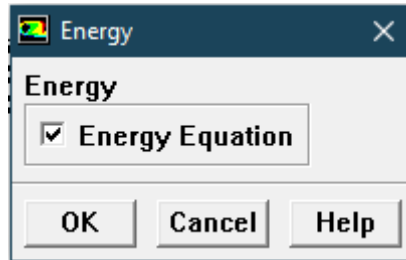


Figure III. 14. Insertion l'équation d'énergie

- Choix du modèle de turbulence

Define ==>Models ==>Viscous...

Ca sert à définir le modèle de régime de l'écoulement.

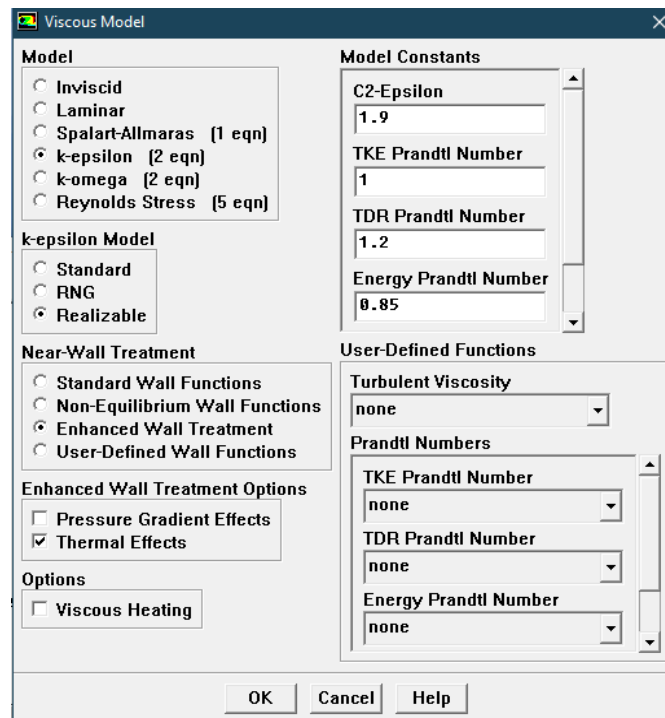


Figure III. 15. Choix du modèle visqueux

➤ Définition des caractéristiques des matériaux

Define ==>Materials...

Les propriétés du fluide sont insérées à partir de la base de données de Fluent.

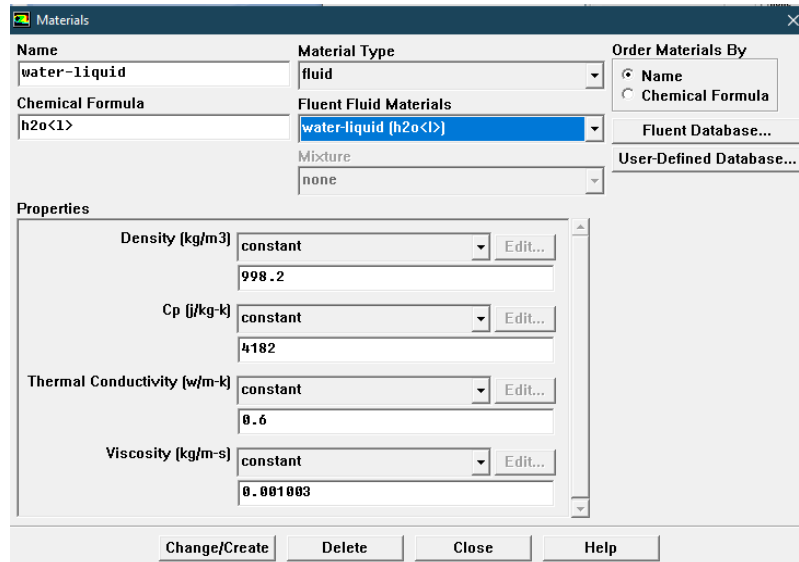


Figure III. 16. Choix du fluide et du solide

➤ Définition des conditions aux limites

Define ==>Boundary condition...

Les conditions limites des domaines seront définies. Une fois que chaque frontière pertinente aura été identifiée, les conditions limites correspondantes seront spécifiées. Diverses conditions peuvent être prises en compte, telles que :

**Velocity inlet à l'entrée :** pour spécifier la vitesse d'un fluide à l'entrée d'un domaine de simulation.

**Pressure outlet à la sortie :** est utilisé dans la modélisation des écoulements fluides en sortie, lorsque la pression à cette sortie n'est pas connue d'avance.

**Wall :** Employés pour définir une paroi.

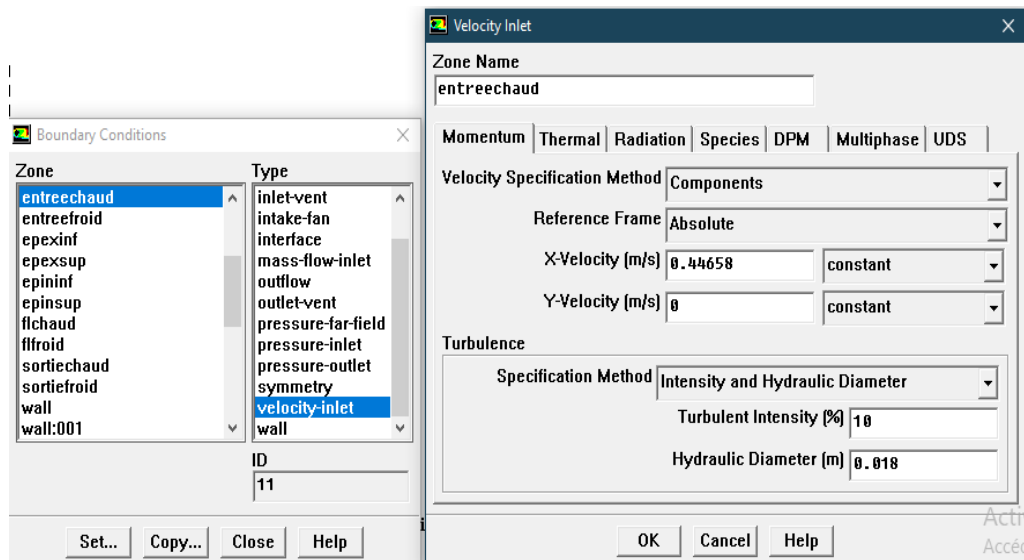


Figure III. 17. Insertion des conditions aux limites

➤ Initialisation de solution

Solve==> intialize ==>initialize...

Ceci est utilisé pour initialiser le calcul avec des valeur initiale.

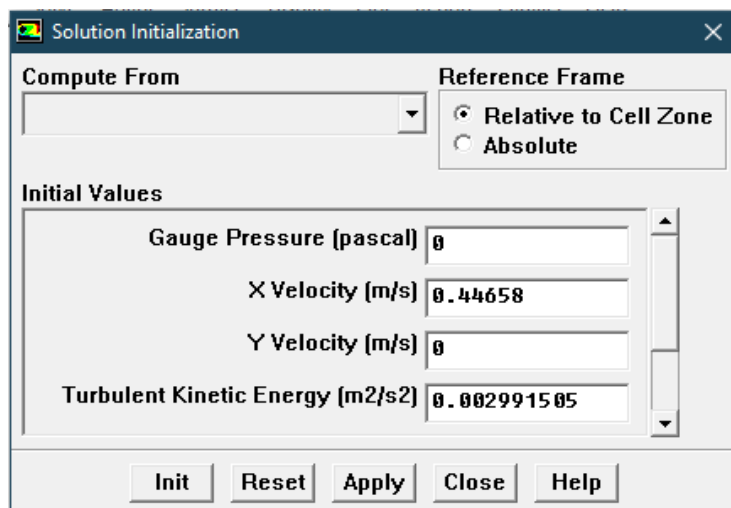


Figure III. 18. Initialisation de calcul

Solve ==>Monitors==>Residual...

L'activation de l'option "plot" dans la fenêtre des résidus et réduire la marge d'erreur.

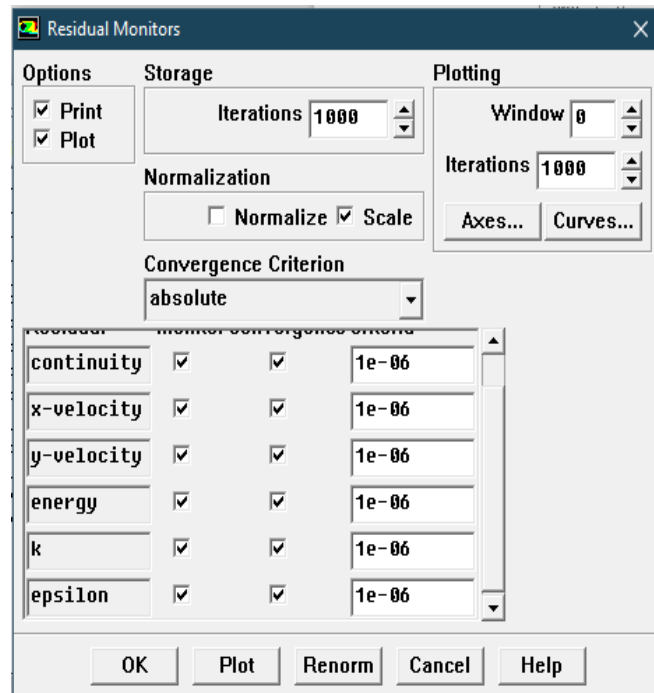


Figure III. 19. Moniteurs résiduels

Solve==>Iterate...

Les itérations s'arrêtent quand la convergence des calculs est atteinte.

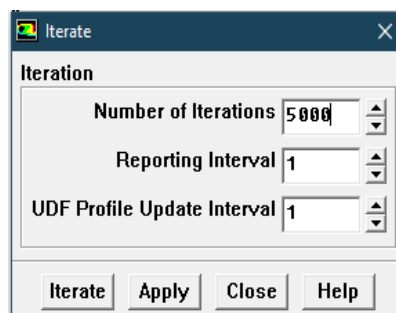


Figure III. 20. Lancement des itérations

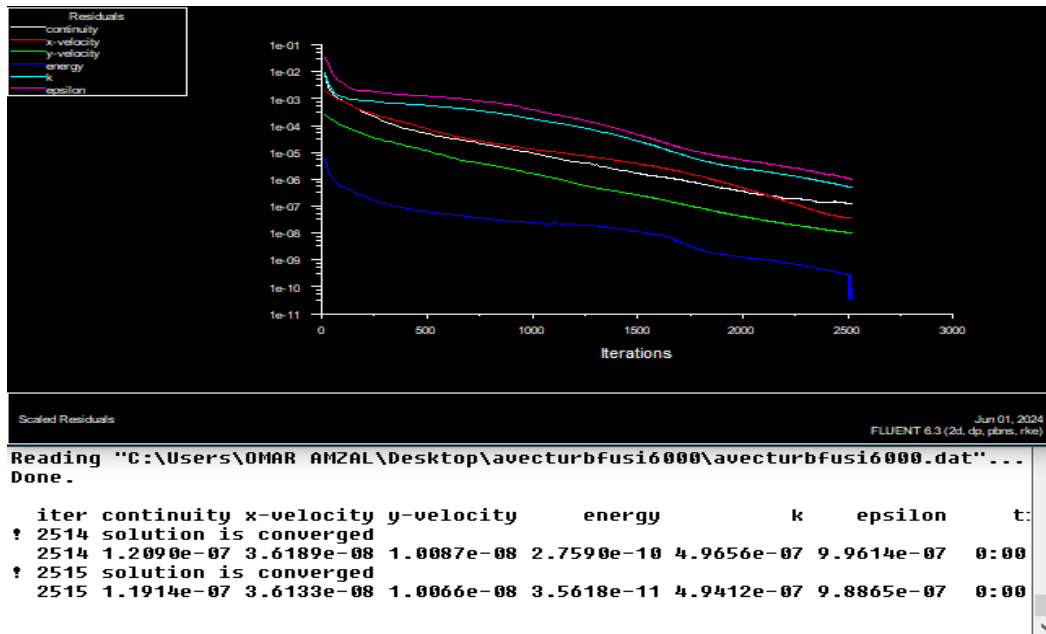


Figure III. 21. Fenêtre des itérations

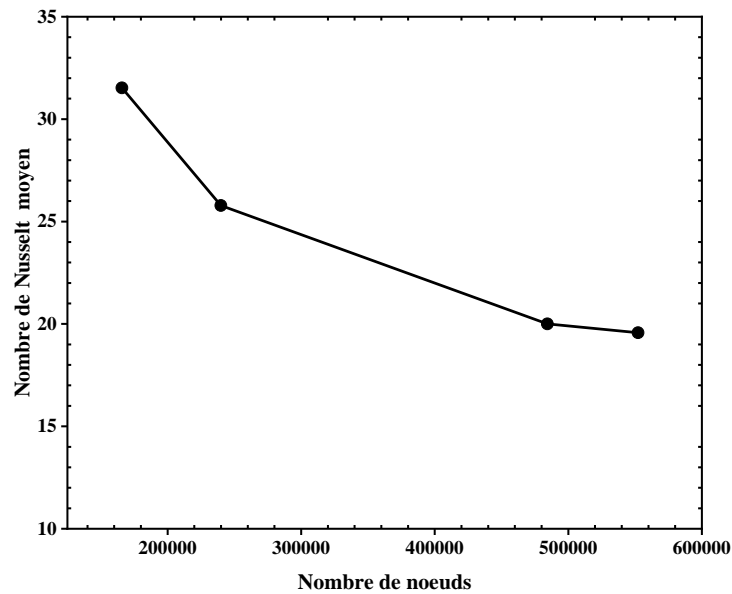
### III. 8. Indépendance de maillage

Comme le montre la figure (III.22) le maillage a été amélioré dans certains domaines précis. Près de l'interface paroi-fluide, les gradients de vitesse et de température doivent être élevés pour garantir une couverture acceptable de la solution. Il est également similaire près des turbulateurs pour capter l'accélération du fluide en raison de la réduction de la section transversale.

**Figure III. 22.** Maillage du domaine de calcul

Un test de maillage a été effectué afin de vérifier l'indépendance des résultats. La figure (III.23) montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre des mailles pour un nombre de Reynolds égale à 8000.

Il est clair de voir qu'après 500 000 nœuds, le  $Nu$  prend des valeurs identiques avec une



**Figure III. 23.** Nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre des mailles

### III. 9. Conclusion

Dans ce chapitre, les phénomènes de convection forcée turbulente et stationnaire dans un échangeur à double tube, qu'il y ait ou non des turbulateurs, sont exposés à travers des modèles physiques et mathématiques. Les résultats des simulations seront analysés de manière approfondie dans le prochain chapitre.

*Chapitre IV*

*Résultats et discussions*

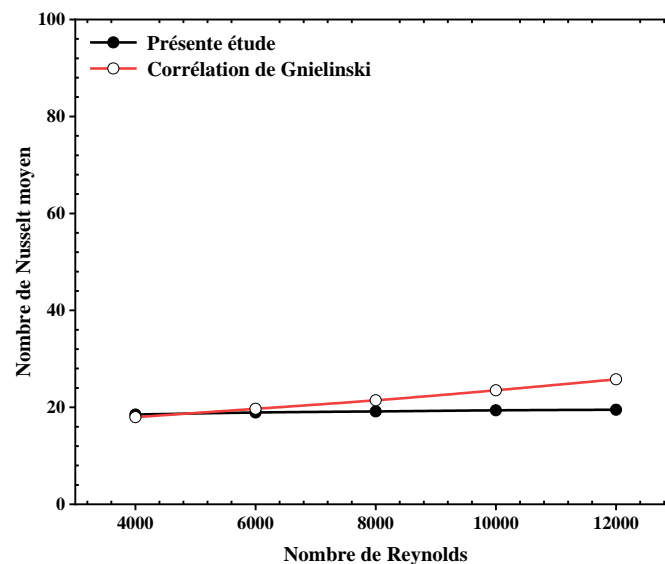
## IV. 1. Introduction

Ce chapitre expose les impacts sur les performances hydrauliques et thermiques d'un écoulement d'eau pulsé à travers un échangeur de chaleur à double tube équipé de turbulateurs sur le tube central.

Trois configurations distinctes seront prises en considération : un tube lisse, un tube avec des turbulateurs coniques et des turbulateurs fusiformes. Ce chapitre se termine par une synthèse succincte des différentes observations.

## IV. 2. Validation des résultats de simulation

La figure (IV.1) compare le nombre de Nusselt moyen obtenu à partir de la simulation numérique avec celui de la corrélation empirique de **Gnielinski** [2] pour un échangeur de chaleur à double tube concentrique. L'erreur relative maximale était de 15 % à  $Re = 12000$  et une différence de 0.7 % apparaissait à  $Re = 4000$  par rapport à la corrélation empirique de **Gnielinski**, suggérant une cohérence générale entre les résultats numériques actuels et les résultats de la corrélation.



**Figure IV. 1.** Comparaison de nombre de Nusselt moyen obtenu avec celui de la corrélation empirique de **Gnielinski** [2]

### IV. 3. Résultats et discussions

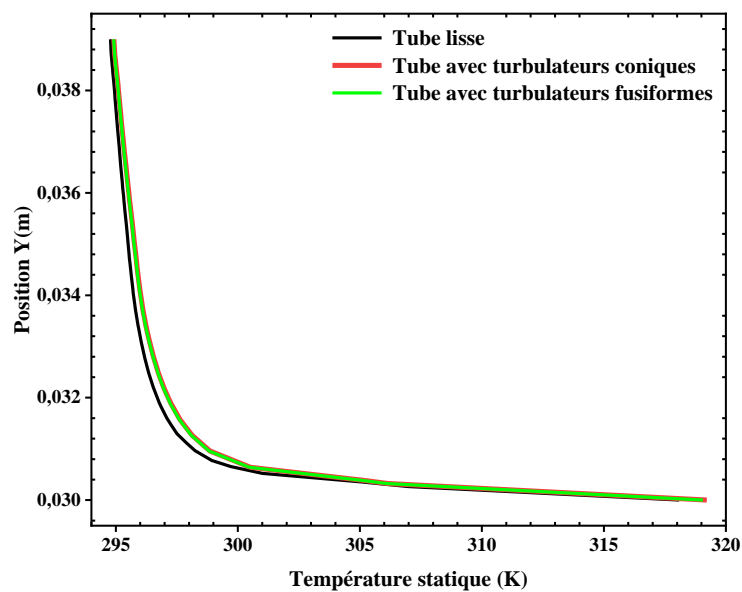
#### IV. 3. 1. Paramètres thermiques

##### IV. 3. 1. 1. Distribution de la température du fluide froid dans l'espace annulaire

La distribution de la température du fluide froid dans l'espace annulaire pour les différents cas étudiés pour un nombre de Reynolds égale à 8000 est présentée sur la figure (IV.2).

La figure indique que l'insertion des turbulateurs aide à améliorer le profil de température comparant au cas du tube ordinaire.

La forme des turbulateurs n'a pas un effet significatif sur le profil de température pour les nombres de Reynolds moyens.



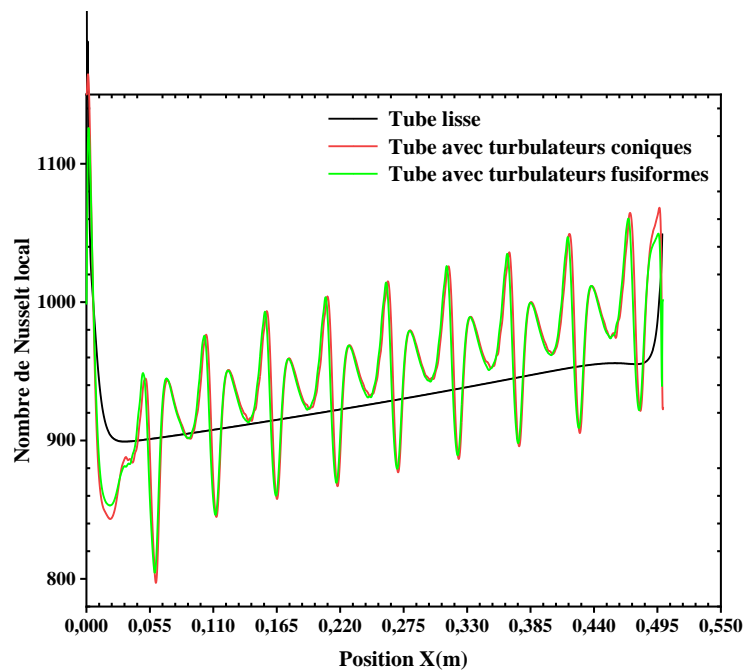
**Figure IV. 2.** Distribution de la température du fluide froid dans l'espace annulaire

### IV. 3. 1. 2. Distribution du Nusselt local

La figure ci-dessous montre la variation du nombre du Nusselt local dans l'interface solide-fluide le long de l'espace annulaire pour un nombre de Reynolds  $Re=8000$ .

Il est clair de voir que le Nu local prend des valeurs importantes à l'entrée du tube, où le transfert de chaleur est maximal à cause de l'écart de température entre les deux fluides chaud et froid en mis en considération la disposition contre-courant. À mesure que le fluide froid pénètre dans l'échangeur, le transfert de chaleur se diminue graduellement jusqu'à avoir l'équilibre thermique, ceci est observé pour les trois cas étudiés.

Le tube lisse offre un taux de transfert de chaleur faible comparant aux deux cas avec turbulateurs. La présence des turbulateurs dans le tube interne favorise le transfert de chaleur par l'effet de direction. La forme des turbulateurs aide à détacher l'écoulement du fluide chaud vers les parois ce qui induit à un gradient de température assez important près de la paroi chaude.



**Figure IV. 3.** Variation du nombre du Nusselt local dans l'interface solide-fluide le long de l'espace annulaire

### IV. 3. 1. 3 Nombre de Nusselt moyen

La figure (IV.4) représente l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds dans l'échangeur de chaleur à double tube avec des inserts coniques et fusiformes dans le tube interne avec le tube lisse sans turbulateurs.

Le nombre de Nusselt moyen tend à augmenter en augmentant le nombre de Reynolds pour les différentes configurations. Le nombre du Nusselt le plus élevé a été obtenu en utilisant la configuration des turbulateurs fusiforme.

Le changement de forme de l'insert de conique à fusiforme conduit à améliorer le taux de transfert de chaleur dans l'échangeur thermique. L'installation d'inserts coniques permet de déplacer le fluide du centre du tube vers les parois ce qui conduit à voir un gradient de température assez important.

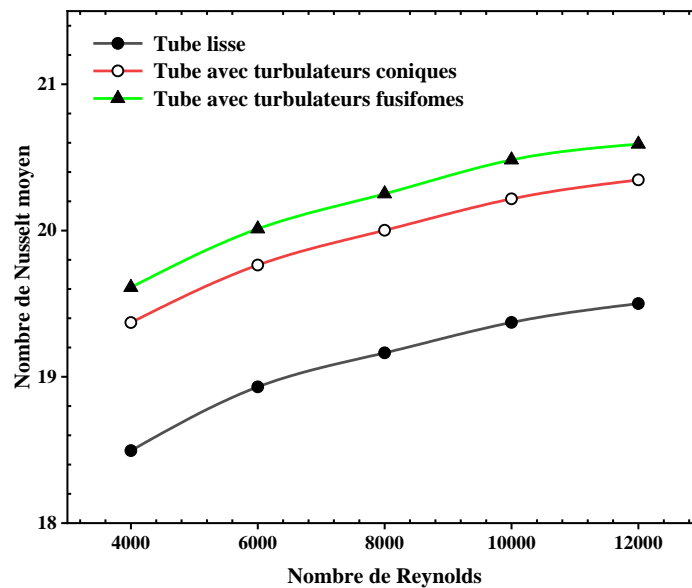


Figure IV. 4. Évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds

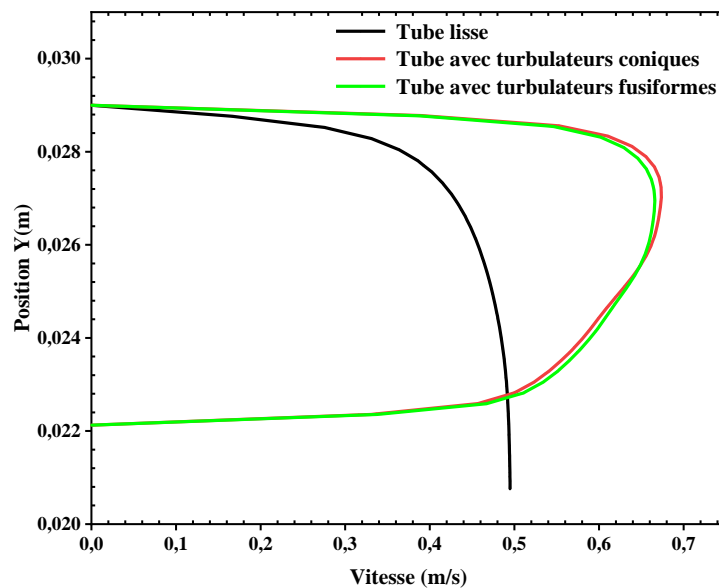
### IV. 3. 2. Paramètres dynamiques

#### IV. 3. 2. 1. Distribution de la vitesse axiale du fluide chaud dans le tube interne

La figure (IV.5) représente la distribution de la vitesse axiale du fluide chaud dans le tube interne pour différents cas étudiés.

Il est clair de voir que l'insertion des turbulateurs favorise l'augmentation de la vitesse axiale du fluide près de la paroi ce qui est absent dans le cas du tube ordinaire sans turbulateurs. On constate apparemment que l'augmentation de la vitesse du fluide près des parois du tube interne améliore le transfert de chaleur par convection.

On voit également que l'insert conique augmente la vitesse du fluide près des parois du tube interne, ainsi que la vitesse moyenne à l'intérieur du tube, en raison de la constriction qui en résulte.

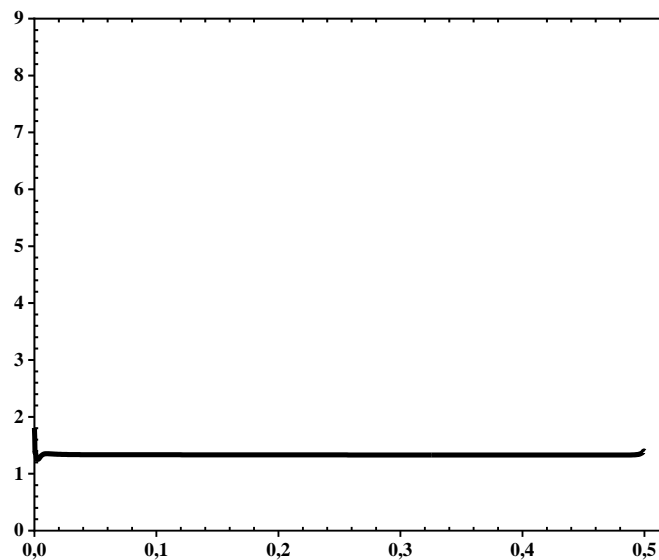


**Figure IV. 5.** Distribution de la vitesse axiale du fluide chaud dans le tube interne

### IV. 3. 2. 2. Coefficient du friction local

Le coefficient de friction dépend de la longueur du tube. On constate que le coefficient local  $C_f$  atteint des valeurs significativement importantes pour les deux configurations (conique et fusiforme), ceci est principalement dû à des changements dans la section de passage du fluide, où il ya un rétrécissement dans le tube interne, provoquant beaucoup de frictions. Par contre le  $C_f$  dans le tube lisse prend des valeurs minimales et constantes.

La présence des turbulateurs dans le tube interne a un effet significatif sur l'augmentation du frottement. Le coefficient du friction local pour les trois cas étudiés est présenté sur la figure (IV.6).



Les arêtes vives de ce turbulateur séparent les lignes de courant de la surface du turbulateur, ce qui crée derrière lui une région de gradient de pression défavorable, conduisant finalement à la formation d'un grand vortex.

Les turbulateurs coniques ont augmenté la chute de pression globale de l'échangeur thermique. Dans ce cas également, l'augmentation du nombre  $Re$  exacerbe la chute de pression provoquée par les inserts par rapport au tube ordinaire.

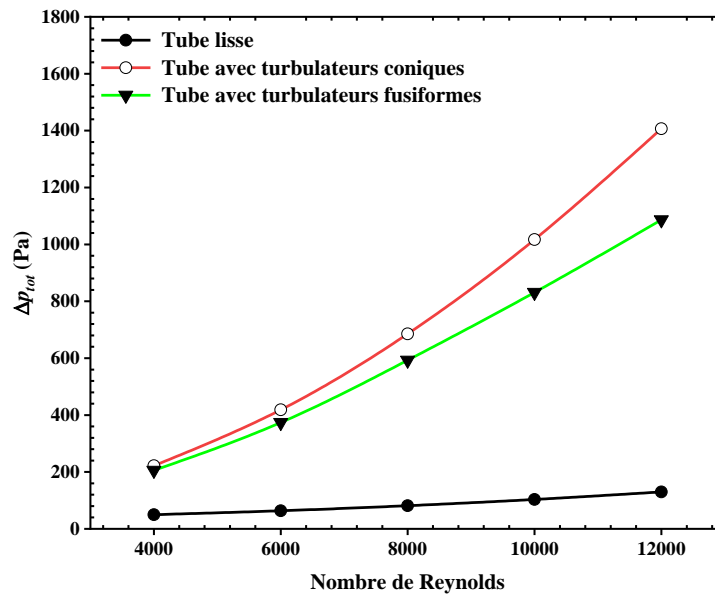


Figure IV. 7. Chute de pression globale

### IV. 3. 3. Indice de performance

L'indice de performance  $\eta$  en fonction du nombre de Reynolds pour les deux configurations des turbulateurs fusiformes et coniques est présenté sur la figure (IV.8).

L'installation de turbulateurs dans le tube interne de l'échangeur de chaleur réduit l'indice de performance de l'échangeur de chaleur en raison de la chute de pression considérable accompagnant les améliorations du taux de transfert de chaleur. Cependant, comme les inserts fusiformes offrent une perte de charge plus faible que les inserts coniques, le coefficient de performance de l'échangeur thermique est amélioré dans ce cas.

Si le taux de transfert de chaleur doit être amélioré à l'aide de turbulateurs, il est recommandé de choisir la forme des turbulateurs de manière à offrir le coefficient de performance le plus élevé en plus d'améliorer le taux de transfert de chaleur.

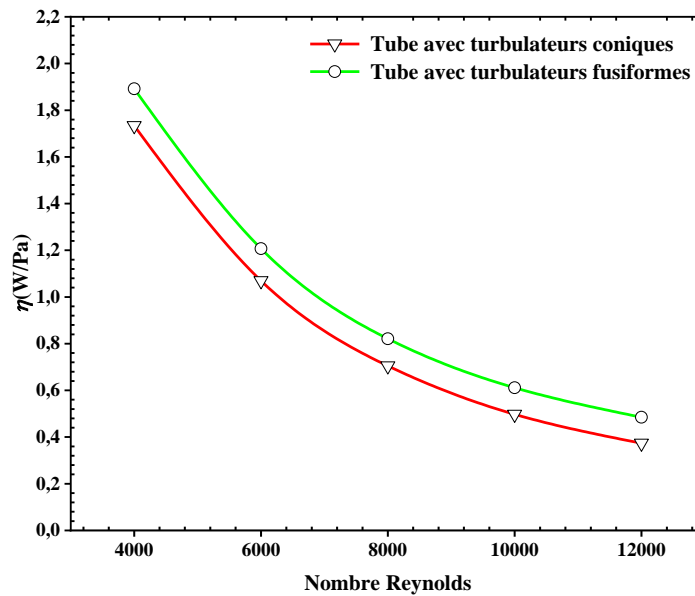


Figure IV. 8. Indice de performance  $\eta$  en fonction du nombre de Reynolds

#### IV. 3. 4. Domaines de vitesse axiale, répartition de la température et l'intensité de la vortacité

➤ Pour  $Re=4000$  :

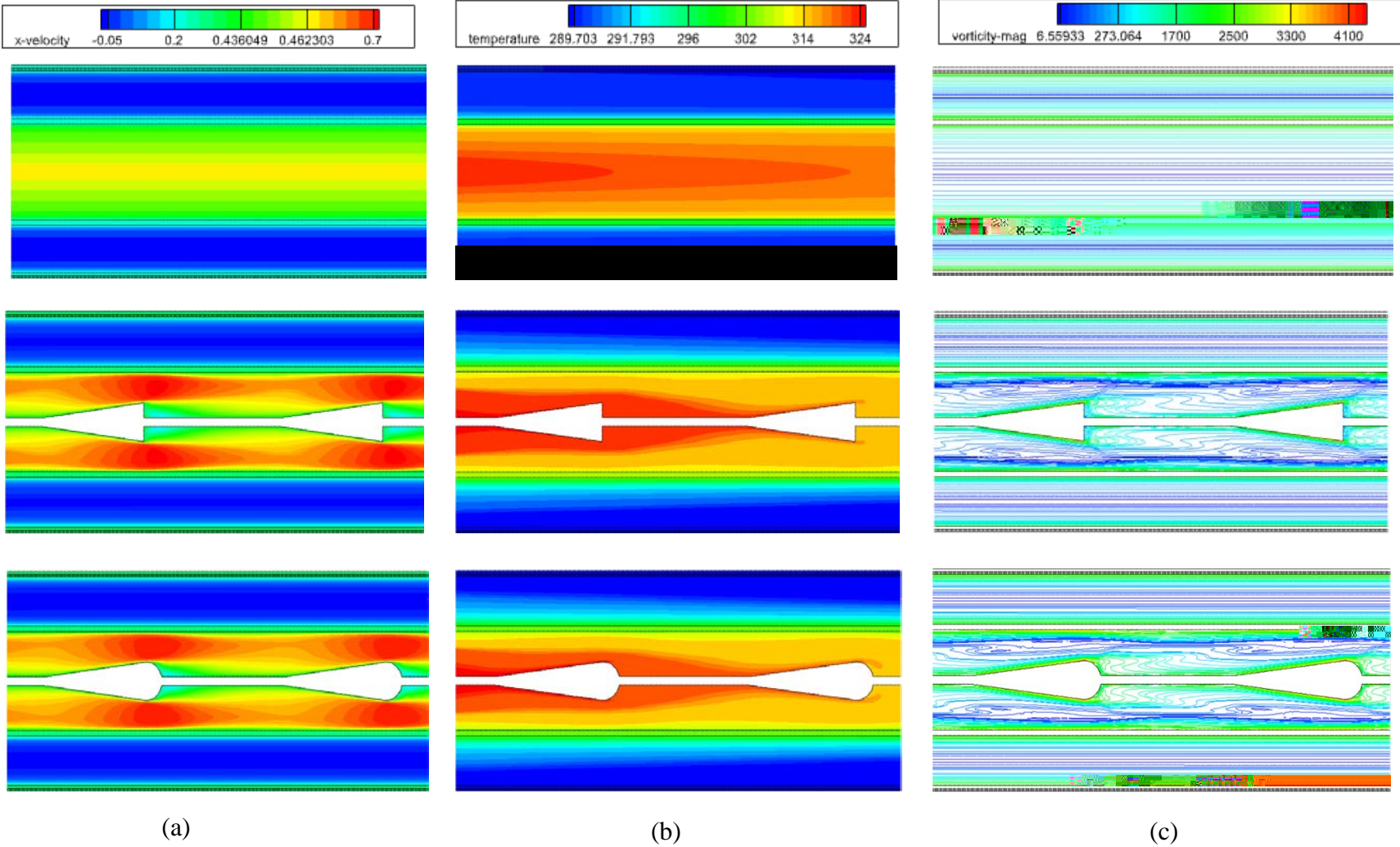


Figure IV. 9. Champs de vitesse axiale (a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour  $Re=4000$

➤ Pour  $Re=8000$  :

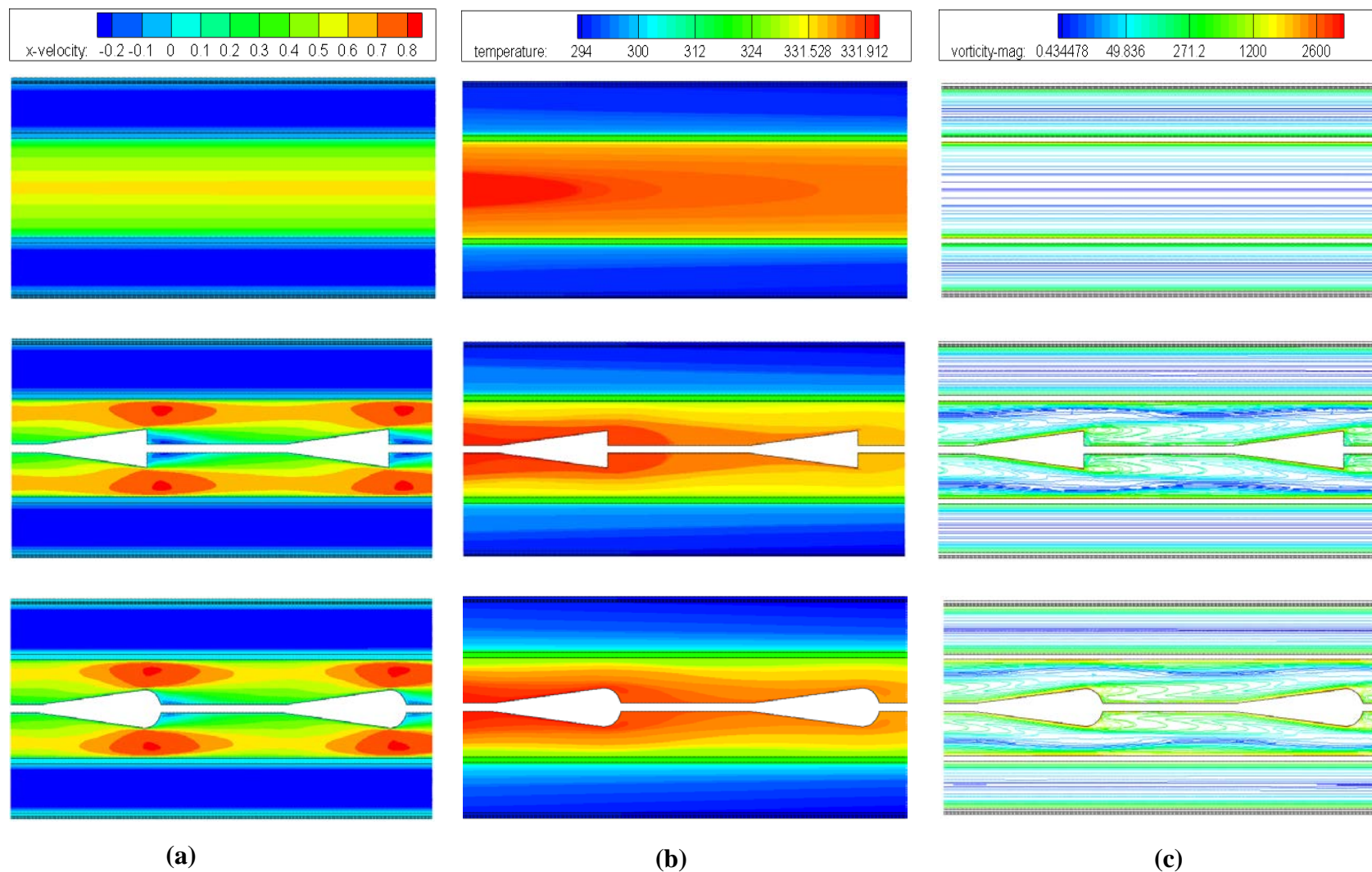


Figure IV. 10. Champs de vitesse axiale (a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour  $Re=8000$

➤ Pour  $Re=12000$

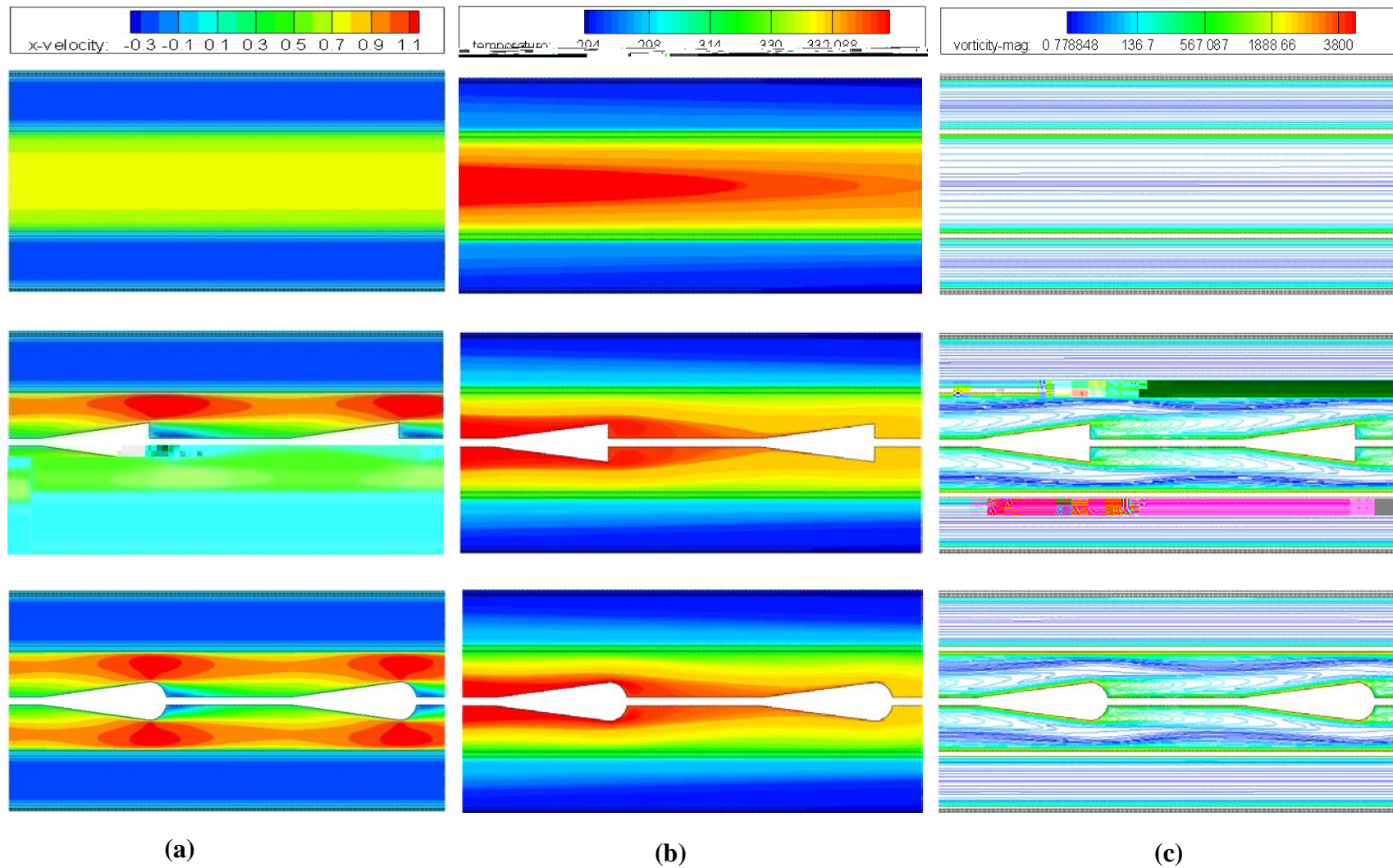


Figure IV. 11. Champs de vitesse axiale (a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour  $Re=12000$

Les figures (IV.9, IV.10, IV.11) représentent la distribution de : la vitesse axiale, la température et l'amplitude de vorticité des deux fluides dans l'échangeur de chaleur à double tube pour les différents cas étudiés et pour trois valeurs de Reynolds différentes.

On voit clairement que l'insert conique et fusiforme augmente la vitesse du fluide près des parois du tube intérieur, ainsi que la vitesse moyenne à l'intérieur du tube, en raison de la constriction qui en résulte.

On constate apparemment que l'augmentation de la vitesse du fluide près des parois du tube interne améliore le transfert de chaleur par convection ce qui est induit à un gradient de température important du fluide froid. Les arêtes vives de ces turbulateurs séparent les lignes de courant de la surface du turbulateur, ce qui crée derrière eux une région de gradient de pression défavorable, conduisant finalement à la formation d'un grand vortex.

Les figures comparent la répartition de la température des deux fluides pour trois valeurs de  $Re$ , 4000, 8000, et 12000 pour trois types d'échangeurs de chaleur avec différentes configurations de turbulateurs. L'installation d'inserts coniques et fusiformes permet de déplacer l'élan et l'énergie du centre du tube intérieur vers les parois, séparant les fluides chauds et froids, augmentant ainsi le taux de transfert de chaleur global ce qui est absent dans le cas d'un échangeur ordinaire.

Les figures de la partie (c) représentent les amplitudes de vorticité passant à travers les turbulateurs coniques et fusiformes et pour le tube ordinaire. Selon les figures, la forme de turbulateur fusiforme augmente l'intensité du vortex se formant derrière le turbulateur et une zone de rotation du fluide plus large. Dans l'ensemble, cette configuration particulière des turbulateurs permet de déplacer les lignes de courant du centre du tube vers les parois, et de transférer l'impulsion et l'énergie du fluide.

La formation d'une région d'écoulement rotationnel derrière les turbulateurs entraîne une zone de basse pression qui provoque une perte de pression du fluide dans le tube plus intense à mesure que le Reynolds augmente. Outre la géométrie du turbulateur, la constriction du tube augmente la résistance à l'écoulement, ce qui augmente la chute de pression dans le tube interne de l'échangeur de chaleur.

Les figures montre également que le remplacement des inserts coniques par des inserts fusiformes, permet la réduction de la chute de pression derrière la section transversale et entraîne une baisse plus faible de la température du fluide chaud ce qui favorise le transfert de chaleur.

#### **IV.4. Conclusion**

Dans ce chapitre, les effets du placement d'inserts coniques et fusiformes dans un échangeur de chaleur à double tube sont étudiées numériquement pour l'évaluation du transfert de chaleur et de la chute de pression ainsi les performances de l'échangeur de chaleur avec l'insert des turbulateurs ont été présentés et discutés.

Une analyse détaillée des différents résultats montre que l'ajout des inserts coniques et fusiformes entraîne une amélioration significative des performances globales de l'échangeur de chaleur à double tube.

## *Conclusion générale*

## Conclusion générale

---

Dans ce mémoire, nous avons réalisé une analyse numérique approfondie de l'amélioration du transfert de chaleur pour un écoulement d'eau dans un échangeur de chaleur à double tube équipé de turbulateurs coniques et fusiformes. Dans cette configuration, nous avons cherché à évaluer les performances thermo-hydrauliques et à comprendre les mécanismes qui favorisent l'amélioration du transfert de chaleur.

Les résultats détaillés ont révélé que l'ajout de ces inserts améliore de manière significative les performances globales de l'échangeur.

Le nombre de Nusselt local a été observé avec des valeurs importantes à l'entrée du tube, diminuant progressivement jusqu'à l'équilibre thermique.

Les turbulateurs ont favorisé le transfert de chaleur par l'effet de direction, avec une augmentation du nombre de Nusselt moyen en augmentant le nombre de Reynolds.

Cependant, l'installation de turbulateurs a augmenté la chute de pression globale de l'échangeur, réduisant l'indice de performance.

Pour optimiser le taux de transfert de chaleur, il est recommandé de choisir la forme des turbulateurs pour offrir le meilleur coefficient de performance tout en améliorant le transfert de chaleur.

Divers axes de développement peuvent être envisagés à l'avenir à partir de cette étude. Parmi les plus significatifs, nous préconisons les éléments suivants :

- Choisir plusieurs formes de turbulateurs.
- Insertion des turbulateurs dans le tube annulaire.
- Modifier la composition des deux fluides.
- Augmentation de la surface d'échange.

## *Références bibliographiques*

## Références bibliographiques

---

- [1] Shah, Ramesh K., and Dusan P. Sekulic. Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons, 2003.
- [2] Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., & Lavine, A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.), John Wiley & Sons (2007).
- [3] Zohuri B, Compact heat exchangers: selection, application, design and evaluation, Springer,Switzerland (2017).
- [4] Kreith, Frank, ed. The CRC handbook of thermal engineering. Springer Science & Business Media, 2000.
- [5] Thulukkanam, K. Heat Exchanger Design Handbook (2nd ed.), CRC Press, (2013).
- [6] Boulahlib.M.S., « Contribution à l'étude des échangeurs de chaleur à ailettes intégrales », thèse de magister, Université de Constantine, 1998.
- [7] Fourar.I, « Étude numérique et expérimentale des phénomènes de convection sur des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes », Thèse de doctorat, Université de Biskra, 2020.
- [8] Holman, J.P. Heat Transfer (10th ed.). McGraw-Hill, (2010).
- [9] Manificat A, Megret O, Procédés de récupération/valorisation des énergies à bas niveau de température, État des connaissances, (2012).
- [10] Kakaç, Sadik, Hongtan Liu, and Anchasa Pramuanjaroenkij. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. CRC Press, 2002.
- [11] Mousavi Ajarostaghi, S.S.; Zaboli, M.; Javadi, H.; Badenes, B.; Urchueguia, J.F. A Review of Recent Passive Heat Transfer Enhancement Methods. *Energies* 2022, 15, 986.
- [12] Li P, Liu Z, Liu W, Chen G, Numerical study on heat transfer enhancement characteristics of tube inserted with centrally hollow narrow twisted tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88, (2015), 481-491.
- [13] R. Aghayari, H. Maddah, S. M. Pourkiaei, M. H. Ahmadi, L. Chen, and M. Ghazvini, "Theoretical and experimental studies of heat transfer in a double-pipe heat exchanger equipped with twisted tape and nanofluid," *The European Physical Journal Plus*, vol, (2020).
- [14] Khodabandeh E, Bahiraei M, Mashayekhi R, Talebjedi B, Toghraie D, Thermal performance of Ag–water nano fluid in tube equipped with novel conical strip inserts using two-phase method: Geometry effects and particle migration considerations, *Powder Technology*, 338, (2018), 87– 100.

## Références bibliographiques

---

- [15] Ibrahim MM, Essa MA, Mostafa NH, A computational study of heat transfer analysis for a circular tube with conical ring turbulators. *International Journal of Thermal Sciences*, 137, (2019), 138–60.
- [16] Fan, A. W., et al. "Parametric study on turbulent heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with louvered strip inserts." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55.19-20 (2012): 5205-5213.
- [17] Jasi ski, Piotr Bogusław. "Numerical study of the thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 1: PIV experiments and a pressure drop." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 74 (2014): 48-59.
- [18] Jasi ski, Piotr Bogusław. "Numerical study of the thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 2: Heat transfer." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 74 (2014): 473-483.
- [19] Jasi ski, Piotr Bogusław. "Numerical study of thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 3: Thermal performance analysis." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 107 (2017): 1138-1147.
- [20] Kongkai paiboon V, Nanan K, Eiamsa-ard S. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, (2010), 568–74.
- [21] Kore, Sandeep Sadashiv, et al. "Computational study and enhancement of heat transfer rate by using inserts introduced in a heat exchanger." *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences* 103.1 (2023): 16-29.
- [22] M. Sheikholeslami, M. Jafaryar, D.D. Ganji, Zhixiong Li, Exergy loss analysis for nanofluid forced convection heat transfer in a pipe with modified turbulators, *Journal of Molecular Liquids*, Volume 262, 2018, Pages 104-110.
- [23] Sammil, S., and M. Sridharan. "Employing ensemble machine learning techniques for predicting the thermohydraulic performance of double pipe heat exchanger with and without turbulators." *Thermal Science and Engineering Progress* 47 (2024): 102337.
- [24] Luo, Jie, et al. "Thermal-frictional behavior of new special shape twisted tape and helical coiled wire turbulators in engine heat exchangers system." *Case Studies in Thermal Engineering* 53 (2024): 103877.
- [25] Weerapun Duangthongsuk, Somchai Wongwises, An experimental investigation of the heat transfer and pressure drop characteristics of a circular tube fitted with rotating turbine-type swirl generators, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 45, 2013.

## Références bibliographiques

---

- [26] Chen, Heng, et al. "Thermal, hydraulic, exergetic and economic evaluation of a flat tube heat exchanger equipped with a plain and modified conical turbulator." *Case Studies in Thermal Engineering* 28 (2021): 101587.
- [27] Hashemi Karouei, S.H., Ajarostaghi, S.S.M., Gorji-Bandpy, M. et al. Laminar heat transfer and fluid flow of two various hybrid nanofluids in a helical double-pipe heat exchanger equipped with an innovative curved conical turbulator. *J Therm Anal Calorim* 143, 1455–1466 (2021).
- [28] Li, Pengxiao, et al. "Experimental and numerical study on the heat transfer and flow performance for the circular tube fitted with drainage inserts." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 107 (2017): 686-696.
- [29] Adnan I. Khdair, Numerical solution for optimization of curved turbulator geometry in a double-pipe heat exchanger containing two-phase Cu-GO/Therminol VP-1 hybrid nanofluid to achieve maximum exergy efficiency, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, Volume 155,2023,Pages 803-813.
- [30] Iman Bashtani, Javad Abolfazli Esfahani, Kyung Chun Kim, Hybrid CFD-ANN approach for evaluation of bio-inspired dolphins dorsal fin turbulators of heat exchanger in turbulent flow, *Applied Thermal Engineering*, Volume 219, Part A,2023.
- [31] Seyed Mahdi Seyed Mousavi, Seyed Mahmoud Abolhasan Alavi ,Experimental and numerical study to optimize flow and heat transfer of airfoil-shaped turbulators in a double-pipe heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Volume 215,2022.
- [32] E.Z. Ibrahim, Augmentation of laminar flow and heat transfer in flat tubes by means of helical screw-tape inserts, *Energy Conversion and Management*, Volume 52, Issue 1, 2011, Pages 250-257.
- [33] Özakın, Ahmet Numan. "CFD analysis of using umbrella shaped turbulators to improve heat transfer in a horizontal pipe." *International Journal of Innovative Research and Reviews* 6.1 (2022): 30-34.
- [34] Wongcharee, K., and S. Eiamsa-Ard. "Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tapes." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38.3 (2011): 348-352.
- [35] Noorbakhsh, Mehdi, Mohammad Zaboli, and Seyed Soheil Mousavi Ajarostaghi. "Numerical evaluation of the effect of using twisted tapes as turbulator with various geometries in both sides of a double-pipe heat exchanger." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 140 (2020): 1341-1353.

## Références bibliographiques

---

- [36] Nemat Mashoofi, Saman Pourahmad, S.M. Pesteei, Study the effect of axially perforated twisted tapes on the thermal performance enhancement factor of a double tube heat exchanger, *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 10, 2017, Pages 161-168.
- [37] M.E. Nakhchi, J.A. Esfahani, Numerical investigation of different geometrical parameters of perforated conical rings on flow structure and heat transfer in heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Volume 156, 2019, Pages 494-505.
- [38] Hong, Yuxiang, et al. "Effect of decaying swirl flow on tubular turbulent heat transfer enhancement by using short length helical tapes." *Chemical Engineering Research and Design* 138 (2018): 1-12.
- [39] Hakan Karakaya, Aydin Durmu, Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 60, 2013, Pages 756-762.
- [40] Sagar Paneliya, Sakshum Khanna, Vishrut Mankad, Abhijit Ray, Parth Prajapati, Indrajit Mukhopadhyay, Comparative study of heat transfer characteristics of a tube equipped with X-shaped and twisted tape insert, *Materials Today: Proceedings*, Volume 28, Part 2, 2020, Pages 1175-1180.
- [41] Wei He, Davood Toghraie, Amin Lotfipour, Farzad Pourfattah, Arash Karimipour, Masoud Afrand, Effect of twisted-tape inserts and nanofluid on flow field and heat transfer characteristics in a tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 110, 2020.
- [42] C. Gnanavel, R. Saravanan, M. Chandrasekaran, Heat transfer enhancement through nano-fluids and twisted tape insert with rectangular cut on its rib in a double pipe heat exchanger, *Materials Today: Proceedings*, Volume 21, Part 1, 2020, Pages 865-869.
- [43] JD. Anderson, *Governing equations of fluid dynamics*, chapter 2, computational fluid dynamics, 3rd edition, Springer Heidelberg, Berlin Germany, 2009.
- [44] RL .Webb, NH. Kim, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, 2nd ed., Taylor & Francis, New York, 2005.
- [45] Dizaji, H. S., Jafarmadar, S., & Mobadersani, F. (2015). Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 96, 211-220.