

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 : HASNAOUI Abderrafie

BENNACER Belkacem

Sujet

Amélioration des performances thermo-hydrauliques dans les échangeurs de chaleur avec diverses perforations sur des inserts torsadés métallique

Soutenu publiquement, le 18/06/2025, devant le jury composé de :

M. SAIM Rachid	Pr	Université de Tlemcen	Président
Mme. SARI HASSOUN Hind	MAA	Université de Tlemcen	Examineur
M. BEGAG Abdelaziz	MCB	Université de Tlemcen	Encadrant
Melle BOUREGUEBA Amel	Doctorante	Université de Tlemcen	Co-Encadrant

Année universitaire : 2024 /2025

Remerciements

Tout d'abord, nous exprimons notre profonde gratitude à Dieu, qui nous a accordé le savoir, La force et la patience nécessaires à l'accomplissement de ce travail.

Ce mémoire représente bien plus qu'un simple travail académique : il constitue l'aboutissement de cinq années d'efforts, de persévérance et de dévouement.

*Nous tenons à remercier chaleureusement toutes les personnes ayant contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire. Nos remerciements vont tout particulièrement à notre encadrant **Dr. BEGAG Abdelaziz** et Co-encadrante **Melle. BOUREGUEBA Amel**, pour ses disponibilités, ses conseils précieux, ses encadrements attentifs et ses soutiens tout au long de ce projet.*

*Nous exprimons également notre reconnaissance aux membres du jury, **Pr. SAIM Rachid** et **Mme. SARI HASSOUN Hind**, pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'évaluer notre travail. Enfin, nous remercions l'ensemble du corps enseignant du département de Génie Mécanique pour la qualité de leur enseignement et leur engagement durant toute notre formation.*

Dédicace

Nous dédions ce travail, avec une profonde gratitude, à nos parents bien-aimés, véritables piliers de notre vie. Leur amour, leur soutien indéfectible et leur foi en nous ont été notre force tout au long de ce parcours. À nos pères, pour leur appui constant, et à nos mères, pour leur tendresse, leur patience infinie et leur lumière qui nous a toujours guidés. Qu'Allah les protège et les comble de Ses bénédictions.

Nous pensons avec affection à nos frères et sœurs, compagnons fidèles de chaque étape, dont le soutien, la complicité et l'écoute ont été essentiels.

À nos familles élargies tantes, oncles, cousins et cousines merci pour vos encouragements et vos marques de soutien, qui nous ont donné force et espoir.

À notre promotion en Génie Mécanique Énergétique, pour l'esprit de camaraderie, d'entraide et de solidarité qui nous a soudés tout au long de cette aventure académique.

Enfin, à toutes celles et ceux qui, de près ou de loin, nous ont soutenus, encouragés, aimés, et ont cru en nous : votre confiance a été notre plus grande source de motivation. Nous vous en sommes infiniment reconnaissants.

Abderrafie et Belkacem

ملخص

تهدف هذه الدراسة إلى تحليل تأثير الأشربة الحلزونية، سواء كانت عادية أو مثقبة، على خصائص انتقال الحرارة وسلوك الجريان داخل أنبوب أسطوانى حديدي. تم إجراء التحليل لتدفق هواء مضطرب عند درجة حرارة دخول ثابتة تبلغ 300 كلفن، ولأرقام رينولدز تتراوح بين 4000 و12000، مع تطبيق تدفق حرارى ثابت على الجدار بقيمة 1500 واط/م². تم تقييم معايير الأداء الرئيسية، مثل عدد نوسلت، ومعامل الاحتكاك، ومعامل الأداء الحرارى (PEC). أظهرت النتائج أن استخدام الأشربة الحلزونية يؤدي إلى تحسين كبير في معدل انتقال الحرارة. كما أثبتت الأشربة المثقبة فعاليتها في تحقيق توازن أفضل بين تحسين الأداء الحرارى والحد من فقدان الضغط.

كلمات مفتاحية : اشربة حلزونية، عدد النوسلت، معامل الاحتكاك، معامل الأداء الحرارى.....

Résumé

Cette étude examine l'effet des rubans torsadés, simples et perforés, sur les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement dans un tube cylindrique. L'analyse a été réalisée pour un écoulement turbulent d'air à une température d'entrée de 300 K, avec des nombres de Reynolds allant de 4000 à 12000, et sous un flux thermique constant de 1500 W/m² appliqué à la paroi. Les paramètres de performance clés, tels que le nombre de Nusselt, le facteur de frottement et le facteur de performance thermique (PEC), ont été évalués. Les résultats montrent que les rubans torsadés améliorent significativement le transfert de chaleur. Les inserts perforés offrent un meilleur équilibre thermo-hydraulique.

Mots Clés : ruban torsadés, nombre de Nusselt, facteur de frottement, facteur de performance thermique.....

Abstract

Enhancing heat transfer in tubular systems is a key objective in the design of efficient thermal equipment. One widely studied technique involves the use of twisted tape inserts, which promote turbulence and disrupt the thermal boundary layer. In this study, the effects of both plain and perforated twisted tape inserts on the heat transfer and flow characteristics within a circular tube are investigated. The analysis was conducted for turbulent airflow with an inlet temperature of 300 K, Reynolds numbers ranging from 4,000 to 12,000, and a constant wall heat flux of 1500 W/m². Key performance indicators—including the Nusselt number, friction factor, and performance evaluation criterion (PEC)—were used to assess thermal and hydraulic behavior. The findings demonstrate that twisted tape inserts considerably enhance heat transfer. Notably, perforated inserts achieved a better thermal-hydraulic balance, offering improved heat transfer with a relatively moderate increase in flow resistance.

Key words: twisted tape, Nusselt number, friction factor, performance evaluation criterion.....

Table des matières

Remerciements

Dédicace

Résumé

Table des matières

Liste des tableaux

Liste des Figures

Nomenclature

Introduction Générale..... 4

Chapitre I Généralités sur les Echangeurs de Chaleur

I.1	Introduction	8
I.2	Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur	8
I.3	Types et classifications des échangeurs de chaleur	9
I.3.1	Classification selon la conception mécanique	9
I.3.2	Classification selon la configuration de l'écoulement	13
I.3.3	Classification selon le mode de transfert thermique	14
I.3.4	Classification selon les applications des échangeurs de chaleur	15
I.4	Méthodes d'amélioration du transfert chaleur	16
I.4.1	Méthodes active	16
I.4.2	Méthodes passive	17
I.4.3	Méthodes mixtes	18
I.5	Conclusion.....	18

Chapitre II Etude bibliographique
--

II.1	Introduction.....	20
II.2	Différents types des rubans	20
II.3	Conclusion	39

Chapitre III Formulation mathématique du problème
--

III.1 Introduction	41
III.2 Modèle physique.....	41
III.2.1 Propriétés du fluide et matériau	42
III.2.2 Hypothèses simplificatrices	42
III.3 Formulation mathématique.....	43
III.3.1 Modèle de turbulence.....	43
III.3.2 Paramètres adimensionnels	44
III.4 Conditions aux limites	45
III.5 Simulation numérique.....	45
III.5.1 Création de la géométrie et le maillage :.....	46
III.6 Indépendance de maillage	48
III.7 Conclusion	49

Chapitre IV Résultats et discussions

IV.1 Introduction	51
IV.2 Validation des résultats	51
IV.3 Résultats et discussions	52
IV.3.1 Influence des rubans simple et perforé sur les paramètres moyens.....	52
IV.3.2 Influence des rubans sur les paramètres locaux.....	54
IV.3.3 Contours de température et de vitesse pour différents cas étudiés	56
IV.3.4 Critère d'évaluation des performances	59
IV.4 Conclusion.....	60
Conclusion générale	62

Références bibliographiques

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau III.1 Propriétés physiques de l'air	42
Tableau III.2 Propriétés physiques de l'aluminium	42
Tableau III.3 Valeurs des vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis	45

Liste des Figures

Figure I.1 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur.....	8
Figure I.2 Echangeurs à plaques.....	10
Figure I.3 Echangeurs de chaleur à calandre et tube.....	10
Figure I.4 Echangeur de chaleur à double tube.....	11
Figure I.5 Echangeur de chaleur à tube spirale.....	11
Figure I.6 Échangeur de chaleur multitubulaire avec tubes à ailettes.....	12
Figure I.7 Echangeur monotube en serpentins.....	12
Figure I.8 Représentation schématique d'un échangeur co-courant.....	13
Figure I.9 Représentation schématique d'un échangeur contre-courant.....	14
Figure I.10 Représentation schématique d'un échangeur croisé.....	14
Figure II. 1 Section d'essai et rubans torsadés à double coupe de l'étude de Nakhchi et al.....	20
Figure II. 2 Géométrie des rubans torsadés creux croisés avec différentes largeurs de creux..	21
Figure II. 3 Configurations géométriques 3D utilisées dans l'étude de Hong et al.....	22
Figure II. 4 Configuration utilisée par Khudheyer et al.....	22
Figure II. 5 Disposition d'un conduit circulaire contenant un ruban torsadé.....	23
Figure II. 6 Photographie de rubans torsadés hélicoïdaux perforés.....	23
Figure II. 7 Géométrie du ruban torsadé incurvé.....	24
Figure II. 8 canal carré comportant une bande ondulée à coupe angulaire.....	24
Figure II. 9 Rubans torsadés étudié par Maddah et al.....	25
Figure II. 10 Images des inserts (a) ruban torsadé (b) bobine de fil.....	25
Figure II. 11 Vues d'un tube ondulé avec insertion d'un ruban à ressort.....	26
Figure II. 12 Croquis de la géométrie vue de côté.....	26
Figure II. 13 Géométrie de la section d'essai équipée d'un insert en ruban torsadé perforé présenté par Bhuiya et al.....	26
Figure II. 14 Modèle physique du problème étudié par Eiamsa-ard et Promvong.....	27
Figure II. 15 Schéma des inserts de ruban torsadé testés par Khoshvaght-Aliabadi et Eskandari.....	28
Figure II. 16 ruban torsadé en vrac.....	28
Figure II. 17 Schéma du ruban considéré par Suri et al.....	29
Figure II. 18 Vue photographique de bandes torsadées.....	29
Figure II. 19 Tube d'essai avec un ruban torsadé à des fibres torsadées transversales multiples	29
Figure II. 20 Géométrie de tube et rubans torsadés utilisé par Langeroudi et Javaherdeh.....	30

Figure II. 21 Schéma de l'échangeur de chaleur à ailettes et à tubes avec ruban torsadé, issu de l'étude de Hajabdollahi et al.	30
Figure II. 22 Schéma des inserts en ruban torsadé évalué par Dagdevir et Ozceyhan.....	31
Figure II. 23 Modèle 3D de ruban torsadé	31
Figure II. 24 Géométries des rubans coaxiaux torsadés croisés.....	32
Figure II. 25 Arrangement de bandes torsadées	34
Figure II. 26 (a) Géométrie de la section d'essai équipée d'un insert perforé ; (b) Paramètres géométriques de l'insert.....	34
Figure II. 27 Rubans torsadés considérés par Hazim	35
Figure II. 28 Inserts de bande torsadée.....	35
Figure II. 29 Ruban torsadé utilisé dans les travaux de Yadav et al.	36
Figure II. 30 Vues de face, de côté et en isométrique des configurations testées par Nawale et al.	36
Figure II. 31 Photographies des rubans torsadés en dents de scie présentant différents angles de denture.....	37
Figure II. 32 (a) Configurations du canal d'essai, (b) géométries du ruban torsadé avec nervures inclinées et fentes	37
Figure II. 33 Photographie d'un ruban torsadé inséré dans un tube avec des rubans hélicoïdaux enroulés autour du tube	38
Figure II. 34 Croquis de l'emplacement et de l'agencement des trous dans l'étude de Abdulhamed et al.	38
Figure III. 1 Modèle physique.....	41
Figure III. 2 Ruban torsadée simple	42
Figure III. 3 Ruban torsadé avec un seule perforation en demi-cercle	42
Figure III. 4 Ruban torsadé avec trois perforations en demi-cercle	42
Figure III. 5 Création de tube muni de ruban torsadé	46
Figure III. 6 Création de ruban torsadé perforé.....	46
Figure III. 7 Maillage de tube.....	47
Figure III. 8 Maillage d'insert torsadé	47
Figure III. 9 Méthodes de solution	48
Figure III. 10 Résiduels monitors.....	48
Figure III. 11 Nombre de Nusselt moyen pour différentes grilles de maillage.....	49
Figure IV. 1 Comparaison du nombre de Nusselt avec les corrélations Dittus-Boelter.....	51

Liste des figures

Figure IV. 2 Comparaison du facteur de friction avec les corrélations de Petukhov.....	52
Figure IV. 3 Nombre de Nusselt moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.	53
Figure IV. 4 Facteur de frottement moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.	54
Figure IV. 5 Profil de vitesse axiale dans la section $x=L/2$	55
Figure IV. 6 Profil de température dans la section $x=L/2$	56
Figure IV. 7 Contours de température pour différents cas étudiés.....	57
Figure IV. 8 Contours de vitesse pour différents cas étudiés.....	59
Figure IV. 9 Critère d'évaluation des performances pour différents géométries étudiées.....	60

Nomenclature

Nomenclature

Symboles	Signification	Unités
A	Surface d'échange thermique	(m ²)
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	(J/kg. K)
D_h	Diamètre hydraulique	(m)
f	Coefficient moyen de frottement	
C_f	Coefficient de frottement local à la paroi	
h	Coefficient moyen de convection	(W/m ² . K)
$h(z)$	Coefficient local de convection	
$Q_p(z)$	Flux thermique à la paroi	(w/m ²)
α	Diffusivité thermique	[m/s]
L	Longueur de l'échangeur	(m)
Nu	Nombre de Nusselt	
$Nu(z)$	Nombre de Nusselt local	
PEC	Critère d'évaluation de performance thermique	
Pr	Nombre de Prandtl	
Re	Nombre de Reynolds	
T	Température	(K)
T_p	Température moyenne de la paroi	(K)
T_m	Température moyenne de l'écoulement	(K)
w	Vitesse du fluide	(m/s)
Δp	Perte de pression	(Pa)
$P_{moy,e}$	Pression moyenne d'entrée	(Pa)
$P_{moy,s}$	Pression moyenne de sortie	(Pa)

Nomenclature

Symboles grecs	Signification	Unités
ε	Taux de dissipation turbulente	(m ² /s ³)
μ	Viscosité dynamique	(Pa. s)
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
λ	Conductivité thermique	(W/m.K)
τ_p	Taux de cisaillement à la paroi	

Indice	Signification
---------------	----------------------

p	Paroi
m	écoulement
e	entrée
s	sortie

Introduction Générale

L'efficacité énergétique et la maîtrise des transferts thermiques constituent des enjeux majeurs dans le contexte industriel et environnemental actuel. Face à la demande croissante en énergie, l'optimisation des systèmes d'échange de chaleur s'impose comme une priorité en matière de recherche et d'innovation. Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs essentiels permettant le transfert d'énergie thermique entre deux fluides à des températures différentes sans les mélanger, occupent une place centrale dans de nombreuses applications industrielles, allant des centrales électriques aux systèmes de climatisation, en passant par l'automobile et l'industrie chimique. Leur conception et leurs performances ont un impact direct sur la consommation énergétique globale ainsi que sur la viabilité économique des procédés.

Traditionnellement, l'amélioration de l'efficacité des échangeurs de chaleur passait par une augmentation de leur surface d'échange ou par une complexification de leur architecture. Cependant, les avancées récentes privilégient des solutions plus compactes et plus efficaces, notamment via l'intégration d'inserts spécifiques au sein des conduits de fluide. Parmi les techniques d'intensification du transfert thermique, l'utilisation de rubans torsadés qui démontrent un potentiel significatif. Ces dispositifs génèrent des écoulements tourbillonnaires qui perturbent la couche limite thermique et augmentent la convection forcée, ce qui améliore sensiblement le coefficient d'échange thermique, tout en maîtrisant les pertes de charge associées.

Ce mémoire s'inscrit dans cette démarche d'optimisation des échangeurs de chaleur, en se focalisant spécifiquement sur l'impact des inserts torsadés et plus particulièrement des rubans torsadés perforés sur les performances thermo-hydrauliques. L'objectif de cette étude est d'approfondir la compréhension des mécanismes d'intensification du transfert thermique induits par ces inserts et d'évaluer leur efficacité à travers une approche combinant une revue bibliographique exhaustive et une modélisation numérique rigoureuse.

Ce mémoire est structuré en plusieurs chapitres :

- Le **premier chapitre** pose les bases en introduisant les notions fondamentales relatives aux échangeurs de chaleur, en détaillant leur principe de fonctionnement, leurs différentes classifications ainsi que leurs domaines d'application.
- Le **deuxième chapitre** est consacré à une étude bibliographique approfondie des travaux existants sur les échangeurs de chaleur munis de rubans torsadés, afin

d'identifier les configurations les plus prometteuses et les paramètres clés influençant leurs performances.

- Le **troisième chapitre** présente la formulation mathématique du problème étudié, incluant le modèle physique, les équations de conservation, le modèle de turbulence, les conditions aux limites ainsi que la méthodologie de simulation numérique.
- Le **quatrième chapitre** est dédié à la présentation et à l'analyse des résultats obtenus par simulation numérique, suivies d'une discussion approfondie de leurs implications thermo-hydrauliques et d'une comparaison avec les données issues de la littérature.
- Enfin, une **conclusion générale** synthétise les principaux apports de cette étude et ouvre des perspectives pour de futurs travaux de recherche.

Chapitre I
Généralités sur les Echangeurs de Chaleur

I.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs thermiques essentiels dans de nombreux domaines industriels et domestiques. Ils permettent de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides sans les mélanger. On les retrouve dans les centrales thermiques, les systèmes de climatisation, l'automobile, l'industrie chimique, etc. Ce chapitre vise à exposer quelques notions fondamentales sur ces équipements thermiques.

I.2 Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur

Le fonctionnement d'un échangeur de chaleur est basé sur le passage de deux fluides, l'un à haute température et l'autre à basse température, dans des conduits séparés par une cloison conductrice, qui est habituellement en métal. Cette paroi autorise une liaison thermique indirecte entre les deux fluides, facilitant de ce fait le passage de chaleur du fluide à haute température vers le fluide à basse température. Un des enjeux majeurs lors de la conception d'un échangeur thermique est de définir une surface d'échange appropriée pour garantir le passage de la quantité de chaleur désirée. Ce transfert ne s'appuie pas uniquement sur la surface d'échange, mais aussi sur les températures d'entrée des fluides, leurs caractéristiques thermophysiques (comme la capacité thermique et la conductivité thermique), sans oublier les coefficients de transfert thermique par convection [1].

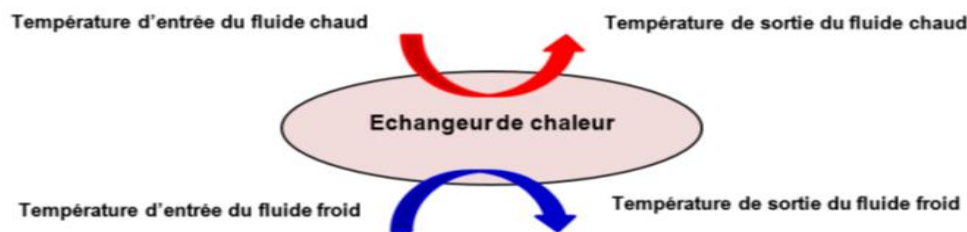


Figure I.1 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur [1]

Dans l'industrie, les échangeurs de chaleur peuvent remplir diverses fonctions. Voici leurs rôles principaux :

- Élever ou abaisser la température d'un liquide ou d'un gaz, tel que l'air.
- Récupération de l'énergie thermique (de la chaleur).
- Réfrigérer : c'est-à-dire disperser l'énergie générée vers un environnement externe.
- Condenseurs : l'échangeur garantit la condensation partielle ou complète d'un gaz.

- Évaporateurs : l'échangeur joue un rôle total ou partiel dans le processus d'évaporation d'un liquide.

I.3 Types et classifications des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des équipements essentiels dans de nombreuses applications industrielles et domestiques, telles que les centrales thermiques, les usines chimiques, les systèmes de climatisation et les installations de réfrigération. Leur conception ne se limite pas à l'analyse du transfert thermique, mais intègre également des considérations économiques, mécaniques et d'encombrement. Le choix d'un échangeur dépend souvent de critères tels que la compacité, la facilité d'entretien, le coût global et les contraintes d'espace. Ainsi, même si le rendement thermique est un paramètre fondamental, des facteurs comme le poids ou la maintenance peuvent s'avérer déterminants. Pour répondre à la diversité des besoins, plusieurs types d'échangeurs ont été développés. Il est donc indispensable de les classer selon des critères précis : structure, écoulement des fluides, mode de transfert et domaine d'application. Cette classification facilite le choix et la conception d'équipements adaptés à chaque usage [2].

I.3.1 Classification selon la conception mécanique

Cette classification repose sur la géométrie et la disposition interne des surfaces d'échange thermique.

I.3.1.1 Échangeurs à plaques

Les échangeurs de chaleur à plaques sont composés de plaques profilées dont les alvéoles forment les trajets suivis par les fluides. Les plaques sont disposées de telle manière que le fluide puisse s'écouler entre elles. Un ensemble de joints assure la répartition des fluides entre les plaques. Afin que chaque fluide soit successivement dirigé entre deux espaces inter-plaque consécutifs [3].

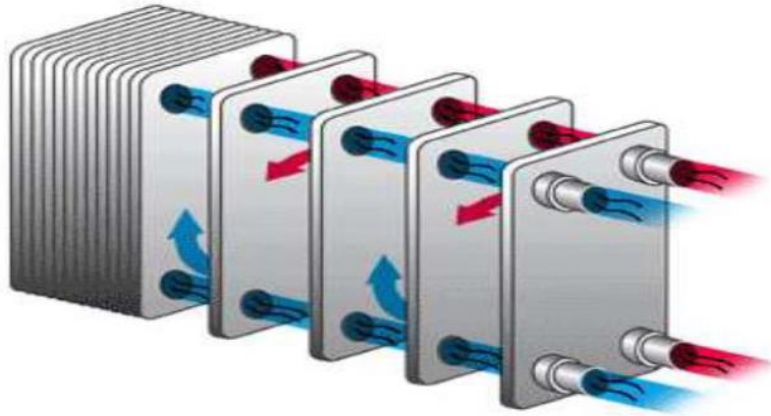


Figure I.2 Echangeurs à plaques [3]

I.3.1.2 Échangeurs à tubes et calandre

L'échangeur de chaleur à coque et tubes est constitué d'un faisceau de tubes ronds disposés à l'intérieur d'une enveloppe cylindrique (coque), les axes des tubes étant parallèles à celui de la coque. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes, tandis que l'autre s'écoule autour de ces derniers, à l'intérieur de la coque. Ce type d'échangeur est largement utilisé dans de nombreuses applications industrielles, notamment comme refroidisseur d'huile, condenseur dans les centrales électriques, préchauffeur dans les installations thermiques, générateur de vapeur dans les centrales nucléaires, ainsi que dans les procédés de traitement thermique et l'industrie chimique.

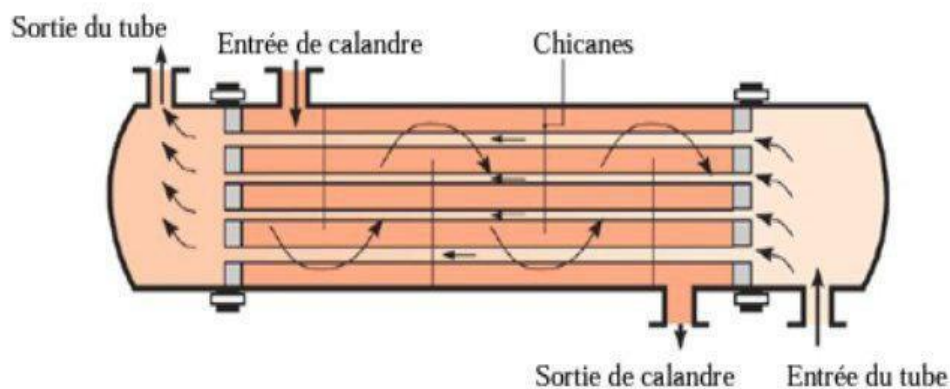


Figure I.3 Echangeurs de chaleur à calandre et tube [4]

I.3.1.3 Échangeurs à double tube

L'échangeur de chaleur à double tube, qui est simple et facile à mettre en œuvre, est celui où un fluide passe à l'intérieur d'un tube pendant que l'autre s'écoule dans l'anneau créé entre ce tube interne et un tube externe concentrique. Les deux fluides peuvent circuler dans la même direction (co-courant) ou en direction opposée (contre-courant). Le transfert thermique se

réalise par variation de température entre les deux fluides, l'un étant réchauffé et l'autre étant refroidi. Les échangeurs à double tube conviennent particulièrement aux applications où les débits sont plutôt faibles, mais les températures ou pressions sont élevées. Ils offrent plusieurs avantages, dont un coût d'installation réduit, une maintenance aisée et une grande souplesse d'utilisation [2].

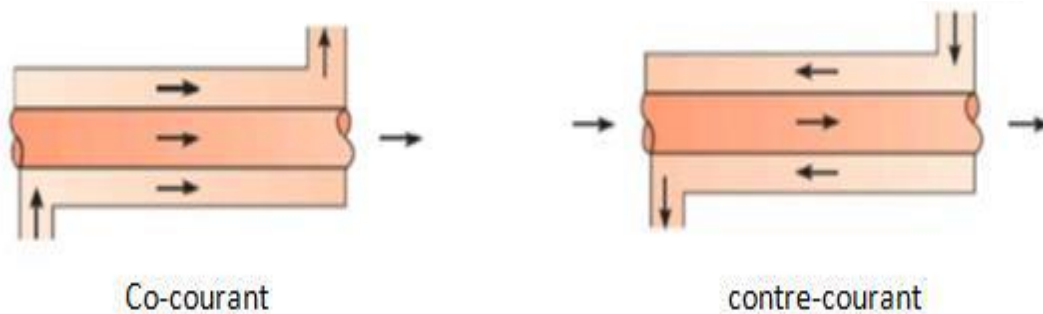


Figure I.4 Echangeur de chaleur à double tube [4]

I.3.1.4 Échangeurs spiralés

Le dispositif d'échange de chaleur à tubes hélicoïdaux est constitué d'un ou plusieurs tubes spiralés disposés à l'intérieur d'un revêtement. Cette configuration offre un coefficient de transfert thermique plus élevé que celui d'un tube droit, grâce à l'écoulement secondaire généré par la courbure. En outre, le design hélicoïdal facilite l'intégration d'une importante surface d'échange thermique dans un espace compact.

Généralement, la dilatation thermique est bien acceptée, ce qui représente un atout majeur. Cependant, l'un des défauts majeurs de ce genre d'échangeur est la complexité, voire l'impossibilité, de réaliser un nettoyage efficace lorsqu'il est encrassé [5].

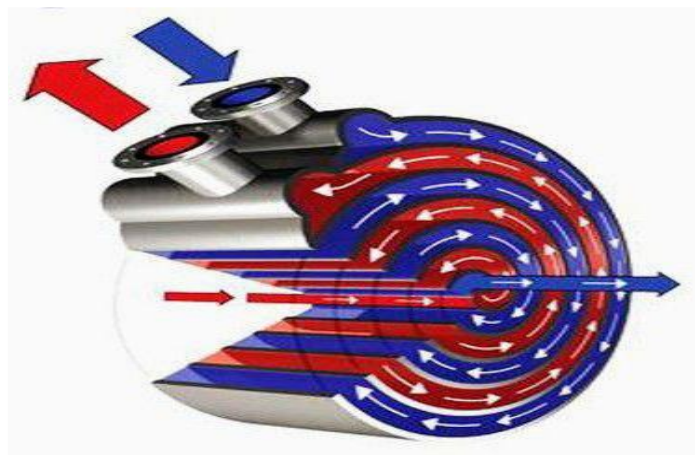


Figure I.5 Echangeur de chaleur à tube spirale [6]

I.3.1.5 Échangeurs à surface étendue (ailettes)

Les ailettes sont employées à l'extérieur ou à l'intérieur des tubes d'un échangeur de chaleur lorsque l'un des fluides a un faible pouvoir thermique, soit un coefficient de transfert de chaleur réduit. Le but est de minimiser la résistance thermique totale, afin d'éviter qu'elle soit dominée par le fluide le moins efficace. On applique souvent ce principe dans les échangeurs de type gaz-liquide, couramment désignés sous le terme de batteries à ailettes. Ces échangeurs comprennent un ensemble de tubes, souvent organisés en nappes, à travers lesquels circule un fluide liquide possédant un coefficient d'échange favorable. Les ailettes sont installées à l'extérieur des tubes dans le but d'accroître la zone de contact avec le fluide gazeux, qui présente un coefficient de transfert inférieur. Cet ailettement externe facilite donc la réduction de la différence entre les résistances thermiques interne et externe, tout en augmentant l'efficacité générale de l'échangeur [7].

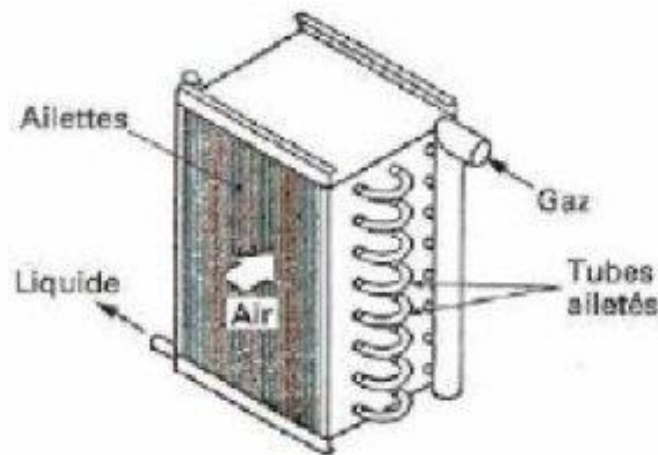


Figure I.6 Échangeur de chaleur multitubulaire avec tubes à ailettes [7]

I.3.1.6 Echangeur monotube

Le tube est habituellement disposé en spirale à l'intérieur d'un réservoir, comme montré dans la figure ci-dessous [8].



Figure I.7 Echangeur monotube en serpentin

I.3.2 Classification selon la configuration de l'écoulement

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon la manière dont les deux fluides circulent à l'intérieur de l'appareil. Cette configuration influence fortement les performances thermiques, les pertes de charge, la compacité et le rendement global. On distingue principalement quatre types d'écoulements [4] :

I.3.2.1 Écoulement parallèle (co-courant)

Ces échangeurs fonctionnent en co-courant et il est impossible que la température du fluide froid excède celle du fluide chaud à la sortie. Tout au long de leur trajet longitudinal à travers l'échangeur, les températures des deux fluides fluctuent graduellement, sauf dans le cas où l'un des fluides change d'état, situation dans laquelle sa température reste stable durant la totalité de l'échange [4].

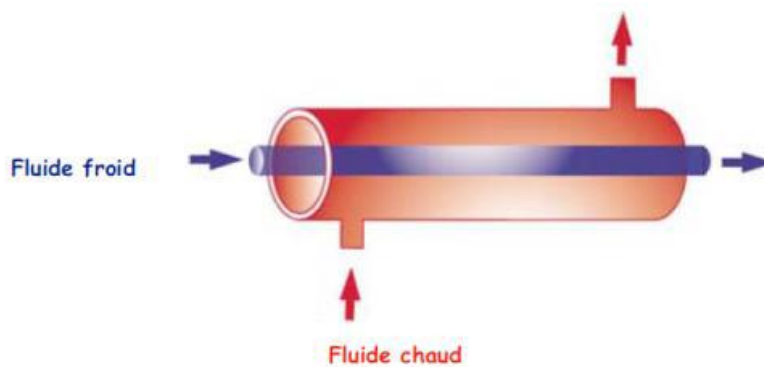


Figure I.8 Représentation schématique d'un échangeur co-courant [4]

I.3.2.3 Écoulement croisé

Dans ce genre d'échangeur, les deux fluides passent sur une même surface de transfert thermique, mais dans des sens d'écoulement qui sont orthogonaux l'un à l'autre. Par conséquent, l'un des fluides s'écoule de manière transversale par rapport à l'autre, au lieu d'emprunter une trajectoire parallèle [4].

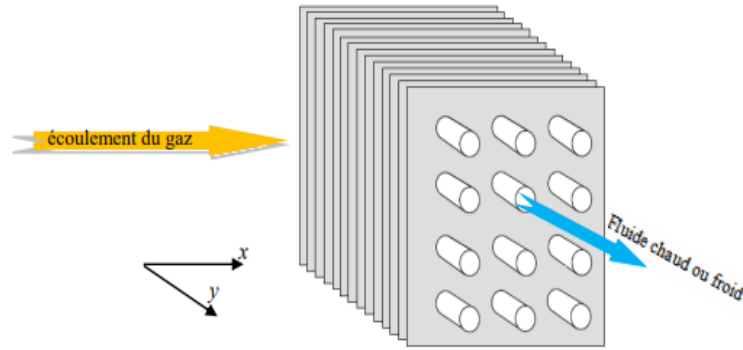


Figure I.9 Représentation schématique d'un échangeur croisé [4]

I.3.2.2 Écoulement à contre-courant

On parle ici d'échangeurs à écoulement inversé, où la température du fluide froid à la sortie peut surpasser celle du fluide chaud. Cette disposition est parmi les plus performantes pour optimiser le transfert de chaleur entre les deux fluides [4].

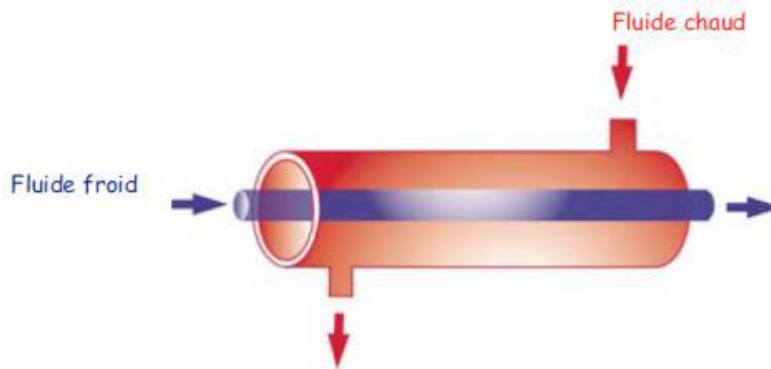


Figure I.10 Représentation schématique d'un échangeur contre-courant [4]

I.3.3 Classification selon le mode de transfert thermique

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon la manière dont la chaleur est transférée entre les deux fluides. Cette classification est importante car elle influence la conception, le rendement thermique et l'application industrielle de l'échangeur. On distingue principalement trois catégories :

I.3.3.1 Échangeurs à contact indirect

Dans un échangeur thermique à contact indirect, les courants de fluides restent physiquement distincts et le transfert de chaleur se réalise constamment à travers une barrière de séparation étanche, ou de façon intermittente par l'entremise du stockage et de la libération de chaleur dans la paroi. Par conséquent, il ne devrait idéalement y avoir aucun contact direct entre les fluides.

On appelle aussi ce genre d'échangeur, connu sous le nom d'échangeur de chaleur de surface, diverses catégories : les échangeurs à transfert direct, les échangeurs à stockage thermique ou encore les échangeurs à lit fluidisé [4].

I.3.3.2 Échangeurs à contact direct

Dans un échangeur de chaleur à contact direct, les deux courants de fluide se rencontrent physiquement, favorisant un transfert de chaleur direct avant leur séparation. On utilise souvent ce genre d'échangeur dans des applications où le transfert de masse se fait en même temps que le transfert thermique [4].

I.3.4 Classification selon les applications des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur trouvent une application dans divers secteurs et pour une multitude d'usages, dont :

- **Génération d'énergie**

Ils ont pour rôle de transporter la chaleur issue de combustibles fossiles, de l'énergie nucléaire ou encore de sources d'énergie renouvelable vers des fluides de travail, qui alimentent par la suite des turbines pour produire de l'électricité.

- **Secteur chimique**

Ces dispositifs sont employés pour le réchauffement ou l'abaissement de température de différents équipements comme les réacteurs, les colonnes de distillation, les sécheurs et autres installations intégrées dans la production de produits chimiques.

- **Secteur agroalimentaire**

Employés pour pasteuriser, stériliser ou rafraîchir une variété de produits alimentaires comme le lait, les jus de fruits, les potages, etc.

- **Secteur pharmaceutique**

Utilisés pour la chauffe ou le refroidissement de réacteurs, sécheurs, colonnes de distillation et d'autres appareils utilisés dans le processus de production de médicaments.

- **Climatisation**

Ces systèmes permettent de déplacer la chaleur de l'air intérieur vers l'extérieur, contribuant ainsi au confort thermique des bâtiments.

- **Réfrigération**

Employés pour transférer la chaleur de l'intérieur des réfrigérateurs ou congélateurs vers l'extérieur, dans le but de conserver les températures basses requises.

- **Production de pétrole et de gaz**

Sert à réchauffer les fluides d'extraction pour simplifier l'extraction du pétrole et du gaz depuis les réserves souterraines.

- **Traitement des eaux usées**

Ces dispositifs facilitent le passage de la chaleur de l'eau usée à l'eau claire, contribuant ainsi à la récupération d'énergie et à l'optimisation de la performance énergétique des équipements [9].

I.4 Méthodes d'amélioration du transfert chaleur

Les techniques d'amélioration du transfert de chaleur se classent en trois grandes catégories.

I.4.1 Méthodes active

En termes de conception et d'application, ces méthodes sont plus complexes puisqu'elles requièrent une source d'énergie externe pour provoquer la variation du débit et ainsi accroître le transfert de chaleur. L'usage de ces dispositifs est encore restreint à cause du besoin d'une source d'énergie supplémentaire dans une multitude d'applications pratiques.

En comparaison avec les méthodes passives, les méthodes actives ont démontré un potentiel plutôt limité, principalement à cause de la complexité de fournir une alimentation externe dans différents scénarios d'application. On peut classer les principales techniques actives de la manière suivante [10] :

I.4.1.1 Vibration des surfaces

L'application de vibrations sur les surfaces d'échange est essentiellement employée dans les flux monophasés, qu'ils soient à basse ou haute fréquence, dans le but d'améliorer les coefficients de transfert thermique. Cette méthode encourage la perturbation de la couche limite thermique, ce qui améliore l'efficacité du transfert de chaleur [10].

I.4.1.2 Vibration de fluide

L'emploi d'ondes ultrasonores (échographie) pour provoquer la pulsation des fluides est une technique d'intensification thermique fondée sur la création de vibrations au sein du fluide. On l'utilise fréquemment dans le secteur pétrolier et gazier pour améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur des flux [10].

I.4.1.3 Champs électrostatiques

L'application de champs électriques, magnétiques ou électromagnétiques issus de sources électriques peut augmenter l'efficacité du transfert thermique. Cette méthode est spécifiquement

conçue pour les systèmes qui emploient des liquides isolants et vise à encourager la convection thermique, ce qui améliore l'efficacité des échanges [10].

I.4.2 Méthodes passive

Ces techniques se basent généralement sur des altérations géométriques du canal d'écoulement, incorporant des mécanismes supplémentaires destinés à perturber le courant du fluide. Cette perturbation facilite l'amélioration du transfert de chaleur, tout en entraînant une hausse de la perte de charge.

Les techniques passives ont un atout considérable sur les techniques actives, car elles n'ont pas besoin de source d'énergie extérieure. Bien qu'il y ait une multitude de techniques passives pour améliorer le transfert thermique, les neuf approches ci-dessous figurent parmi les plus fréquemment employées en fonction de divers paramètres et usages [11].

I.4.2.1 Surfaces étendues (ailettes, bandes à persiennes)

L'idée centrale de l'implémentation de surfaces larges est de générer une turbulence tourbillonnante et un flux secondaire, ce qui favorise ainsi le renforcement du transfert thermique. Les ailettes lisses constituent une des premières catégories de surfaces étendues à avoir été couramment employées dans les échangeurs thermiques. Non seulement leur popularité est due à l'accroissement de la surface de transfert thermique qu'elles proposent, mais aussi à leur aptitude à perturber efficacement le flux d'écoulement [11].

I.4.2.2 Inserts de bande torsadée

L'un des procédés les plus courants pour optimiser le transfert de chaleur est l'utilisation d'inserts en bande torsadée. Ils favorisent à la fois l'intensification du transfert thermique par convection et l'accroissement du frottement du fluide dans la zone d'écoulement. Ces dispositifs dérangent efficacement la couche limite thermique en provoquant des turbulences et en encourageant l'apparition d'écoulements tourbillonnaires. Ainsi, les différentes formes géométriques des bandes torsadées contribuent de manière significative à augmenter le coefficient de transfert thermique [11].

I.4.2.3 Inserts de fil enroulé (nervures transversales, hélicoïdales)

Les inserts de fil enroulé constituent une technique performante pour créer une rugosité de surface et accentuer le transfert thermique. Ils troublent la couche limite laminaire et encouragent le réarrangement des couches limites thermiques et hydrodynamiques à l'intérieur du flux tubulaire. De plus, le fil spiralé génère un flux secondaire, ce qui aide à augmenter la performance de transfert thermique en intensifiant la vorticité dans l'écoulement [11].

I.4.2.4 Tubes enroulés

Les échangeurs de chaleur compacts sont particulièrement compatibles avec les tubes enroulés. Cette disposition produit des flux secondaires, en particulier des vortex, à cause de la courbure des bobines, ce qui favorise des coefficients de transfert thermique plus importants. Ces effets sont avantageux autant dans les flux monophasés que dans la plupart des modes d'ébullition [11].

I.4.2.5 Surfaces traitées

Cette méthode implique l'insertion d'irrégularités comme des perforations, des cavités ou des rayures sur les surfaces de transfert thermique, ces modifications pouvant être continues ou non. Les surfaces rugueuses sont essentiellement employées pour optimiser les procédures d'ébullition et de condensation des liquides [11].

I.4.3 Méthodes mixtes

Les techniques combinées impliquent l'utilisation simultanée de plusieurs stratégies d'amélioration du transfert thermique, qu'elles soient actives, passives ou un mélange des deux, dans le but d'améliorer l'efficacité thermo-hydraulique des échangeurs de chaleur. Ces techniques peuvent être mises en œuvre de manière concomitante pour produire des effets synergiques, ou fonctionner de façon autonome afin d'améliorer l'efficacité globale du système [10].

I.5 Conclusion

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial dans divers processus industriels et représentent une priorité de recherche et d'innovation dans le but d'optimiser l'efficacité énergétique et de minimiser les effets sur l'environnement.

Chapitre II
Etude bibliographique

II.1 Introduction

De nos jours, la recherche de solutions innovantes en matière de transfert thermique est devenue cruciale pour répondre aux exigences énergétiques modernes. Parmi ces solutions, les échangeurs de chaleur à tube torsadé se distinguent par leur configuration unique, conçue pour maximiser la turbulence et la convection forcée afin d'optimiser l'échange de chaleur tout en réduisant les pertes de charge. Leur conception vise également à garantir une efficacité remarquable, une optimisation du volume et du poids, ainsi qu'un coût maîtrisé. Ce chapitre se propose donc de réaliser une étude bibliographique approfondie portant sur les performances de ces dispositifs, en examinant leurs principes de fonctionnement, les avantages qu'ils offrent, ainsi que les méthodes et outils employés pour leur évaluation et leur amélioration.

II.2 Différents types des rubans

Nakhchi et al. [12] ont présenté une étude expérimentale sur des rubans torsadés à double découpe avec des découpes rectangulaires variables dans un tube d'échangeur. Ces inserts ont généré un écoulement tourbillonnaire renforcé, améliorant le mélange fluide-paroi. Ils ont mis en évidence une nette amélioration du transfert thermique et établi des corrélations empiriques.

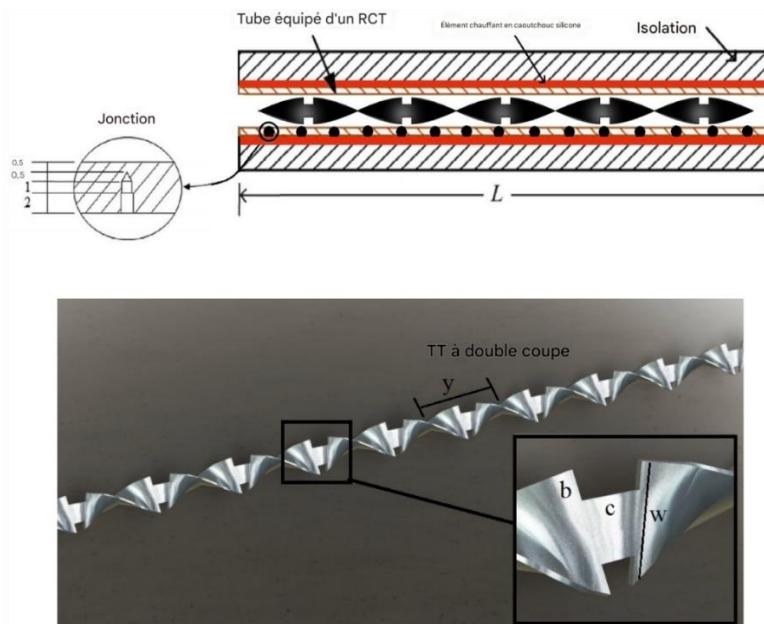


Figure II. 1 Section d'essai et rubans torsadés à double coupe de l'étude de **Nakhchi et al. [12]**

Une étude numérique a été menée par **He et al. [13]**, portant sur un tube d'échangeur de chaleur équipé d'inserts en rubans torsadés creux croisés, avec des largeurs de cavité variables. Il a été observé que le nombre de Nusselt et le facteur de friction diminuent dans un premier

temps, puis augmentent de nouveau en fonction de la largeur, avec un gain maximal obtenu pour la cavité la plus étroite.

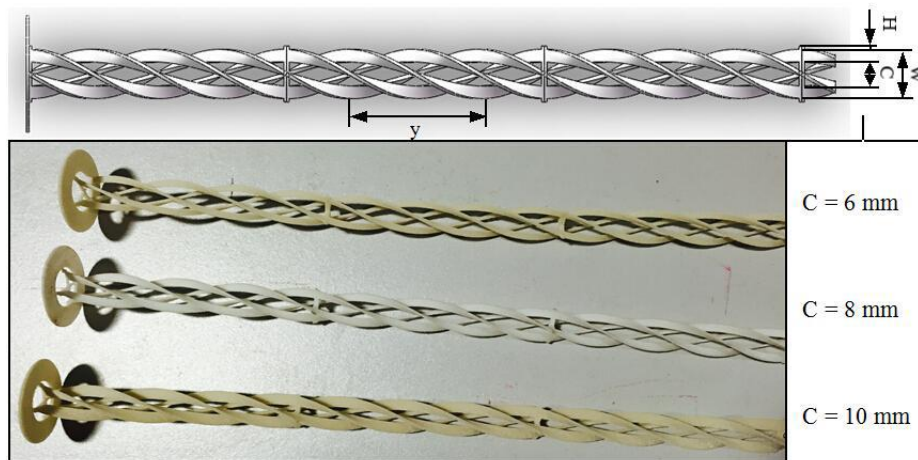


Figure II. 2 Géométrie des rubans torsadés creux croisés avec différentes largeurs de creux [13]

Khoshvaght-Aliabadi et Feizabad [14] ont mené une étude sur une configuration intégrant un ruban torsadé à l'intérieur d'un tube à section elliptique également torsadé. Les simulations ont montré que le pas de torsion ainsi que le régime d'écoulement influençaient significativement les caractéristiques de transfert thermique. Les pertes de charge étaient plus élevées pour la configuration ST-TT (ruban torsadé dans un tube torsadé) que pour le modèle TT (tube torsadé seul). Le modèle TT avec un ruban de torsion de faible intensité a affiché la meilleure performance hydrothermique globale, constituant ainsi une base pertinente pour le choix de la géométrie des échangeurs tubulaires.

Chaware et Sewatkar [15] ont examiné les performances thermo-hydrauliques d'un tube circulaire équipé sur toute sa longueur d'un insert en ruban torsadé. Leur analyse a porté sur les champs de vitesse, la distribution de température, ainsi que sur le facteur de frottement et le nombre de Nusselt. Ils ont mis en évidence que l'écoulement secondaire généré par le ruban favorisait le mélange et améliorait le transfert thermique, tout en influençant la perte de charge. Des corrélations prédictives ont également été proposées.

Hong et al. [16] ont étudié un échangeur thermique à tube nervuré de forme sinusoïdale, équipé de plusieurs inserts de rubans torsadés dont le nombre et le sens d'enroulement étaient variés. Les résultats ont montré que l'association des rubans torsadés aux nervures permettait d'améliorer à la fois le transfert de chaleur et les performances thermiques globales.

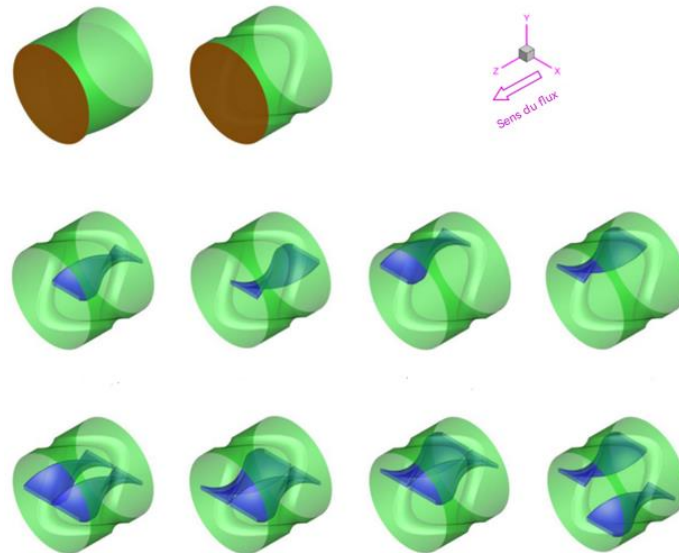


Figure II. 3 Configurations géométriques 3D utilisées dans l'étude de **Hong et al. [16]**

Une étude a été réalisée sur un échangeur de chaleur à calandre et tubes équipé d'ailettes hélicoïdales insérées à l'intérieur des tubes, analysée par **Kumar et Bahuguna [17]**. Le comportement de l'écoulement et du transfert thermique a été examiné à l'aide de la méthode de Kern. Les résultats ont révélé une amélioration du transfert de chaleur, bien qu'accompagnée d'une augmentation des pertes de charge.

Dans une autre approche, **Khudheyer et al. [18]** se sont intéressés à un tube spiralé ondulé couplé à un ruban torsadé en aluminium, en utilisant un nanofluide avec différentes fractions volumiques. Afin d'optimiser les performances thermiques, des rapports de torsion identiques ont été appliqués à la fois au tube et au ruban. Les résultats ont mis en évidence un renforcement du transfert thermique, au prix d'une élévation des pertes de charge.

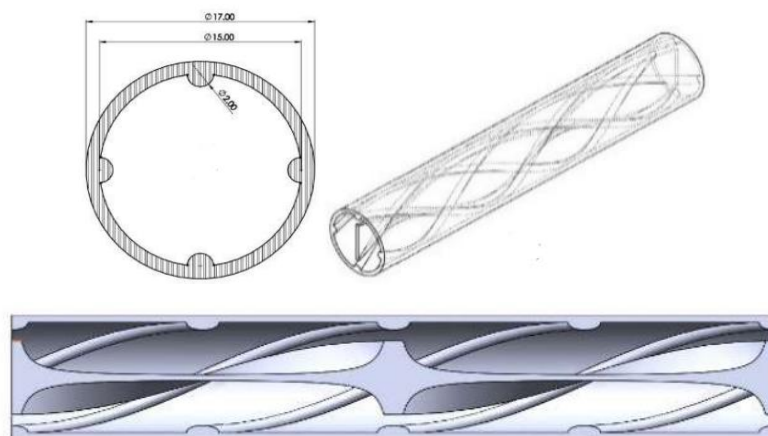


Figure II. 4 Configuration utilisée par **Khudheyer et al. [18]**

Par ailleurs, **Bhattacharyya et al. [19]** ont examiné l'effet d'inserts de rubans torsadés tronqués au centre (CTTT) dans un conduit circulaire. Quatre géométries distinctes, caractérisées par différents rapports de torsion, ont été évaluées dans le but de générer un écoulement tourbillonnaire. Les résultats ont montré une amélioration notable du transfert de chaleur par rapport aux rubans torsadés classiques, les meilleures performances étant observées pour des rapports de torsion $TR = 1,0$ et $3,0$.

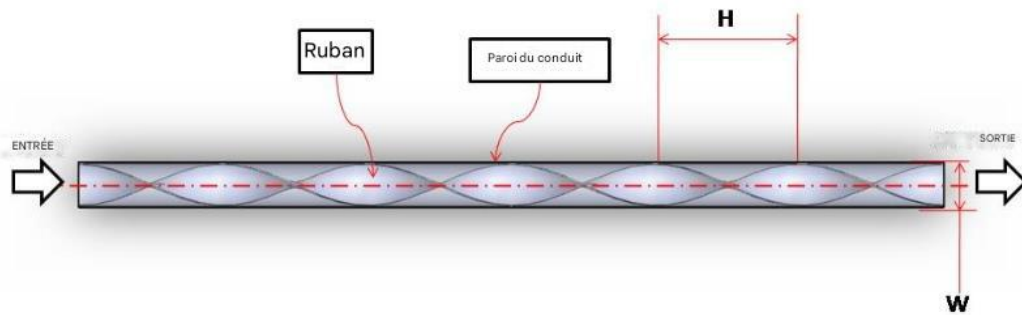


Figure II. 5 Disposition d'un conduit circulaire contenant un ruban torsadé [19]

Nananet al. [20] ont examiné l'influence des rubans hélicoïdaux torsadés perforés sur le transfert de chaleur, la perte de charge et la performance thermique sous un flux de chaleur uniforme. Les résultats expérimentaux ont montré que les rubans perforés réduisent la perte de charge par rapport aux rubans torsadés classiques tout en améliorant le transfert de chaleur. Les meilleures performances ont été obtenues avec un faible rapport de diamètre et un grand pas de perforation, atteignant un facteur de performance thermique maximal de 1,28.



Figure II. 6 Photographie de rubans torsadés hélicoïdaux perforés [20]

Outokesh et al. [21] ont étudié l'écoulement turbulent dans un tube circulaire muni de rubans torsadés courbes. Les paramètres géométriques analysés étaient le pas, la hauteur et la courbure du ruban. Leurs résultats ont montré que l'ajout de rubans courbes améliorait

significativement les performances thermiques, la meilleure performance étant observée pour une hauteur de 7 mm et un pas égal à 5.

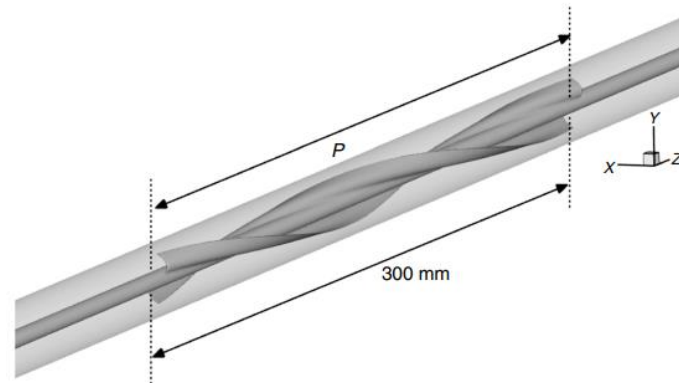


Figure II. 7 Géométrie du ruban torsadé incurvé [21]

Dans une autre approche, **Bhattacharyya et al. [22]** se sont intéressés à l'écoulement laminaire dans un canal carré équipé de rubans ondulés à découpe angulaire. Les résultats obtenus ont révélé une amélioration notable du transfert thermique par rapport à un canal sans insert, suggérant que cette configuration pourrait être prometteuse pour les échangeurs de chaleur et les capteurs solaires thermiques.

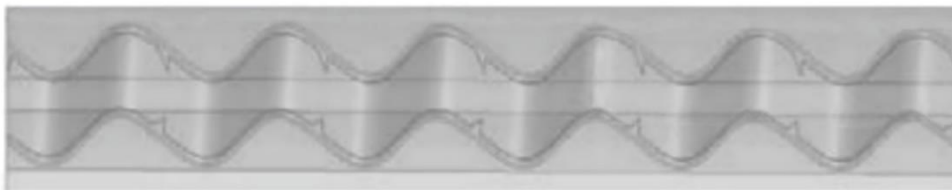


Figure II. 8 canal carré comportant une bande ondulée à coupe angulaire [22]

Par ailleurs, **Maddah et al. [23]** ont étudié l'écoulement turbulent d'un fluide contenant des nanoparticules à l'intérieur d'un échangeur thermique à double tube horizontal, muni de rubans hélicoïdaux modifiés. Ces rubans présentaient un pas variable suivant une progression géométrique. Les résultats ont montré que l'utilisation conjointe de cette variation de pas entraînait une augmentation du transfert de chaleur ainsi que du facteur de frottement, comparativement aux rubans hélicoïdaux classiques, soulignant ainsi le potentiel d'amélioration globale des performances thermiques et hydrauliques.

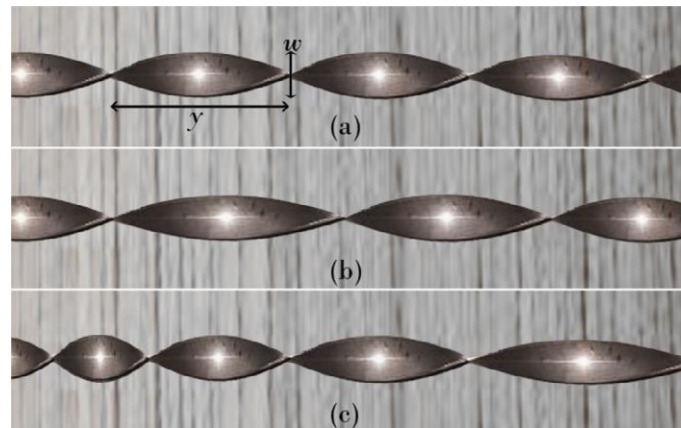


Figure II. 9 Rubans torsadés étudié par **Maddah et al. [23]**

Naik et al. [24] ont analysé le transfert thermique et le facteur de frottement d'un nanofluide CuO/eau s'écoulant en régime turbulent dans un tube équipé de rubans hélicoïdaux et de spires. Les essais ont été réalisés pour des nombres de Reynolds compris entre 4 000 et 20 000, avec différentes concentrations volumiques. Les résultats ont montré que les spires offraient de meilleures performances que les rubans dans des conditions similaires.



Figure II. 10 Images des inserts (a) ruban torsadé (b) bobine de fil [24]

Bhattacharyya et al. [25] ont réalisé une étude expérimentale sur la convection forcée turbulente de l'air dans un tube ondulé muni d'un ressort hélicoïdal. Ils ont testé plusieurs pas et rapports de ressort afin d'évaluer leur influence sur le transfert thermique. Les résultats ont révélé une augmentation significative du nombre de Nusselt en fonction des paramètres géométriques étudiés.

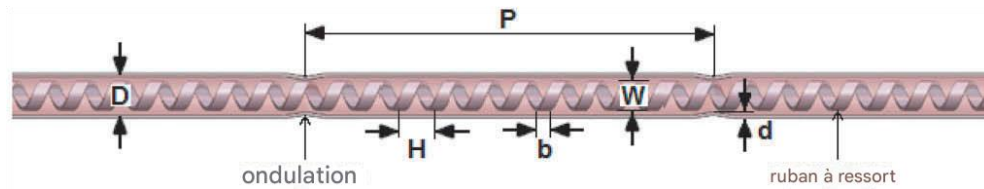


Figure II. 11 Vues d'un tube ondulé avec insertion d'un ruban à ressort [25]

Dans une autre contribution, **Bhattacharyya et al.** [26] ont analysé numériquement l'effet d'un générateur de tourbillons sous forme de ruban torsadé installé dans un tube. Le modèle de turbulence Transition-SST a été utilisé pour la simulation, après une validation préalable sur un tube lisse. Les résultats ont montré une bonne concordance avec les corrélations empiriques, confirmant la fiabilité de la modélisation.

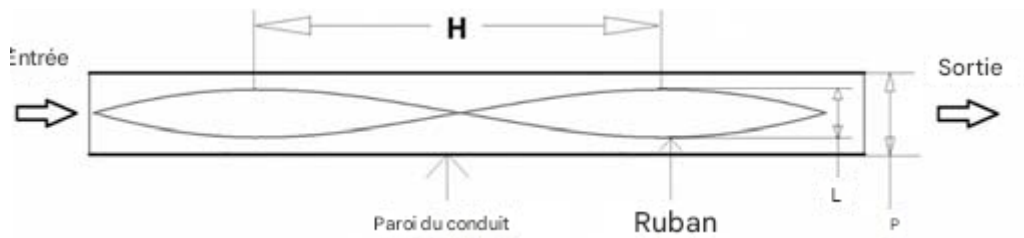


Figure II. 12 Croquis de la géométrie vue de côté [26]

Bhuiya et al. [27] ont examiné l'effet de rubans torsadés perforés, dotés de quatre niveaux de porosité, introduits dans un tube circulaire. Ces inserts ont généré un écoulement tourbillonnaire intense, améliorant sensiblement le transfert thermique. Ils ont relevé une augmentation du nombre de Nusselt, du facteur de friction ainsi que du rendement thermique, et ont proposé des corrélations empiriques pour prédire ces performances.

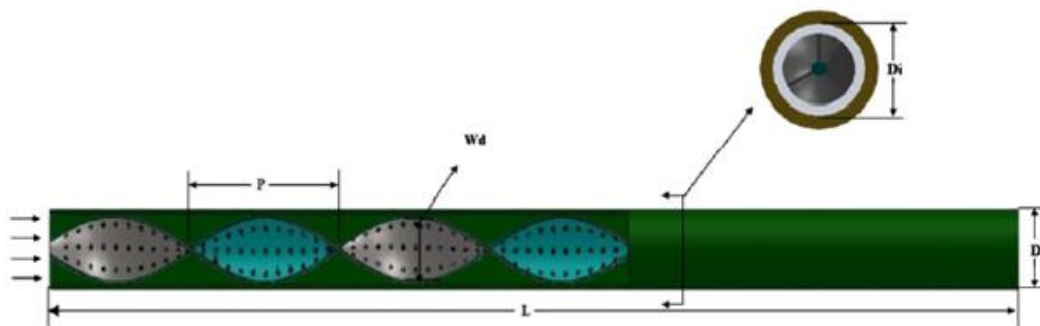


Figure II. 13 Géométrie de la section d'essai équipée d'un insert en ruban torsadé perforé présenté par **Bhuiya et al.** [27]

L'insertion d'ailerons rectangulaires en V perforés dans un tube d'échangeur, proposée par **Nakhchi et Rahmati** [28], a permis d'analyser les effets sur l'écoulement turbulent et la consommation énergétique. Cette configuration a généré un écoulement recirculant qui a

intensifié le mélange entre le fluide et la paroi, ce qui s'est traduit par une nette amélioration du transfert thermique. Une hausse significative de l'efficacité thermique a ainsi été observée, comparativement à un tube dépourvu d'inserts.

De leur côté, **Eiamsa-ard et Promvong** [29] ont opté pour l'intégration d'un ruban torsadé à bords crénelés dans un tube soumis à un flux thermique constant, afin de produire un écoulement tourbillonnaire continu. Cette configuration a conduit à une amélioration marquée du transfert de chaleur ainsi que de l'efficacité thermique, surpassant les performances obtenues avec un tube lisse ou un ruban torsadé classique.

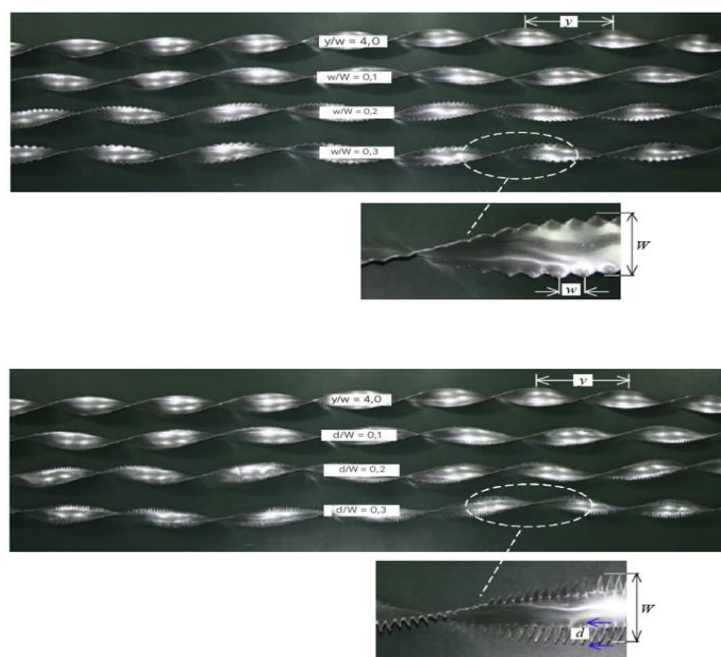


Figure II. 14 Modèle physique du problème étudié par **Eiamsa-ard et Promvong** [29]

Dans le cadre d'une analyse du comportement thermique d'un tube soumis à un flux thermique constant, **Khoshvaght-Aliabadi et Eskandari** [30] ont introduit des rubans torsadés à pas variable. Cette configuration a permis de constater une amélioration significative à la fois du transfert de chaleur et des pertes de charge. Par ailleurs, l'association des rubans à torsion variable avec un nanofluide à base de cuivre-eau s'est révélée particulièrement efficace, conduisant à une nette augmentation de l'efficacité thermique globale.

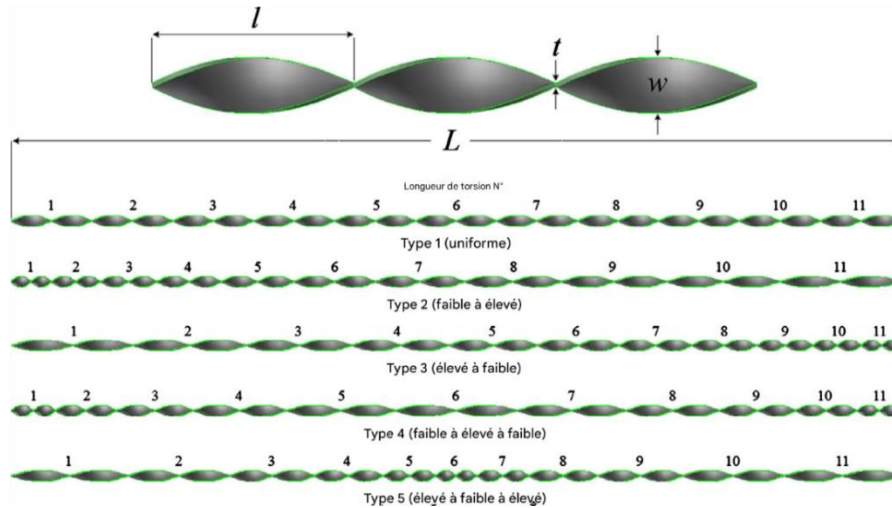


Figure II. 15 Schéma des inserts de ruban torsadé testés par **Khoshvagh-Aliabadi et Eskandari [30]**

L'intégration de rubans torsadés multiples (M-TT) dans un tube d'échangeur, réalisée par **Piriyarungrad et al. [31]**, a conduit à une amélioration significative du transfert thermique ainsi que de la friction. L'efficacité du système s'est accrue avec l'augmentation du nombre de rubans et la réduction du ratio de torsion. Les résultats ont révélé une performance thermo-hydraulique supérieure à celle obtenue avec des rubans torsadés simples, traduisant un gain notable en termes d'échange de chaleur et de pertes de charge.

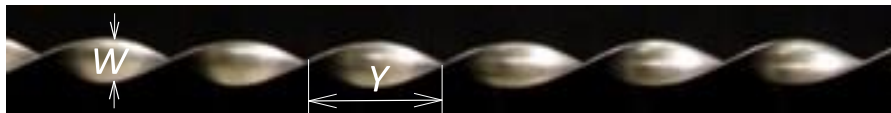


Figure II. 16 ruban torsadé en vrac [31]

L'insertion de rubans torsadés perforés de forme carrée à l'intérieur d'un tube d'échangeur, comme explorée par **Suri et al. [32]**, a permis de mettre en évidence une amélioration notable du transfert thermique, accompagnée d'une augmentation de la friction. Les performances observées surpassaient celles obtenues avec des tubes sans inserts perforés ainsi qu'avec des rubans torsadés classiques.

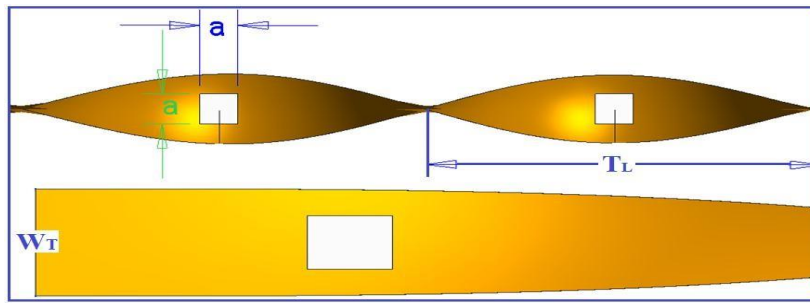


Figure II. 17 Schéma du ruban considéré par **Suri et al. [32]**

Poursuivant dans la même direction, **Suri et al. [33]** ont approfondi leur analyse en intégrant cette fois des rubans torsadés perforés de section carrée, munis d'ailettes, dans un tube d'échangeur. Des essais réalisés à différents nombres de Reynolds ont révélé une amélioration significative à la fois du transfert de chaleur et du facteur de friction, en comparaison avec un tube lisse.

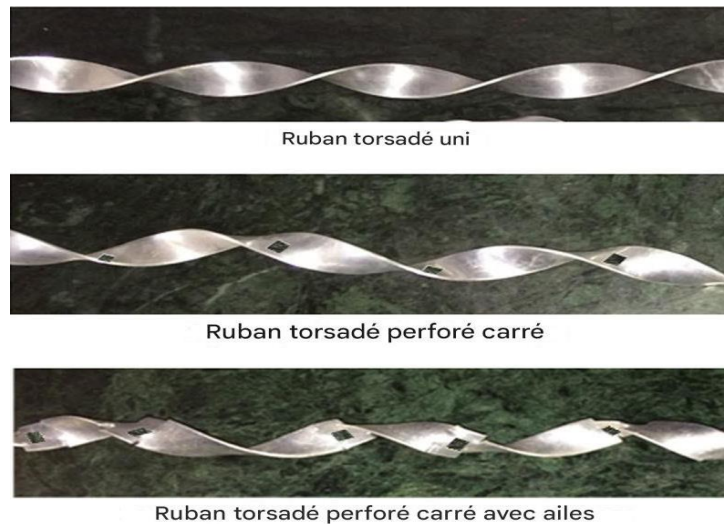


Figure II. 18 Vue photographique de bandes torsadées [33]

Samruaisin et al. [34] ont examiné l'impact d'inserts de rubans torsadés espacés, équipés de multiples déflecteurs transversaux torsadés, dans un tube d'échangeur. Les tests ont été menés avec divers rapports de torsion et de largeur des déflecteurs. Les résultats ont montré une amélioration significative du transfert thermique et du facteur d'amélioration thermique par rapport à un ruban torsadé classique.

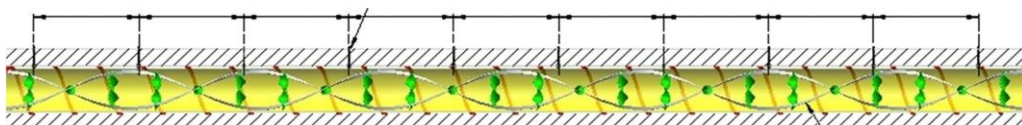


Figure II. 19 Tube d'essai avec un ruban torsadé à des fibres torsadées transversales multiples [34]

L'insertion de rubans torsadés, qu'ils soient classiques ou à découpes en V, dans un tube ondulé soumis à un flux thermique uniforme, a été explorée par **Langeroudi et Javaherdeh** [35]. En faisant varier les rapports de torsion, la profondeur et la largeur, ils ont observé une nette amélioration du nombre de Nusselt et du facteur de performance thermique.



Figure II. 20 Géométrie de tube et rubans torsadés utilisé par **Langeroudi et Javaherdeh** [35]

Dans une autre approche, l'optimisation d'un échangeur à ailettes et tubes à l'aide de rubans torsadés a été examinée par **Hajabdollahi et al.** [36]. Leurs essais, effectués sous différents débits massiques, ont montré que pour un faible débit, les performances thermiques et les coûts annuels du modèle avec ruban torsadé surpassaient ceux du tube plat.

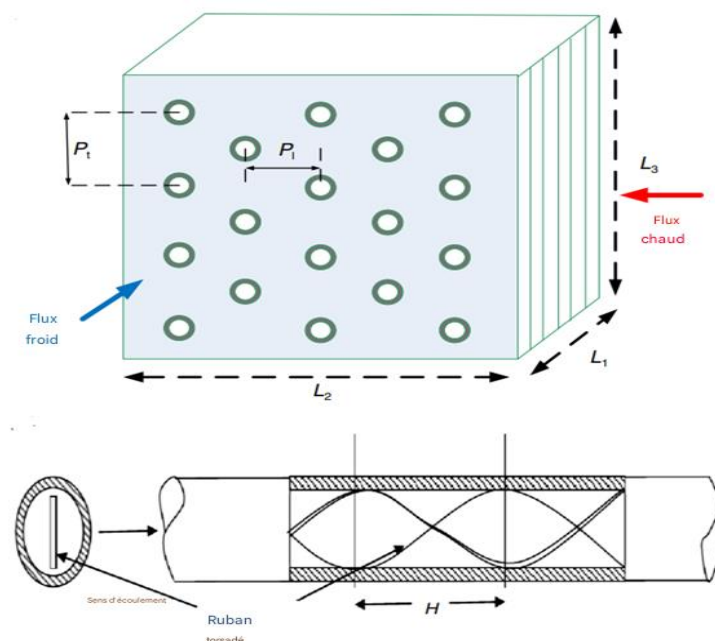


Figure II. 21 Schéma de l'échangeur de chaleur à ailettes et à tubes avec ruban torsadé, issu de l'étude de **Hajabdollahi et al.** [36]

L'installation d'ailettes torsadées dans un condenseur à spirale a ensuite fait l'objet de l'étude de **Dehshali et al. [37]**. Réalisés à pression atmosphérique avec de l'eau distillée, les essais ont révélé que l'ajout de neuf ailettes améliorerait le coefficient de transfert thermique par rapport à un tube lisse.

Dagdevir et Ozceyhan [38] ont évalué l'intégration de rubans torsadés perforés et bosselés dans un tube en acier inoxydable traversé par un mélange eau-éthylène glycol. Les résultats, obtenus pour différents ratios volumiques et pas de perforation/bosselage, ont mis en évidence un gain thermique notable, en particulier avec les inserts bosselés.

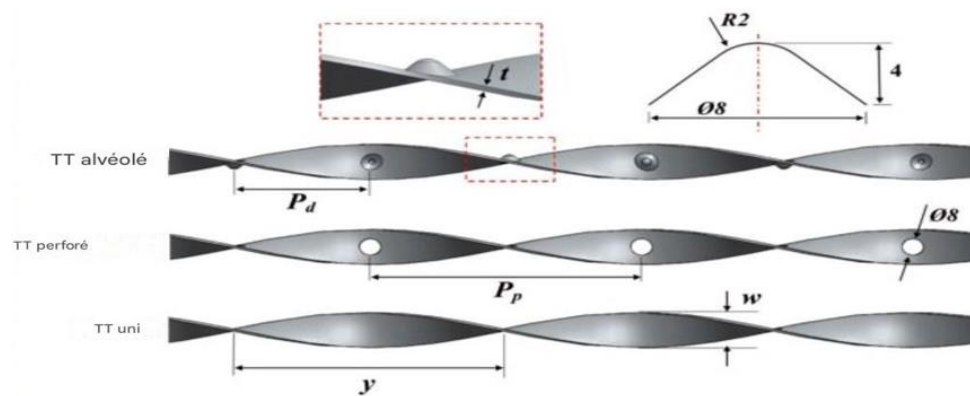


Figure II. 22 Schéma des inserts en ruban torsadé évalué par **Dagdevir et Ozceyhan [38]**

Gnanavel et al. [39] ont conduit une analyse des performances thermiques d'un tube d'échangeur muni de rubans torsadés à découpes rectangulaires. Le protocole couvre les régimes laminaires à turbulent, en évaluant l'effet combiné de l'amélioration de la conductivité thermique du fluide et des perturbations induites par l'insert. Les résultats montrent une amélioration du transfert thermique dépendante du type de nano fluide utilisé.

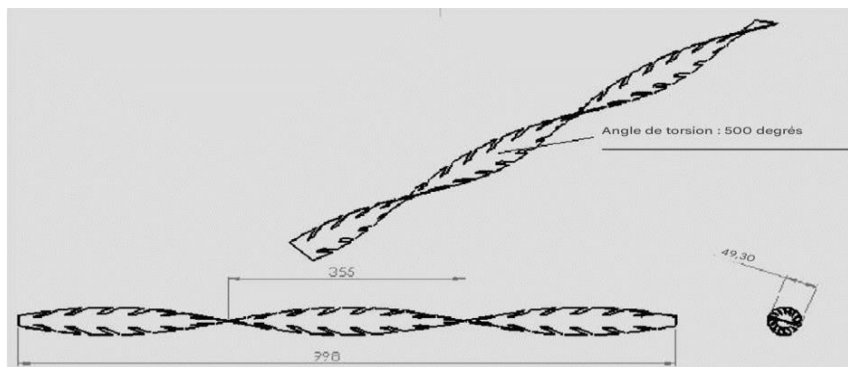


Figure II. 23 Modèle 3D de ruban torsadé [39]

Un nouveau ruban torsadé a été proposé par **Liu et al. [40]**, dit "coaxial croisé". La géométrie inclut différents rapports de torsion, et le protocole repose sur une simulation CFD. Les résultats indiquent une amélioration marquée du coefficient de transfert convectif grâce à une meilleure synergie entre l'écoulement et le gradient thermique, surpassant les rubans torsadés classiques.

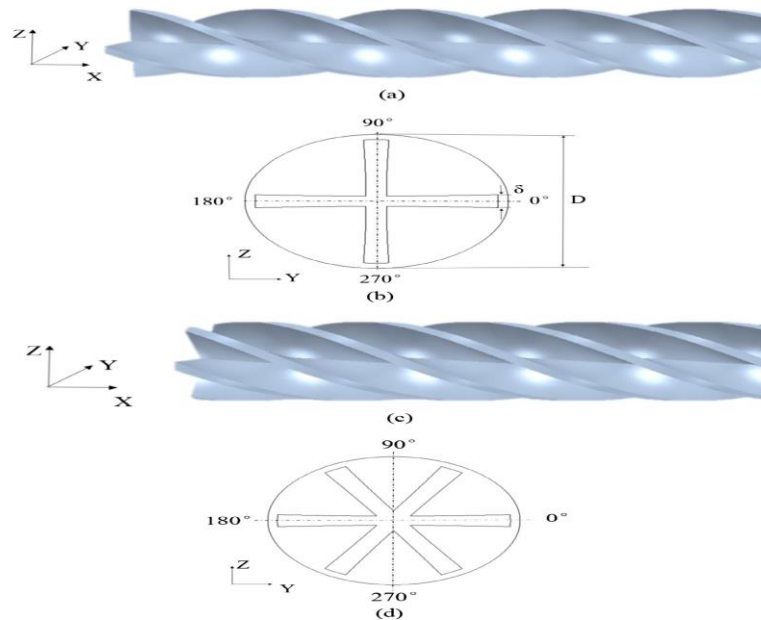


Figure II. 24 Géométries des rubans coaxiaux torsadés croisés [40]

Bhattacharyya et al. [41] ont étudié l'effet de rubans torsadés insérés séparément de la paroi du tube, en faisant varier l'angle d'entrée et le pas. Le protocole utilise le modèle Transition–SST pour simuler l'écoulement de régime laminaire à turbulent dans un large intervalle de Reynolds. Les résultats indiquent qu'un angle d'entrée plus élevé améliore le transfert thermique, avec de meilleures performances que les rubans classiques.

Dans le même contexte, **Rezaei Gorjaei et Shahidian [42]** ont analysé l'insertion d'un ruban torsadé en cuivre dans un tube courbe parcouru par un nano-fluide eau/ Al_2O_3 . En évaluant l'effet du débit, de la concentration en nanoparticules et de l'insert, ils ont constaté une amélioration marquée du transfert thermique, accompagnée d'une augmentation du facteur de friction.

Natarajan et al. [43] ont exploré l'écoulement d'un nano-fluide SiC/eau dans un tube circulaire équipé de rubans torsadés à ailettes horizontales modifiées. En testant plusieurs rapports de torsion (2.0, 4.4, 6.0) via ANSYS FLUENT, ils ont mis en évidence que les rubans offrent de meilleures performances thermiques et hydrodynamiques que les modèles PTT, avec une dépendance notable au rapport de torsion.

Concernant l'écoulement turbulent de l'air dans un tube à flux thermique constant, **Tusara et al. [44]** ont montré, pour un nombre de Reynolds allant de 3600 à 21800, que les plus petits rapports de torsion permettent une amélioration plus importante du transfert thermique et du facteur de friction, atteignant un facteur de performance thermique de 1,2.

Dans une autre approche, **Arasteh et al. [45]** ont introduit un ruban torsadé stationnaire ou rotatif dans un tube circulaire, en faisant varier le pas et la vitesse angulaire. Ils ont observé que cette configuration augmente le nombre de Nusselt et le facteur de frottement, tout en analysant l'impact sur la perte de charge et la consommation énergétique.

Par ailleurs, **Hayat et al. [46]** ont proposé des rubans torsadés avec des côtes trapézoïdales afin d'améliorer le transfert thermique dans un échangeur de chaleur. Les simulations CFD ont montré que des angles d'inclinaison plus élevés des côtes maximisent à la fois le nombre de Nusselt et le facteur de friction.

Holagh et al. [47] ont analysé l'effet des paramètres géométriques et des conditions d'écoulement sur l'efficacité des tubes à ruban torsadé. L'analyse a utilisé le ratio de distribution de l'irréversibilité et le nombre de Bejan pour suivre les variations des composants de la génération totale d'entropie. Les résultats ont montré que les tubes à ruban torsadé de plus grand diamètre génèrent plus d'entropie.

Farnam et al. [48] ont étudié l'intégration de rubans torsadés dans un tube en U agité afin d'améliorer le transfert thermique. La géométrie inclut différentes configurations de torsion. Leurs résultats soulignent une augmentation notable du coefficient de transfert thermique et des pertes de pression, selon les différentes géométries de torsion utilisées.

Eiamsa-arda et Wongcharee [49] ont présenté une analyse de tubes micro-ailettes équipés de rubans torsadés non uniformes, en étudiant les effets des rapports de torsion ainsi que des arrangements de tubes et de rubans pour un écoulement turbulent. Les résultats montrent que l'utilisation de ces rubans torsadés avec des nano fluides améliore considérablement le transfert thermique.

Dans le contexte du refroidissement par microcanaux, **Fenga et al. [50]** ont mené une étude expérimentale sur un dissipateur thermique à mini-canaux carrés équipé de rubans torsadés. En comparant différentes longueurs de ruban et divers rapports de torsion, les résultats ont montré que l'intégration de rubans hélicoïdaux améliore significativement le transfert de chaleur, tout en engendrant une augmentation de la perte de charge.

Afsharpanah et al. [51] ont examiné l'effet des rubans torsadés modifiés insérés sur l'augmentation du transfert thermique dans des collecteurs solaires paraboliques, en utilisant de l'eau pressurisée comme fluide de travail et un nombre de Reynolds variant. Les résultats ont

montré que les rubans torsadés à double découpe en V amélioraient les nombres de Nusselt par rapport au tube simple.

Une étude expérimentale a été réalisée par **Jaganathan et Sivasubramanian [52]**. Un réseau de rubans torsadés transversaux de dimensions spécifiques a été installé dans un canal confiné. Le protocole expérimental a combiné des mesures du transfert thermique sous différents régimes d'écoulement avec une visualisation laser de l'écoulement. Les résultats ont montré que ces inserts induisent un écoulement tourbillonnaire intense, favorisant le mélange et améliorant le transfert thermique.



Figure II. 25 Arrangement de bandes torsadées [52]

Une étude expérimentale menée par **Muhammad et al [53]** porte sur l'insertion de rubans torsadés triples perforés, présentant différentes porosités, dans un tube d'échangeur.

Les essais sont réalisés en régime turbulent sous flux thermique constant, afin de mesurer le transfert de chaleur, la perte de charge et l'efficacité thermique. Les résultats mettent en évidence une amélioration significative des performances thermo-hydrauliques, la porosité intermédiaire offrant les meilleures performances.

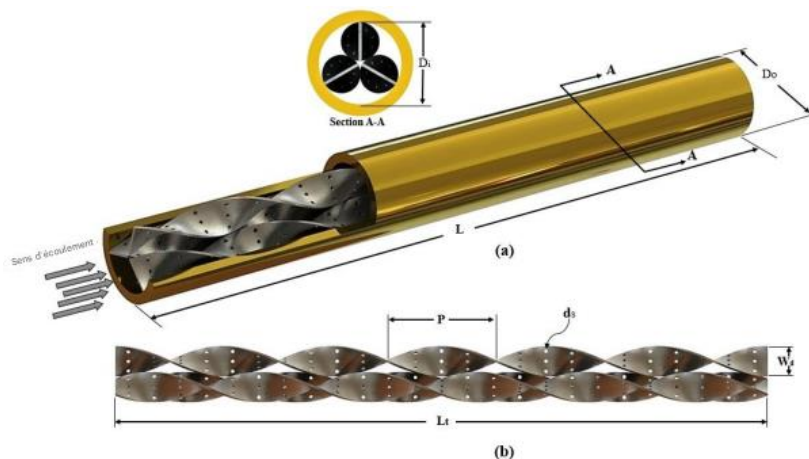


Figure II. 26 (a) Géométrie de la section d'essai équipée d'un insert perforé ; (b) Paramètres géométriques de l'insert [53]

Hazim [54] a présenté une étude de l'insertion de rubans torsadés de pas variable dans un tube soumis à un flux thermique, combinée à une injection d'air. Le montage comprend un tube droit à flux thermique constant, dans lequel sont placés des inserts à pas croissant, associés à un système d'injection d'air. Les résultats indiquent que l'injection d'air modifie les régimes d'écoulement et accroît significativement le transfert thermique et les pertes de charge.



Figure II. 27 Rubans torsadés considérés par **Hazim [54]**

Ranjbarzadeh et al. [55] ont réalisé une étude expérimentale portant sur l'effet de l'insertion de rubans torsadés dans un tube parcouru par un nano-fluide à base d'eau et d'oxyde de graphène, soumis à un écoulement d'air transversal. L'étude visait à évaluer les performances thermiques en mesurant le transfert de chaleur et les pertes de charge pour divers régimes d'écoulement, internes et externes. Les résultats ont mis en évidence une nette amélioration du transfert thermique, avec une efficacité supérieure à celle observée dans un tube sans insert.

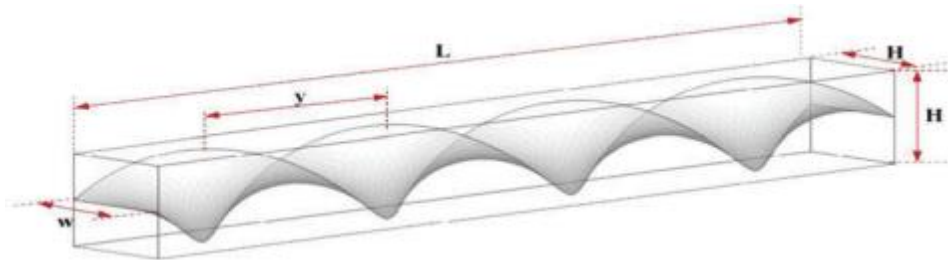


Figure II. 28 Inserts de bande torsadée [55]

De leur côté, **Yadav et al. [56]** se sont intéressés à l'impact de rubans torsadés insérés dans des conduits de sections circulaire, carrée et hexagonale, tous ayant un même diamètre hydraulique. L'étude, effectuée en régime turbulent avec de l'air, a mis en évidence une intensification du transfert thermique et une augmentation de la friction, plus marquées dans le conduit circulaire.



Figure II. 29 Ruban torsadé utilisé dans les travaux de **Yadav et al. [56]**

Nawale et al. [57] ont combiné une étude expérimentale et numérique portant sur le refroidissement d'un espace confiné par l'insertion de rubans torsadés dans un tuyau enfoui sous une dalle en béton. Plusieurs configurations de rubans perforés et ajourés ont été testées. Les résultats expérimentaux ont confirmé les simulations, indiquant que la configuration à rapport de pas élevé offrait la meilleure performance de refroidissement du plancher.

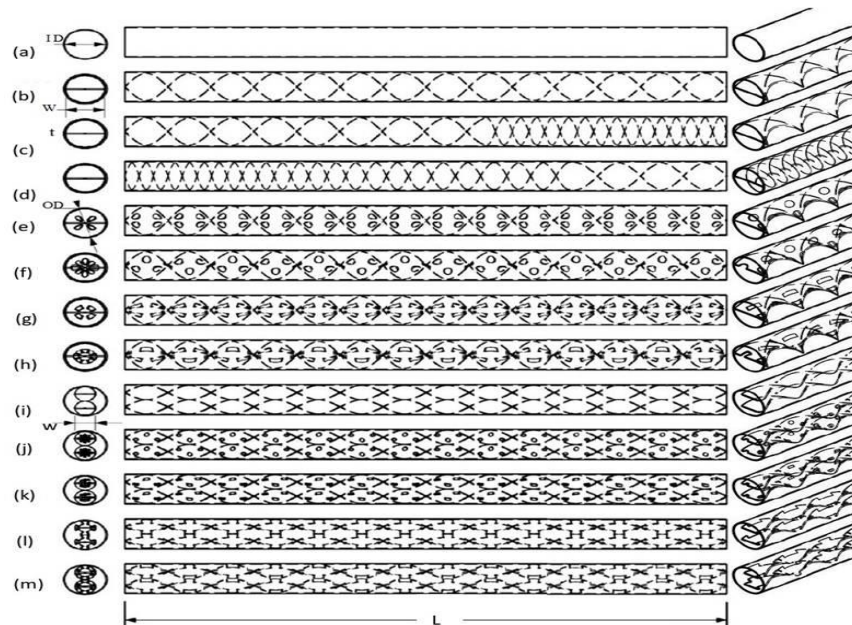


Figure II. 30 Vues de face, de côté et en isométrique des configurations testées par **Nawale et al. [57]**

Samutpraphuta et al. [58] ont conduit une étude expérimentale sur l'insertion de rubans torsadés à motifs dentelés, visant à générer un écoulement tourbillonnaire. Les configurations examinées associaient un pas constant à plusieurs angles de dents de scie, allant de l'angle le plus faible au plus prononcé. Les résultats ont révélé que l'intégration de ces motifs améliore significativement le transfert de chaleur, tout en entraînant une augmentation des pertes de charge.

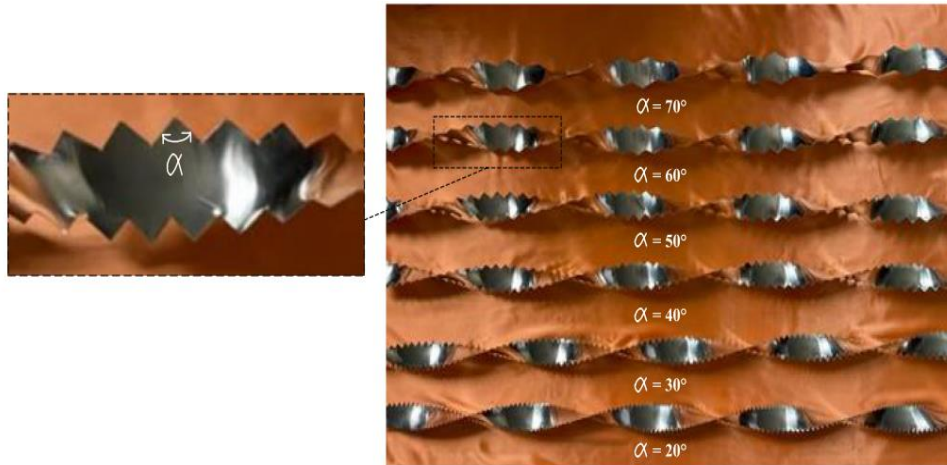


Figure II. 31 Photographies des rubans torsadés en dents de scie présentant différents angles de denture [58]

Chang et al. [59] ont exploré, par approche numérique et expérimentale, l'effet de rubans torsadés modifiés comportant des nervures inclinées et des fentes dans un conduit carré. Ces agencements géométriques ont généré des tourbillons solénoïdaux, intensifiant les échanges internes. Les résultats ont révélé une performance thermique accrue, accompagnée d'une diminution des pertes de charge par rapport aux rubans nervurés standards.

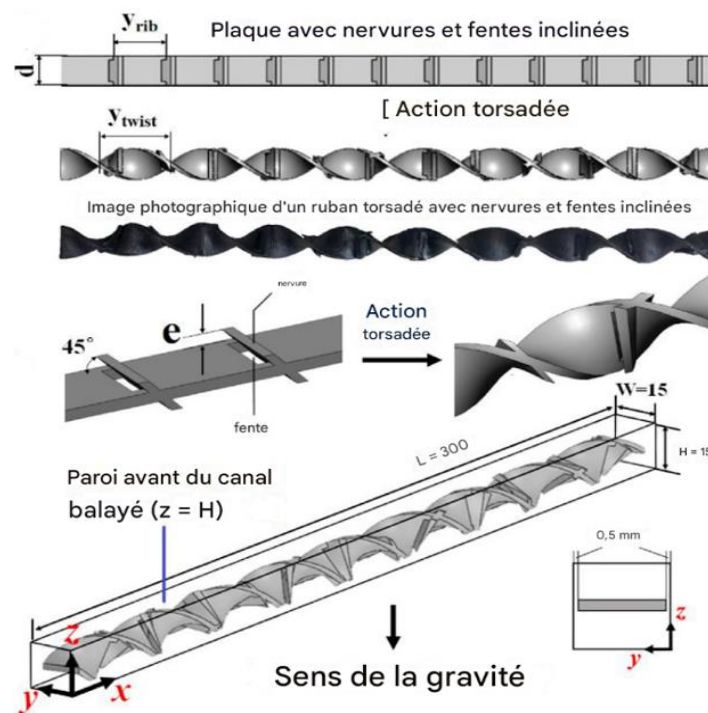


Figure II. 32 (a) Configurations du canal d'essai, (b) géométries du ruban torsadé avec nervures inclinées et fentes [59]

Dhumal et al. [60] ont examiné un échangeur de chaleur à contre-courant équipé simultanément de rubans torsadés à l'intérieur du tube et d'un ruban hélicoïdal enroulé à l'extérieur. L'étude s'est intéressée à l'effet de différents rapports de torsion sur les performances thermiques. Les résultats expérimentaux ont mis en évidence un brassage accru du fluide, contribuant à une amélioration significative du transfert de chaleur.



Figure II. 33 Photographie d'un ruban torsadé inséré dans un tube avec des rubans hélicoïdaux enroulés autour du tube [60]

Une expérimentation a été réalisée par **Abdulhamed et al. [61]** pour étudier l'effet des rubans torsadés perforés de larges trous dans un échangeur de chaleur en régime turbulent, avec l'air comme fluide de travail. Cette configuration génère des perturbations de l'écoulement, favorisant ainsi un transfert thermique amélioré tout en modifiant la perte de charge. Les résultats révèlent une nette amélioration du nombre de Nusselt et une efficacité thermique accrue avec l'augmentation du taux de perforation.

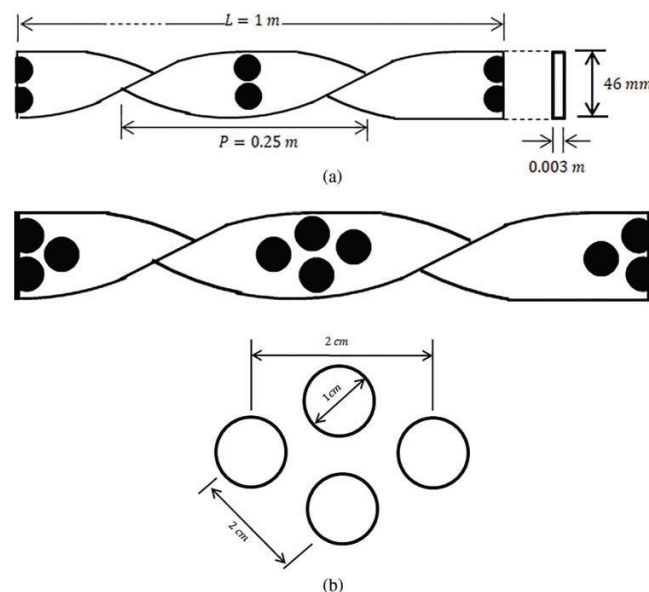


Figure II. 34 Croquis de l'emplacement et de l'agencement des trous dans l'étude de **Abdulhamed et al. [61]**

II.3 Conclusion

Ce chapitre a présenté une synthèse des travaux portant sur l'utilisation de rubans torsadés dans les échangeurs de chaleur. Il en ressort que ces inserts, notamment lorsqu'ils sont perforés, permettent d'améliorer efficacement le transfert thermique en générant des écoulements tourbillonnaires. Cette étude a mis en évidence les géométries les plus performantes et servira de base pour la suite du mémoire, notamment la modélisation et la simulation numérique.

Chapitre III

Formulation mathématique du problème

III.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à la formulation mathématique du problème relatif à l'amélioration des performances thermo-hydrauliques dans un échangeur de chaleur, en utilisant des inserts torsadés perforés. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont établies, en prenant en compte les effets de la turbulence dans le fluide. L'analyse du régime d'écoulement turbulent interne est effectuée, et les conditions aux limites sont soigneusement définies afin de garantir la pertinence des simulations et des résultats obtenus. Les effets combinés de la géométrie des inserts et des propriétés thermo-hydrauliques sont étudiés pour évaluer l'impact de ces dispositifs sur l'efficacité de l'échange thermique et sur les pertes de charge associées.

III.2 Modèle physique

Le modèle géométrique étudié se compose d'un tube cylindrique de 800 mm de longueur et de 25 mm de diamètre. Un insert est placé à l'intérieur du tube, débutant à 550 mm de l'entrée et s'arrêtant à 100 mm de la sortie, comme illustré à la Figure III.1. Trois configurations d'inserts ont été considérées : un ruban torsadé simple avec un rapport de torsion de 3,46 (Figure III.2), et un ruban torsadé perforé comportant des ouvertures en demi-cercle de 10 mm de diamètre (Figure III.3) avec un ruban torsadé de trois perforations comportant des ouvertures en demi-cercle de 10 mm de diamètre aussi (Figure III.4). Ces trois types d'inserts ont été étudiés pour une plage de nombres de Reynolds allant de 4000 à 12000. Chaque insert présente une épaisseur de 1 mm et une largeur de 20 mm. Le tube et les inserts ont été modélisés et simulés à l'aide du logiciel ANSYS.

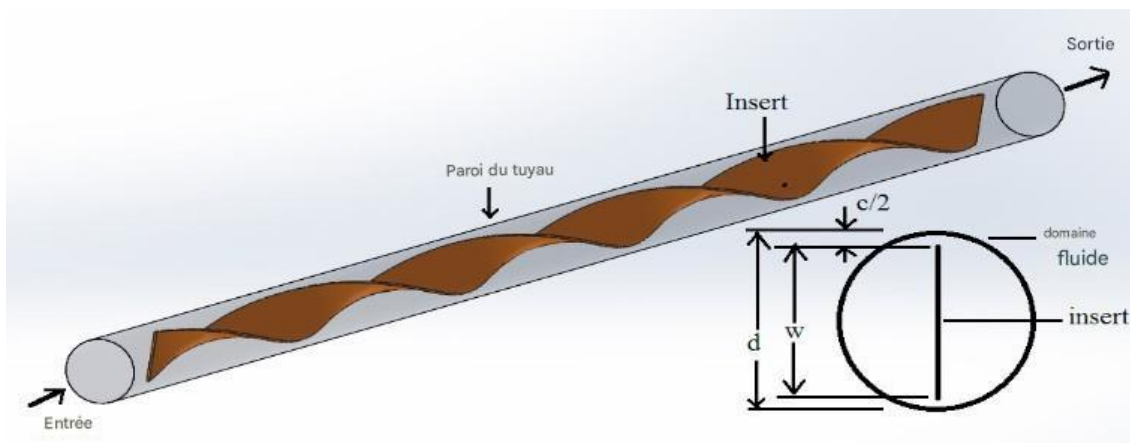


Figure III. 1 Modèle physique

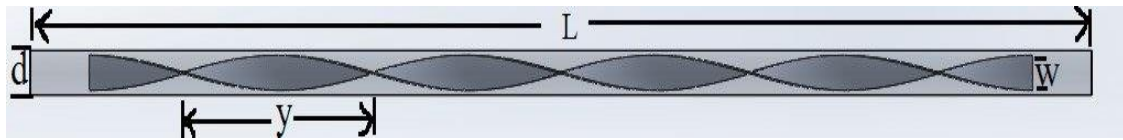


Figure III. 2 Ruban torsadée simple

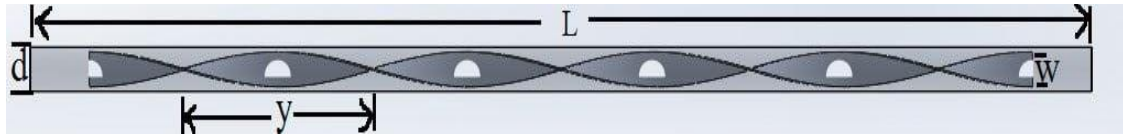


Figure III. 3 Ruban torsadé avec un seule perforation en demi-cercle

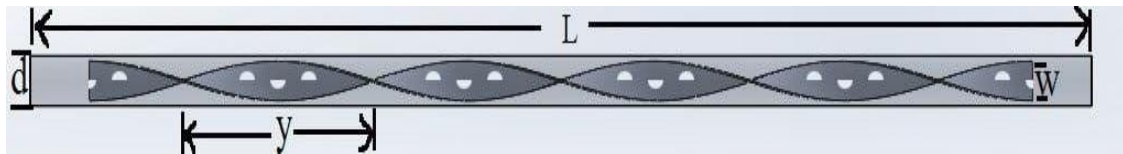


Figure III. 4 Ruban torsadé avec trois perforations en demi-cercle

III.2.1 Propriétés du fluide et matériau

Dans le cadre de cette étude, l'air est utilisé comme fluide caloporteur, tandis que l'aluminium a été choisi comme matériau constitutif du canal ondulé. Les propriétés thermophysiques de ces deux éléments sont récapitulées dans le tableau ci-dessous.

Tableau III.1 Propriétés physiques de l'air

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique (kg/m ³)	ρ	1.225
La conductivité thermique (kg/m. K)	λ	0.0242
Capacité thermique spécifique (kJ/kg.K)	Cp	1.005
Viscosité dynamique (Pa.s)	μ	$1.7894 \cdot 10^{-5}$

Tableau III.2 Propriétés physiques de l'aluminium

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique (kg/m ³)	ρ	2700
La conductivité thermique (W/m.K)	λ	237
Capacité thermique spécifique (kJ/kg.K)	Cp	0.9

III.2.2 Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices suivantes ont été adoptées dans le cadre de la modélisation :

- L'écoulement est supposé tridimensionnel, stationnaire et turbulent.
- L'air est considéré comme un fluide incompressible, visqueux et newtonien.

- Les propriétés thermo-physiques de l'air et de l'aluminium sont supposées constantes tout au long de l'écoulement.

III.3 Formulation mathématique

Les équations gouvernantes (continuité, quantité de mouvement et énergie) peuvent s'écrire en coordonnées cylindriques comme suit

Pour le fluide

L'équation de continuité

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

Équation de quantité de mouvement

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

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

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

L'équation de l'énergie

$$(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z}) = \alpha(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}) \quad (5)$$

Pour le solide

L'équation de l'énergie

$$w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (6)$$

III.3.1 Modèle de turbulence

k- ϵ Realizable

Le modèle *k*- ϵ réalisable [62] vise à fournir des prédictions améliorées dans une large gamme de conditions d'écoulement turbulent, ce qui en fait un outil précieux dans les simulations CFD. Il comprend des équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente (*k*) et le taux de dissipation turbulente (ϵ), intégrant des termes pour représenter la production, la viscosité moléculaire et turbulente, ainsi que d'autres constantes.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}) + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \quad (7)$$

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}\right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

III.3.2 Paramètres adimensionnels

Le problème est résolu pour différents débits correspondant à divers nombres de Reynolds dans chaque situation, décrits comme suit :

$$Re = \frac{\rho v D h}{\mu} \quad (8)$$

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

$$C_f = \frac{\tau_p}{\frac{1}{2}\rho v^2} \quad (9)$$

Le coefficient moyen de frottement, f , est calculé à l'aide de l'équation (10), où Δp est la perte de pression, v est la vitesse de l'air et L est la longueur du tube.

$$f = \frac{\Delta p}{\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{\rho v^2}{2}\right)} \quad (10)$$

La perte de pression dans le canal ondulé peut être calculée comme suit :

$$\Delta P = P_{moy,e} - P_{moy,s} \quad (11)$$

Une approximation du coefficient local de convection $h(z)$ peut être obtenue par :

$$h(z) = \frac{Q_p(z)}{T_p(z) - T_m(z)} \quad (12)$$

Où Q_p est la densité de flux thermique à la paroi, T_p et T_m représentent respectivement la température moyenne de la paroi et la température moyenne de l'écoulement

Coefficient moyen de convection

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h(z) dz \quad (13)$$

Le nombre de Nusselt local, Nu , est calculé à l'aide de l'équation (9), où D représente le diamètre du tube.

$$Nu(z) = \frac{Dh(z)}{\lambda} \quad (14)$$

Nombre de Nusselt moyen

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(x) dx \quad (15)$$

Quant au critère d'évaluation des performances (PEC), il est donné par :

$$PEC = \frac{(Nu_{moy} / Nu_{moy,lisse})}{(f / f_{lisse})^{1/3}} \quad (16)$$

Le nombre de Nusselt théorique pour un tube lisse est calculé en utilisant les corrélations de Dittus-Boelter [63].

$$Nu_{Dittus} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (17)$$

Le facteur de frottement théorique pour un tube lisse est calculé en utilisant les corrélations de Petukhov [64].

$$f_{Petukhov} = (0.79 \ln Re^{1.64})^{-2} \quad (18)$$

III.4 Conditions aux limites

Pour résoudre le système d'équations formulé précédemment, il est indispensable d'identifier et d'associer les conditions aux limites appropriées à chaque variable dépendante. Dans le cadre de cette étude, les conditions aux limites suivantes ont été définies :

- La température du fluide à l'entrée du canal est fixée à $T_{in}=300K$.
- Le flux de chaleur est constant au tour de la paroi $Q=1500 \text{ W/m}$
- La vitesse à l'entrée de Tube torsadée w_{in} est constant et correspond à un nombre de

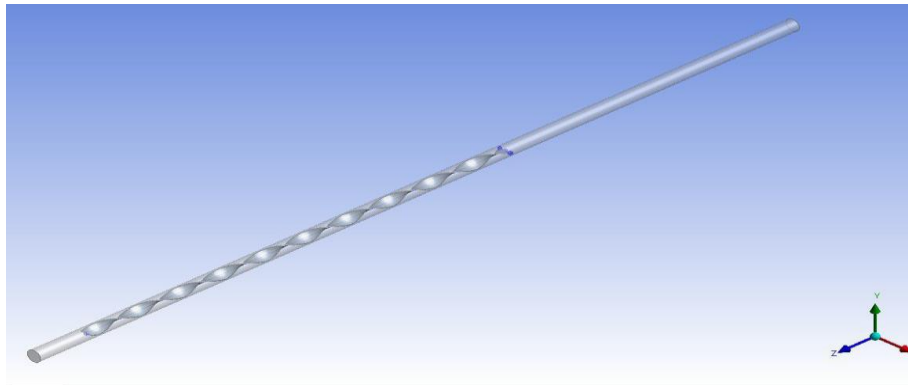
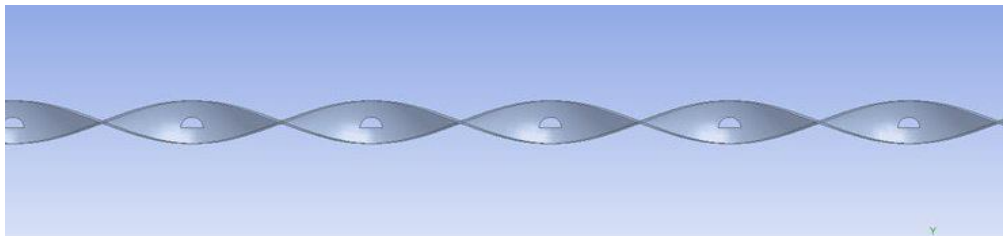
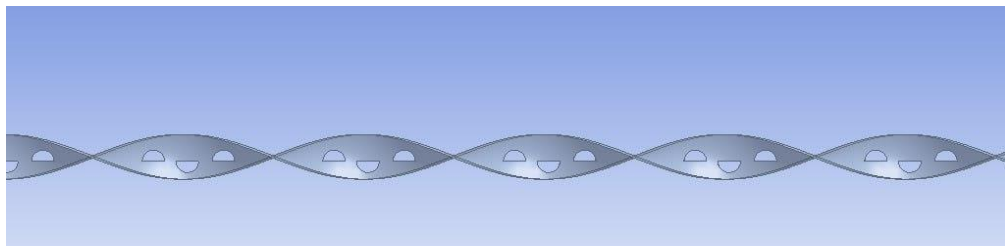
Reynolds fixe comme montré dans le tableau suivant :

Tableau III.3 Valeurs des vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis

Reynolds	Vitesse correspondante (m/s)
4000	2,3371
6000	3,5057
8000	4,6743
10000	5,8429
12000	7,0115

III.5 Simulation numérique

Les simulations numériques ont été réalisées à l'aide du logiciel ANSYS Fluent 22.2.

III.5.1 Création de la géométrie et le maillage :**➤ Création de la géométrie****Figure III. 5** Création de tube muni de ruban torsadé**Figure III. 6** Création de ruban torsadé perforé**Figure III. 7** Création de ruban torsadé tri-perforé**➤ Maillage**

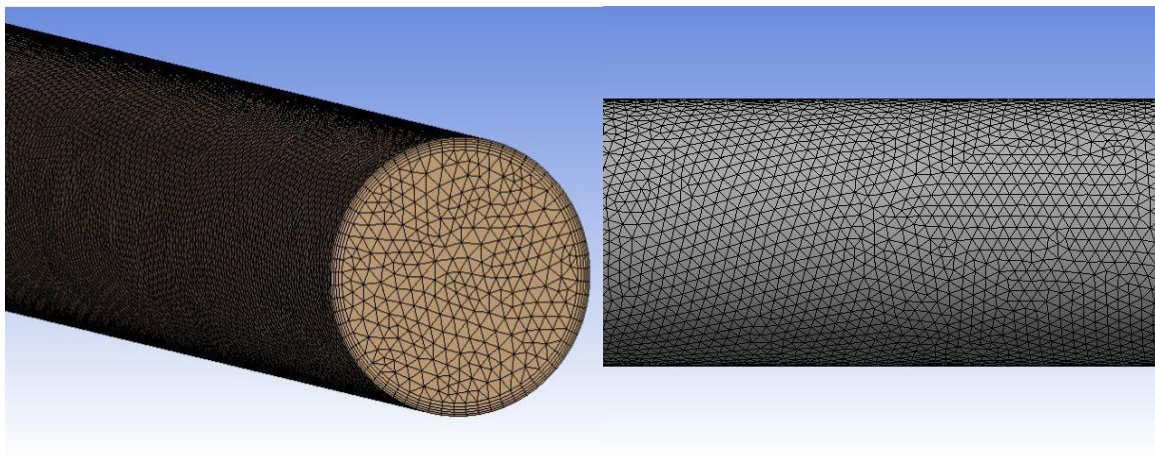


Figure III. 8 Maillage de tube

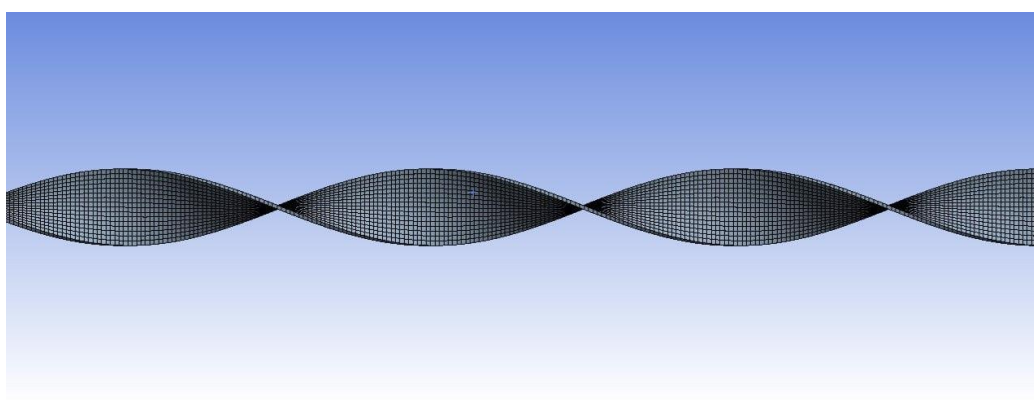


Figure III. 9 Maillage d'insert torsadé

➤ **Choix de solution**

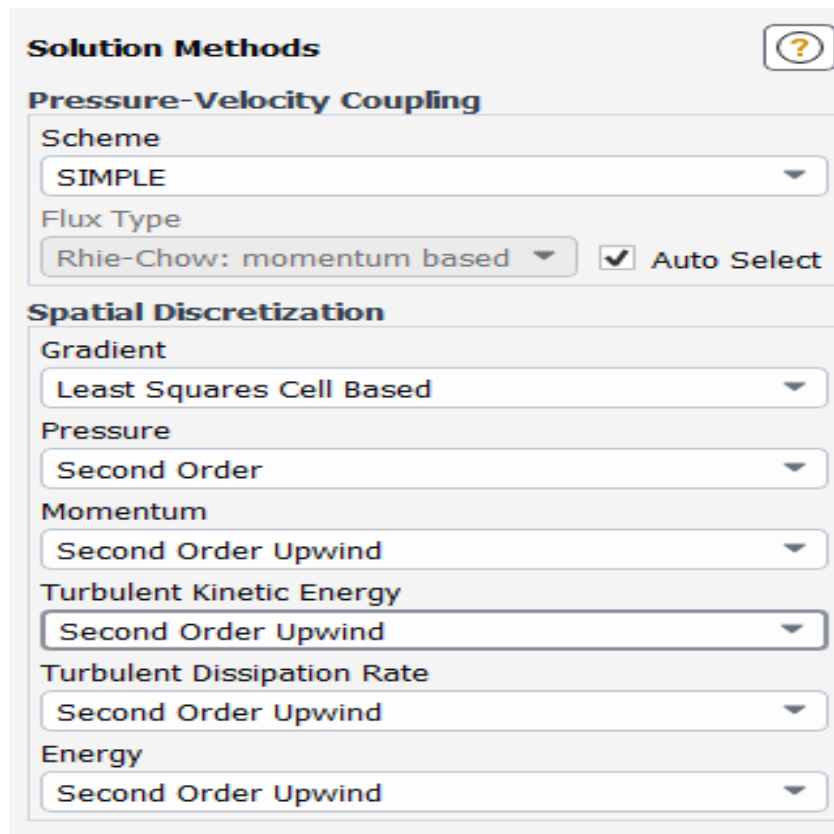


Figure III. 10 Méthodes de solution

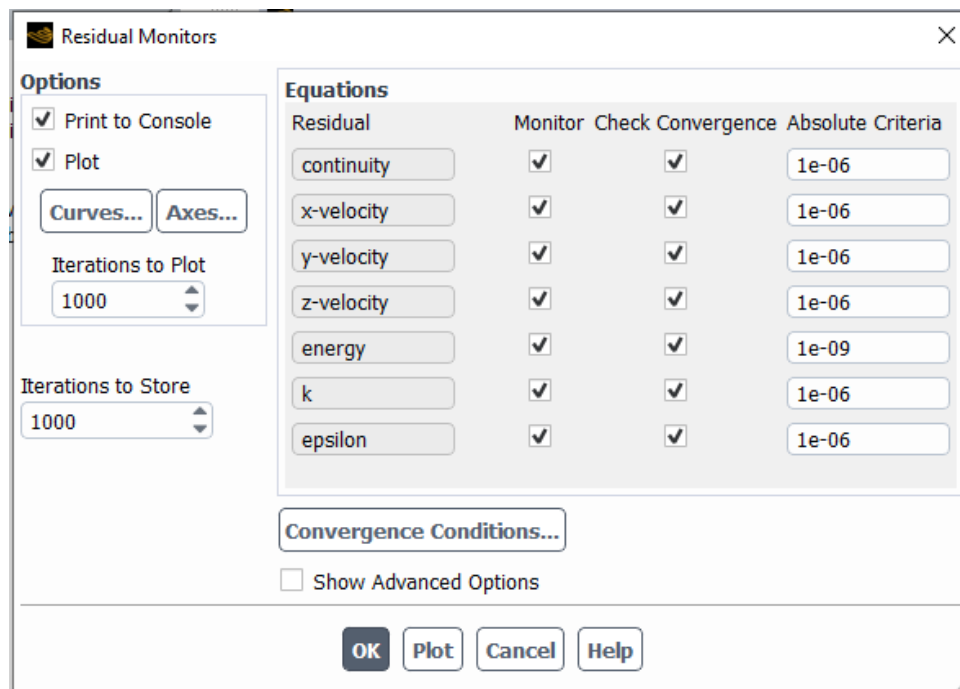


Figure III. 11 Résiduels monitors

III.6 Indépendance de maillage

Dans le but de vérifier l'indépendance des résultats vis-à-vis du maillage, sept grilles de calcul composées respectivement de 900 000, 120 0000, 150 0000 et 180 0000 et 210 0000 et 240 0000 et 270 0000 éléments ont été testées pour un nombre de Reynolds de 12000. La comparaison des paramètres thermiques et hydrodynamiques, tels que le nombre de Nusselt moyen (Nu) et le facteur de frottement moyen (f), a révélé un écart de l'ordre de 2 % et 1 % respectivement entre les maillages de 240 0000 et 270 0000 cellules pour le canal ondulé.

Ainsi, afin d'optimiser le temps de calcul tout en assurant une précision acceptable, la grille comportant 240 0000 a été retenue pour l'ensemble des simulations.

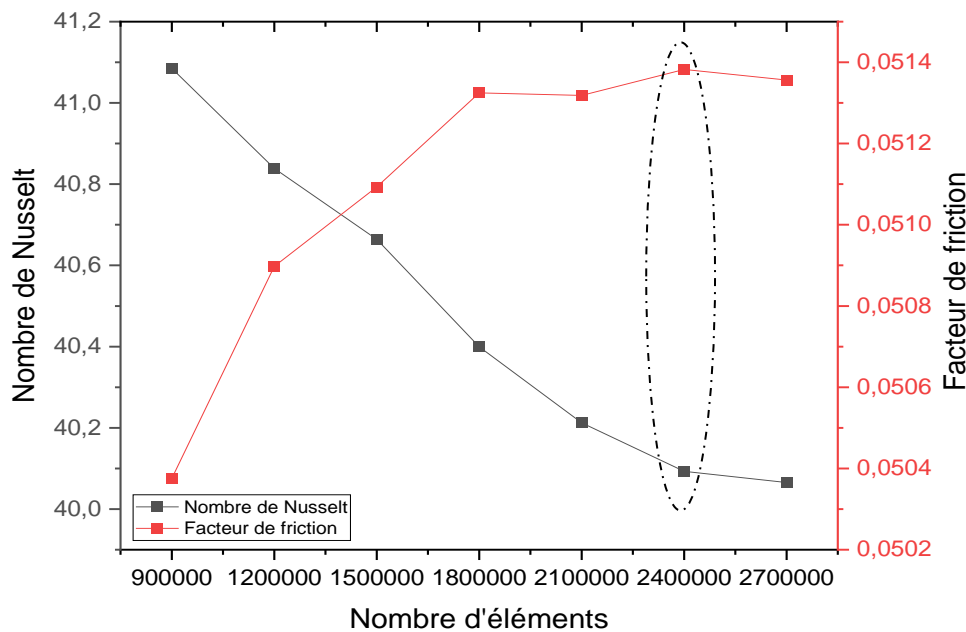


Figure III. 12 Nombre de Nusselt moyen pour différentes grilles de maillage

III.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les modèles physiques et mathématiques décrivant l'écoulement turbulent et le transfert thermique dans un échangeur de chaleur muni d'inserts torsadés perforés. Les équations de conservation, les conditions aux limites ainsi que les paramètres de simulation ont été détaillés. Les maillages ont été optimisés à travers une étude d'indépendance. Les résultats issus des simulations numériques seront analysés et comparés dans le chapitre suivant.

Chapitre IV
Résultats et discussions

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons et analysons les résultats issus des simulations numériques effectuées sur l'échangeur de chaleur équipé d'inserts torsadés simples et perforés. L'impact des différentes configurations sur les performances thermiques et hydrodynamiques, notamment le nombre de Nusselt, le facteur de frottement et le critère d'évaluation des performances (PEC), sera examiné. Une comparaison détaillée entre les cas étudiés permettra de mettre en évidence les effets des perforations et des nombres de Reynolds sur le transfert de chaleur et la perte de charge. Les résultats seront interprétés de manière critique afin d'identifier les configurations les plus efficaces.

IV.2 Validation des résultats

Afin de valider la méthodologie numérique employée dans la présente étude, les performances thermiques et hydrauliques de l'écoulement d'air dans un tube lisse ont été évaluées. Le nombre moyen de Nusselt a été comparé à la corrélation empirique de Dittus-Boelter, tandis que le facteur de frottement a été confronté à la corrélation de Petukhov. Dans les deux cas, une très bonne concordance a été observée entre les résultats numériques et ceux issus des corrélations. Cette validation confirme la précision et la robustesse du modèle développé pour prédire à la fois le transfert de chaleur et les pertes de charge. Elle établit une base fiable pour l'analyse des configurations plus complexes, notamment celles intégrant des turbulateurs.

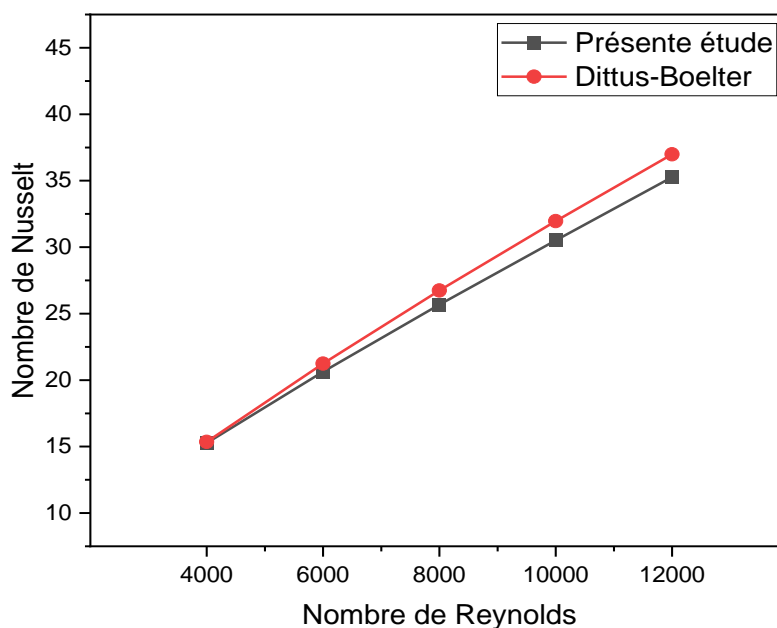


Figure IV. 1 Comparaison du nombre de Nusselt avec les corrélations **Dittus-Boelter** [63]

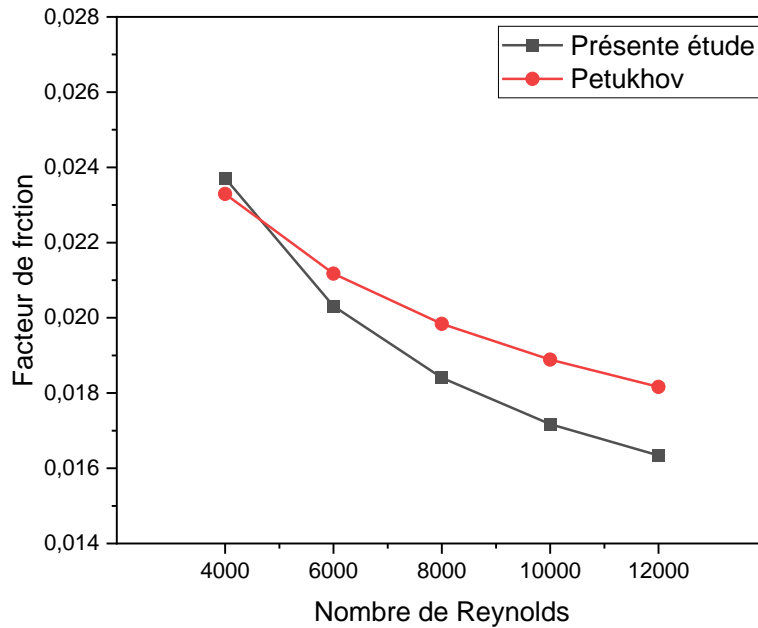


Figure IV. 2 Comparaison du facteur de friction avec les corrélations de **Petukhov** [64]

IV.3 Résultats et discussions

IV.3.1 Influence des rubans simple et perforé sur les paramètres moyens

IV.3.1.1 Nombre de Nusselt moyen

La figure IV.3 illustre l'évolution du Nombre de Nusselt en fonction du Nombre de Reynolds pour les différentes configurations étudiées, mettant en évidence l'impact significatif des inserts sur le transfert de chaleur. D'après l'analyse de ce graphique, on observe que pour toutes les configurations (Tube lisse, Ruban torsadé simple, Ruban torsadé perforé, Ruban torsadé tri-perforé), le Nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du Nombre de Reynolds. Il est clairement démontré que l'utilisation d'inserts de rubans torsadés entraîne une amélioration substantielle du transfert de chaleur par rapport au tube lisse, comme en témoignent les valeurs de Nombre de Nusselt plus élevées. Les configurations avec rubans torsadés simple, perforé et tri-perforé présentent des valeurs de Nombre de Nusselt remarquablement similaires pour un même Nombre de Reynolds dans la plage étudiée, confirmant que la turbulence et le mélange accrus induits par ces inserts améliorent efficacement le transfert thermique.

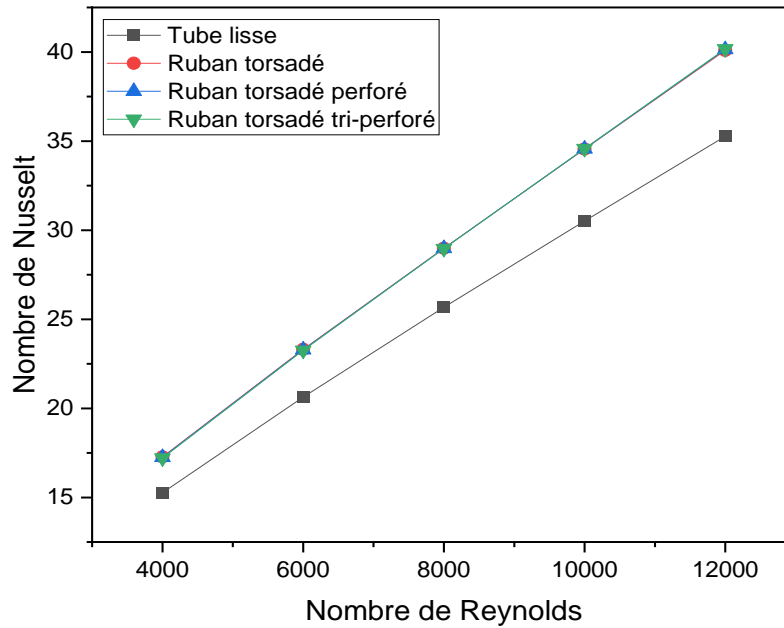


Figure IV. 3 Nombre de Nusselt moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.

IV.3.1.2 Facteur de frottement moyen

La figure IV.4 illustre l'évolution du facteur de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds pour les différentes configurations étudiées, mettant en évidence l'impact significatif des inserts sur la perte de charge. D'après l'analyse de ce graphique, on observe que pour toutes les configurations (Tube lisse, Ruban torsadé simple, Ruban torsadé perforé, Ruban torsadé tri-perforé), le facteur de frottement diminue avec l'augmentation du Nombre de Reynolds. Il est clairement démontré que l'utilisation d'inserts de rubans torsadés entraîne une augmentation substantielle du facteur de frottement par rapport au tube lisse, indiquant une perte de charge accrue. Parmi les configurations avec inserts, le ruban torsadé tri-perforé présente généralement les valeurs de facteur de frottement les plus élevées, suivi par le ruban torsadé perforé et enfin le ruban torsadé simple, bien que les différences entre les rubans torsadés soient moins marquées qu'entre les rubans et le tube lisse. Cette tendance confirme que la turbulence et le mélange accrus induits par les inserts, essentiels pour l'amélioration du transfert thermique, se traduisent également par une résistance à l'écoulement plus importante, ce qui est un aspect crucial à considérer dans l'évaluation globale des performances

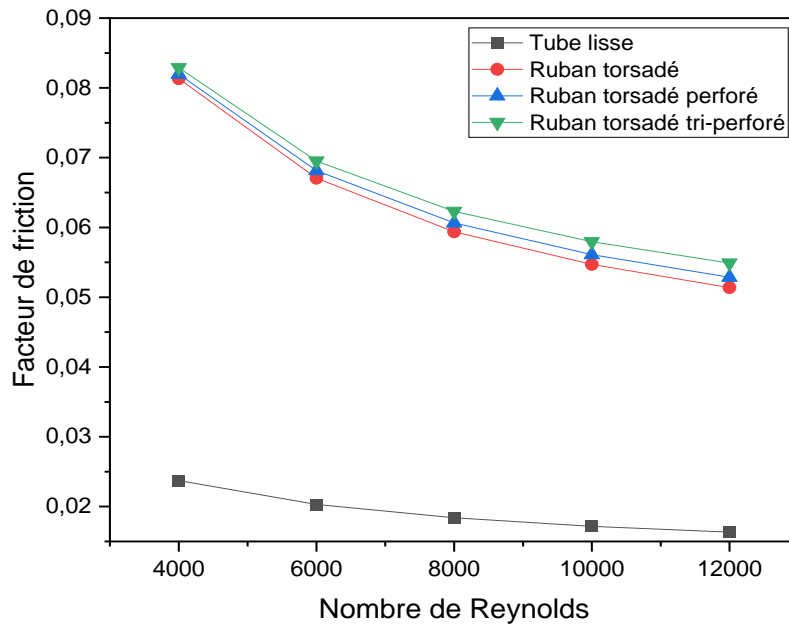


Figure IV. 4 Facteur de frottement moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.

IV.3.2 Influence des rubans sur les paramètres locaux

IV.3.2.1 Profil de vitesse axiale à $z=L/2$

La figure IV.5 met en évidence l'évolution des profils de vitesse pour les trois configurations testées : ruban torsadé simple, ruban torsadé perforé, et ruban torsadé tri-perforé. On observe que, pour une même position axiale, les trois courbes présentent une structure globalement similaire avec des vitesses maximales proches du centre du tube. Toutefois, les profils associés aux rubans perforés (perforé et tri-perforé) montrent une légère dissymétrie et des fluctuations accrues dans certaines zones, traduisant un effet perturbateur plus prononcé. Cela témoigne d'une intensification de la turbulence due aux perforations, favorisant le brassage mais augmentant également la résistance à l'écoulement.

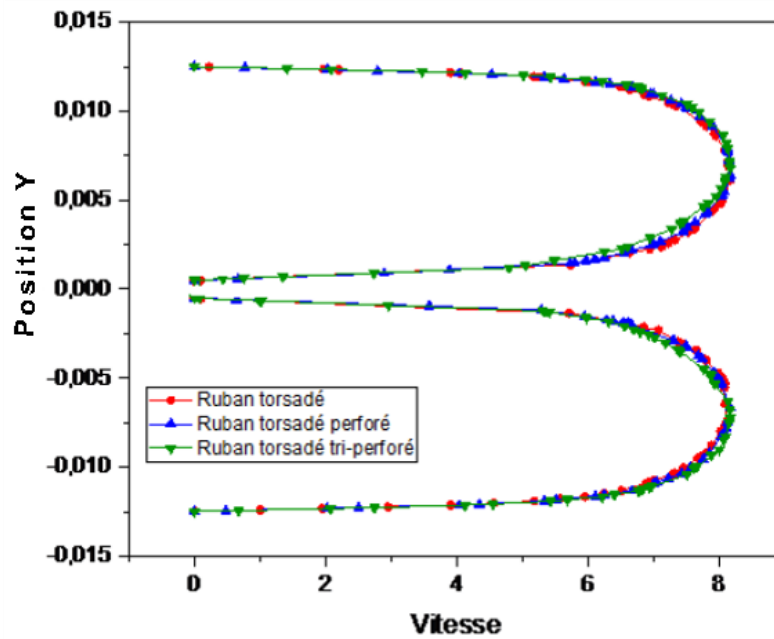


Figure IV. 5 Profil de vitesse axiale dans la section $z=L/2$

IV.3.2.2. Profil de température axiale à $z=L/2$

La figure IV.6 présente la distribution de température pour les trois géométries étudiées. On remarque que les configurations avec inserts (torsadé, perforé, tri-perforé) présentent une décroissance thermique plus marquée depuis les parois vers l'axe, traduisant une efficacité accrue dans le transfert de chaleur. Les légères différences entre les courbes confirment que l'effet des perforations contribue à homogénéiser le champ thermique, avec une intensité légèrement supérieure pour la version tri-perforée. Cela met en évidence un échange thermique plus efficace dans cette configuration, notamment grâce aux jets secondaires générés par les perforations.

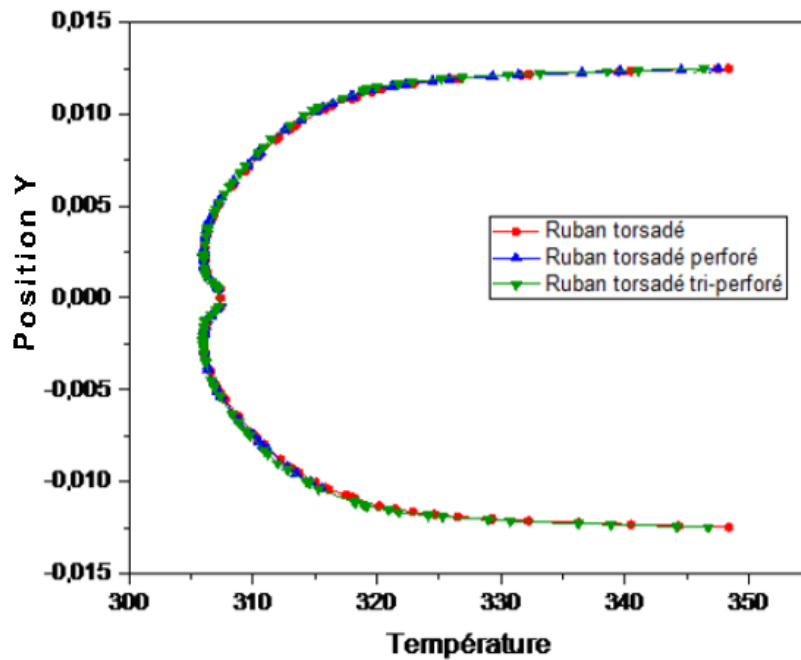


Figure IV. 6 Profil de température dans la section $z=L/2$

IV.3.3 Contours de température et de vitesse pour différents cas étudiés

IV.3.3.1 Contours de température

La Figure IV.7 illustre les contours de température dans la section transversale du tube pour quatre configurations distinctes, démontrant visuellement l'impact progressif des inserts sur la distribution thermique :

Le Cas 1 (Tube vide) révèle une concentration de chaleur près des parois et des températures plus basses au centre, caractéristique d'un transfert de chaleur limité par convection naturelle. L'introduction d'un Ruban torsadé simple (Cas 2) améliore la distribution en favorisant un meilleur mélange du fluide grâce à l'écoulement secondaire de torsion, conduisant à des températures plus uniformes.

Le Ruban torsadé perforé (Cas 3) montre également une distribution améliorée, suggérant que les perforations, en synergie avec la torsion, influencent positivement le mélange thermique. Enfin,

Le Ruban torsadé tri-perforé (Cas 4) permet d'évaluer l'effet de multiples perforations sur la distribution de chaleur, offrant une comparaison directe avec les autres configurations pour comprendre l'efficacité croissante des inserts plus complexes dans l'amélioration du transfert de chaleur et l'homogénéisation de la température dans la section du tube

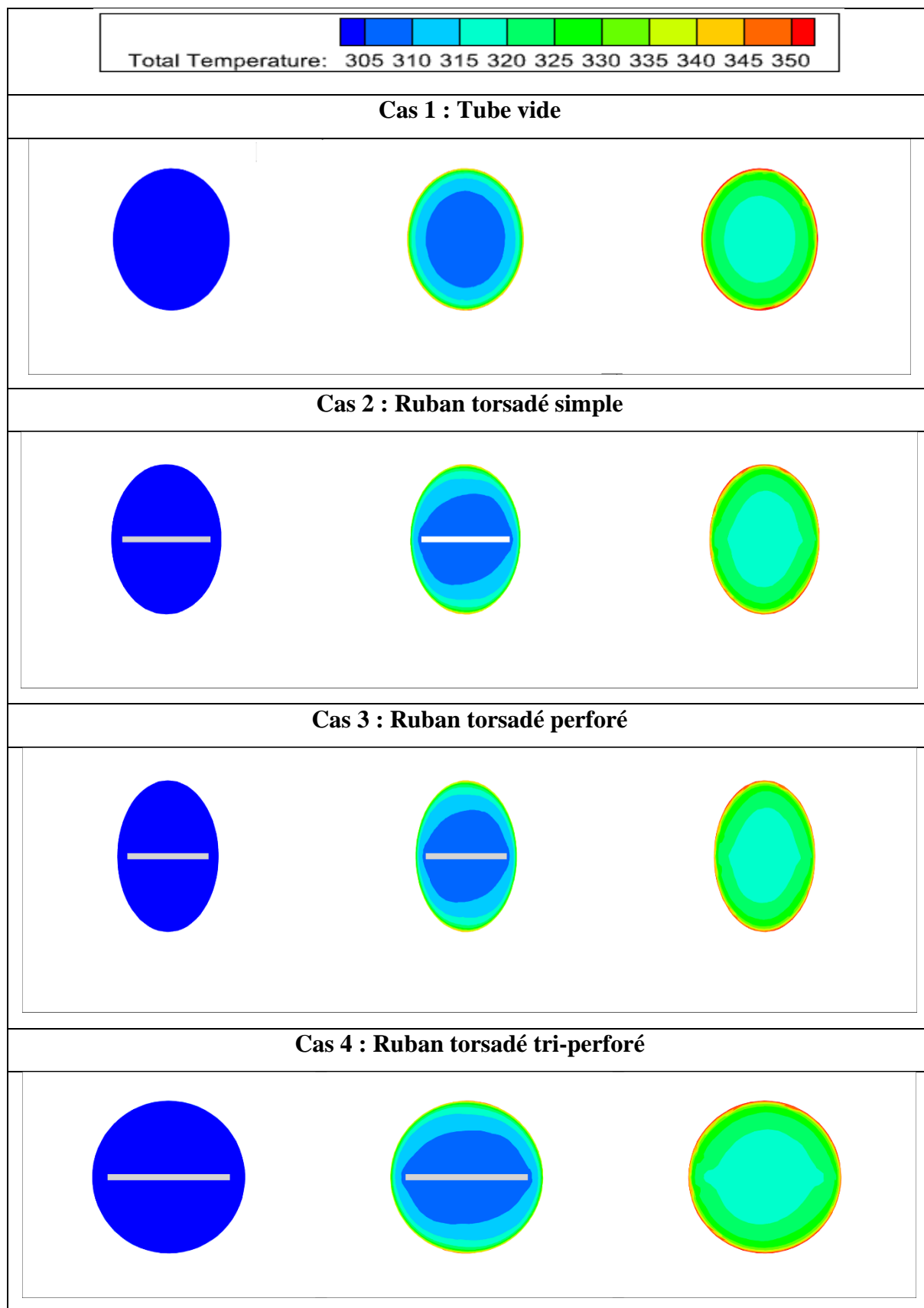


Figure IV. 7 Contours de température pour différents cas étudiés

IV.3.3.2 Contours de vitesse

La Figure IV.8 présente les contours de la composante axiale de la vitesse pour quatre configurations, démontrant de manière visuelle l'impact des inserts sur la dynamique de l'écoulement dans le tube.

Le Cas 1 (Tube vide) illustre un profil de vitesse classique pour un écoulement turbulent pleinement développé, avec une vitesse maximale au centre et une diminution vers la paroi, caractérisé par des contours concentriques qui indiquent un écoulement principalement axial. L'introduction du Ruban torsadé simple (Cas 2) modifie radicalement ce profil : les contours de vitesse deviennent déformés et vrillés, mettant en évidence l'induction d'un écoulement secondaire de torsion qui favorise un mélange accru du fluide.

Le Ruban torsadé perforé (Cas 3) présente des contours similaires au cas simple en raison de la torsion, mais avec des perturbations localisées autour des perforations, suggérant que ces ouvertures créent des zones de flux spécifiques ou des tourbillons qui interagissent avec l'écoulement.

Enfin, le Ruban torsadé tri-perforé (Cas 4), avec ses multiples perforations, montre une complexification supplémentaire de ces motifs de vitesse, indiquant une influence accrue sur l'écoulement secondaire et le mélange. En comparant ces quatre cas, la Figure IV.8 souligne comment la géométrie de l'insert transforme la structure de l'écoulement, passant d'un simple flux axial à des écoulements tridimensionnels complexes qui sont essentiels pour l'amélioration des performances des échangeurs de chaleur.

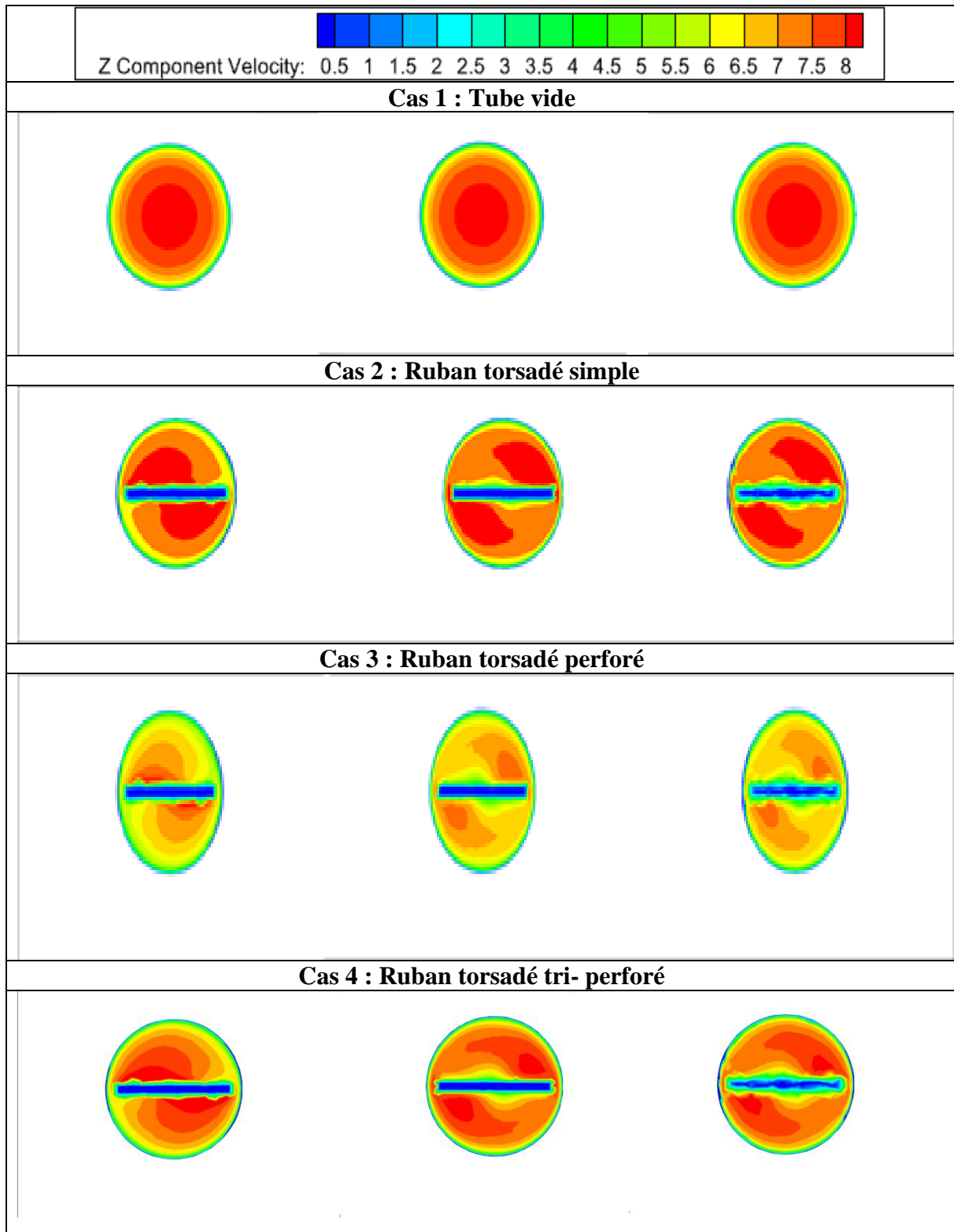


Figure IV. 8 Contours de vitesse pour différents cas étudiés

IV.3.4 Critère d'évaluation des performances

La Figure IV.9 illustre l'évolution du Critère d'Évaluation des Performances (PEC) en fonction du Nombre de Reynolds pour trois configurations de rubans torsadés (simple, perforé, tri-perforé), mettant en évidence leur efficacité globale. D'après l'analyse de ce graphique, on

observe que le PEC augmente avec le Nombre de Reynolds pour toutes les configurations étudiées. Il est clairement démontré que le Ruban torsadé simple présente les valeurs de PEC les plus élevées sur toute la plage de Nombres de Reynolds, indiquant le meilleur compromis entre l'amélioration du transfert de chaleur et l'augmentation de la perte de charge. Le Ruban torsadé perforé montre des valeurs de PEC légèrement inférieures à celles du ruban simple, tandis que le Ruban torsadé tri-perforé a les valeurs de PEC les plus basses parmi les trois configurations. Cette tendance souligne que, bien que les inserts améliorent le transfert thermique, leur impact sur la perte de charge varie en fonction de la géométrie et du nombre de perforations, et que la Figure IV.9, à travers le PEC, permet de quantifier cette performance globale pour identifier la configuration la plus avantageuse dans les conditions étudiées.

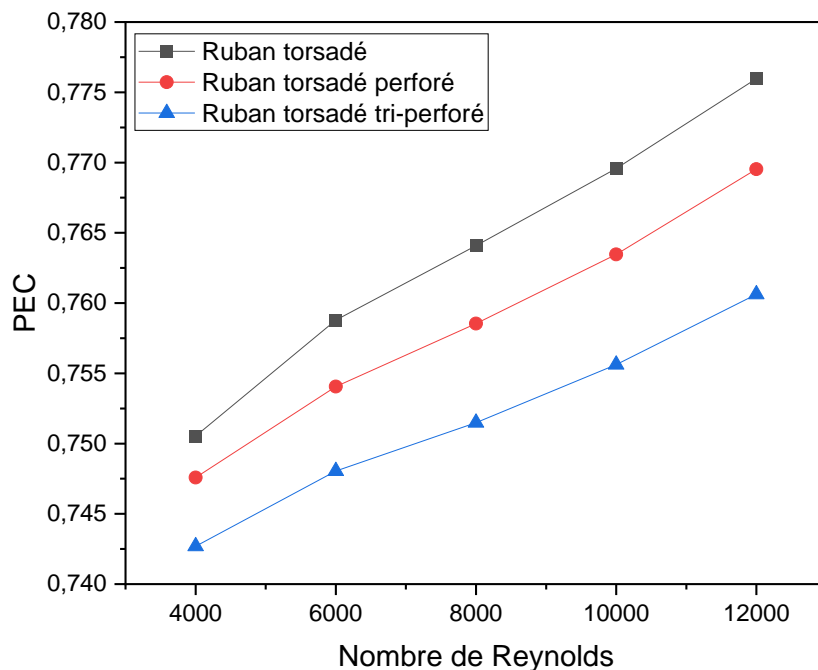


Figure IV. 9 Critère d'évaluation des performances pour différents géométries étudiées.

IV.4 Conclusion

Nous avons présenté dans cette partie de l'étude l'effet des inserts de rubans torsadés – simples, perforés et tri-perforés – sur les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur tubulaire. Les résultats numériques ont montré que l'ajout de rubans torsadés permet d'accroître nettement le transfert de chaleur, ce qui se traduit par une augmentation du nombre de Nusselt par rapport au tube lisse. En contrepartie, cette amélioration s'accompagne d'une hausse du facteur de frottement, plus prononcée pour les rubans perforés. L'analyse des profils de vitesse et de température met en évidence que les perforations intensifient la turbulence et

favorisent l'homogénéisation thermique dans le tube. Globalement, la comparaison entre les différentes configurations étudiées révèle que le ruban torsadé simple offre le meilleur compromis entre intensification du transfert de chaleur et pertes de charges. Ainsi, le choix de la géométrie de l'insert permet d'optimiser efficacement les performances de l'échangeur selon les besoins de l'application.

Conclusion générale

L'étude des échangeurs de chaleur est un domaine crucial en raison de leur rôle essentiel dans diverses applications industrielles et domestiques visant l'efficacité énergétique. Ce mémoire se penche spécifiquement sur l'amélioration des performances thermo-hydrauliques dans un tube cylindrique en utilisant des inserts, notamment des rubans torsadés simples et tri-perforés.

La méthodologie de l'étude a impliqué une modélisation mathématique détaillée basée sur les équations de conservation et un modèle de turbulence $k-\varepsilon$ réalisable. Les simulations numériques ont été réalisées à l'aide du logiciel ANSYS Fluent 22.2. Le modèle physique comprenait un tube cylindrique avec un insert placé à une distance spécifiée de l'entrée et de la sortie. Deux configurations d'inserts ont été examinées : un ruban torsadé simple avec un rapport de torsion de 3,46 et un ruban torsadé perforé avec des ouvertures en demi-cercle de 10 mm de diamètre. De plus, une autre configuration avec un ruban torsadé tri-perforé a également été étudiée. Ces inserts, d'une épaisseur de 1 mm et d'une largeur de 20 mm, ont été analysés pour des nombres de Reynolds variant de 4000 à 12000. Les propriétés thermo-physiques de l'air (fluide caloporteur) et de l'aluminium (matériau du tube) ont été considérées comme constantes.

Les résultats obtenus indiquent ce qui suit :

- L'indépendance du maillage a été vérifiée en comparant les paramètres pour différentes grilles, montrant qu'un maillage de 2 400 000 cellules offrait une précision acceptable avec un écart minimal.
- La validation du modèle numérique a été effectuée en comparant les résultats pour un tube lisse avec les corrélations empiriques de Dittus-Boelter pour le nombre de Nusselt et de Petukhov pour le facteur de frottement, démontrant un bon accord.

Les conclusions numériques spécifiques sont les suivantes :

- L'utilisation d'inserts torsadés, qu'ils soient simples, perforés ou tri-perforés, améliore significativement le transfert de chaleur dans le tube cylindrique en augmentant le nombre de Nusselt par rapport à un tube lisse. Les configurations avec inserts simple, perforé et tri-perforé présentent des valeurs de nombre de Nusselt très similaires pour un même nombre de Reynolds.
- Cette amélioration s'accompagne d'une augmentation du facteur de frottement pour les rubans torsadés par rapport au tube lisse.

- Le ruban torsadé tri-perforé présente généralement les valeurs de facteur de frottement les plus élevées parmi les configurations avec inserts, suivi par le perforé et le simple.
- Les profils de vitesse axiale montrent que les rubans perforés (perforé et tri-perforé) induisent une légère dissymétrie et des fluctuations accrues, indiquant une intensification de la turbulence.
- Les profils de température axiale montrent que les configurations avec inserts entraînent une décroissance thermique plus marquée de la paroi vers l'axe, le tri-perforé montrant un effet légèrement supérieur pour homogénéiser le champ thermique.
- Le critère de performance global (PEC) augmente avec le nombre de Reynolds pour toutes les configurations. Le ruban torsadé simple présente les valeurs de PEC les plus élevées, suivi par le perforé, et enfin le tri-perforé, suggérant que le ruban simple offre le meilleur compromis thermo-hydraulique dans la plage de Reynolds étudiée

Références bibliographiques

1. l'énergie, E.d., *les échangeurs de chaleur*. Encyclopédie de l'énergie **Article 055**
2. Shah, R.K.S.D.P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, New York,, 2003.
3. Mebarek-Oudina, F., *Échangeurs de Chaleur & de Matière*.
4. Zohuri, B., *Compact heat exchangers*. 2017: Springer.
5. JOHN WILEY & SONS, I.F.O.H.E.D. and -. CANADA (2003), *INC FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN CANADA 2003*: p. (3-64).
6. Manificat A, M.O., *Procédés de récupération/valorisation des énergies à bas niveau de température Etat des connaissances*. 2012.
7. *échangeurs de chaleur Description des échangeurs*. Technique de l'ingénieur
8. André BONTEMPS, A.G., Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe and P.M. MARVILLET, Roland VIDIL, « *Description des échangeurs technique de l'ingénieur ..*
9. Deymi-Dashtebayaz, M., & Rahimi, M., *Application of heat exchangers in energy systems: Recent advance*. Energy Procedia, 2016.
10. S. G. CHAVAN, V.R., Y. GOLE, S. DESAI, et N. BADHE, *Heat Transfer Enhancement Techniques in Heat Sink : a Review* ». bulletin monumental, 2020: p. p. 52.
11. M. SHEIKHOESLAMI, M.G.-B., et D. D. GANJI, « *Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices* », Renew. Sustain. Energy Rev. **vol. 49**.
12. Nakhchi, M.E., M. Hatami, and M. Rahmati, *Experimental investigation of heat transfer enhancement of a heat exchanger tube equipped with double-cut twisted tapes*. Applied Thermal Engineering, 2020. **180**: p. 115863.
13. He, Y., et al., *Experimental study on heat transfer enhancement characteristics of tube with cross hollow twisted tape inserts*. Applied Thermal Engineering, 2018. **131**: p. 743-749.
14. Khoshvaght-Aliabadi, M. and A. Feizabadi, *Performance intensification of tubular heat exchangers using compound twisted-tape and twisted-tube*. Chemical Engineering and Processing-Process Intensification, 2020. **148**: p. 107799.
15. Chaware, P. and C.M. Sewatkar, *Effects of tangential and radial velocity on fluid flow and heat transfer for flow through a pipe with twisted tape insert—laminar flow*. Sādhanā, 2018. **43**(9): p. 150.
16. Hong, Y., et al., *Thermal-hydraulic performances in multiple twisted tapes inserted sinusoidal rib tube heat exchangers for exhaust gas heat recovery applications*. Energy conversion and management, 2019. **185**: p. 271-290.
17. Kumar, A. and R. Bahuguna, *Review of Heat Transfer Enhancement in Shell and Tube Heat Exchanger with Twisted Tape*.
18. Khudheyer, A.F., et al., *Turbulent heat transfer for internal flow of ethylene glycol-al₂O₃ nanofluid in a spiral grooved tube with twisted tape inserts*. Journal of Thermal Engineering, 2021. **7**(4): p. 761-772.
19. Bhattacharyya, S., H. Chattopadhyay, and S. Bandyopadhyay, *Numerical study on heat transfer enhancement through a circular duct fitted with centre-trimmed twisted tape*. International Journal of heat and Technology, 2016. **34**(3): p. 401-406.
20. Nanan, K., et al., *Investigation of heat transfer enhancement by perforated helical twisted-tapes*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014. **52**: p. 106-112.
21. Outokesh, M., et al., *Numerical evaluation of the effect of utilizing twisted tape with curved profile as a turbulator on heat transfer enhancement in a pipe*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2020. **140**: p. 1537-1553.

22. Bhattacharyya, S., H. Chattopadhyay, and A.C. Benim, *Heat transfer enhancement of laminar flow of ethylene glycol through a square channel fitted with angular cut wavy strip*. Procedia Engineering, 2016. **157**: p. 19-28.
23. Maddah, H., et al., *Experimental study of Al₂O₃/water nanofluid turbulent heat transfer enhancement in the horizontal double pipes fitted with modified twisted tapes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014. **78**: p. 1042-1054.
24. Naik, M.T., et al., *Comparative study on thermal performance of twisted tape and wire coil inserts in turbulent flow using CuO/water nanofluid*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2014. **57**: p. 65-76.
25. Bhattacharyya, S., et al., *Experimental investigation of heat transfer performance of corrugated tube with spring tape inserts*. Experimental Heat Transfer, 2019. **32**(5): p. 411-425.
26. Bhattacharyya, S., H. Chattopadhyay, and A.C. Benim, *Simulation of heat transfer enhancement in tube flow with twisted tape insert*. Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal, 2017. **17**(3): p. 193-197.
27. Bhuiya, M.M.K., et al., *Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013. **46**: p. 49-57.
28. Erfanian Nakhchi, M. and M.T. Rahmati, *Turbulent flows inside pipes equipped with novel perforated V-shaped rectangular winglet turbulators: numerical simulations*. Journal of Energy Resources Technology, 2020. **142**(11): p. 112106.
29. Eiamsa-Ard, S. and P. Promvong, *Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape*. Applied Thermal Engineering, 2010. **30**(13): p. 1673-1682.
30. Khoshvaght-Aliabadi, M. and M. Eskandari, *Influence of twist length variations on thermal-hydraulic specifications of twisted-tape inserts in presence of Cu-water nanofluid*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2015. **61**: p. 230-240.
31. Piriyarungrod, N., et al., *Intensification of thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube inserted with multiple twisted-tapes*. Applied Thermal Engineering, 2018. **136**: p. 516-530.
32. Suri, A.R.S., A. Kumar, and R. Maithani, *Heat transfer enhancement of heat exchanger tube with multiple square perforated twisted tape inserts: experimental investigation and correlation development*. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2017. **116**: p. 76-96.
33. Suri, A.R.S., A. Kumar, and R. Maithani, *Experimental investigation of heat transfer and fluid flow behaviour in multiple square perforated twisted tape with square wing inserts heat exchanger tube*. Heat and Mass Transfer, 2018. **54**(6): p. 1813-1826.
34. Samruaisin, P., et al., *Effect of sparsely placed twisted tapes installed with multiple-transverse twisted-baffles on heat transfer enhancement*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2020. **140**: p. 1159-1175.
35. Langeroudi, H.G. and K. Javaherdeh, *Investigation friction factor and heat transfer characteristics of turbulent flow inside the corrugated tube inserted with typical and V-cut twisted tapes*. Heat and Mass Transfer, 2018. **54**: p. 1999-2008.
36. Hajabdollahi, Z., H. Hajabdollahi, and K.C. Kim, *Heat transfer enhancement and optimization of a tube fitted with twisted tape in a fin-and-tube heat exchanger*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2020. **140**(3): p. 1015-1027.
37. Ebrahimi-Dehshali, M., S.Z. Najm-Barzanji, and A. Hakkaki-Fard, *Pool boiling heat transfer enhancement by twisted-tape fins*. Applied Thermal Engineering, 2018. **135**: p. 170-177.
38. Dagdevir, T. and V. Ozceyhan, *An experimental study on heat transfer enhancement and flow characteristics of a tube with plain, perforated and dimpled twisted tape inserts*. International Journal of Thermal Sciences, 2021. **159**: p. 106564.
39. Gnanavel, C., R. Saravanan, and 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, 2020. **21**: p. 865-869.

40. Liu, X., et al., *Numerical analysis on enhanced performance of new coaxial cross twisted tapes for laminar convective heat transfer*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018. **121**: p. 1125-1136.
41. Bhattacharyya, S., H. Chattopadhyay, and A. Haldar, *Design of twisted tape turbulator at different entrance angle for heat transfer enhancement in a solar heater*. Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences, 2018. **7**(1): p. 118-126.
42. Rezaei Gorjaei, A. and A. Shahidian, *Heat transfer enhancement in a curved tube by using twisted tape insert and turbulent nanofluid flow: An experimental study*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019. **137**: p. 1059-1068.
43. Natarajan, A., et al., *CFD simulation of heat transfer enhancement in circular tube with twisted tape insert by using nanofluids*. Materials Today: Proceedings, 2020. **21**: p. 572-577.
44. Tusar, M., et al., *CFD study of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics of turbulent flow through tube with twisted tape inserts*. Energy Procedia, 2019. **160**: p. 715-722.
45. Arasteh, H., et al., *Effect of pitch distance of rotational twisted tape on the heat transfer and fluid flow characteristics*. International Journal of Thermal Sciences, 2021. **170**: p. 106966.
46. Hayat, M.Z., et al., *Numerical study on heat transfer enhancement using twisted tape with trapezoidal ribs in an internal flow*. Materials Today: Proceedings, 2021. **46**: p. 5412-5419.
47. Holagh, S.G., et al., *Assessment of heat transfer enhancement technique in flow boiling conditions based on entropy generation analysis: twisted-tape tube*. Heat and Mass Transfer, 2020. **56**: p. 429-443.
48. Farnam, M., M. Khoshvaght-Aliabadi, and M.J. Asadollahzadeh, *Heat transfer intensification of agitated U-tube heat exchanger using twisted-tube and twisted-tape as passive techniques*. Chemical Engineering and Processing-Process Intensification, 2018. **133**: p. 137-147.
49. Eiamsa-ard, S. and K. Wongcharee, *Convective heat transfer enhancement using Ag-water nanofluid in a micro-fin tube combined with non-uniform twisted tape*. International Journal of Mechanical Sciences, 2018. **146**: p. 337-354.
50. Feng, Z., et al., *Experimental investigation of laminar flow and heat transfer characteristics in square minichannels with twisted tapes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020. **158**: p. 119947.
51. Afsharpanah, F., et al., *Numerical investigation of non-uniform heat transfer enhancement in parabolic trough solar collectors using dual modified twisted-tape inserts*. Journal of Thermal Engineering, 2021. **7**(1): p. 133-147.
52. Jaganathan, K.D. and M. Sivasubramanian, *Experimental investigation on heat transfer augmentation of transverse twisted tapes in a confined rectangular channel*. Measurement and Control, 2020. **53**(3-4): p. 390-399.
53. Bhuiya, M.M.K., et al., *Influence of perforated triple twisted tape on thermal performance characteristics of a tube heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 2020. **167**: p. 114769.
54. Moria, H., *Compound usage of twisted tape turbulator and air injection for heat transfer augmentation in a vertical straight tube with upward stream*. Case Studies in Thermal Engineering, 2021. **25**: p. 100854.
55. Ranjbarzadeh, R., A.H. Meghdadi Isfahani, and M. Hojaji, *Experimental investigation of heat transfer and friction coefficient of the water/graphene oxide nanofluid in a pipe containing twisted tape inserts under air cross-flow*. Experimental Heat Transfer, 2018. **31**(5): p. 373-390.
56. Yadav, R.J., S.S. Kore, and P.S. Joshi, *Correlations for heat transfer coefficient and friction factor for turbulent flow of air through square and hexagonal ducts with twisted tape insert*. Heat and Mass Transfer, 2018. **54**(5): p. 1467-1475.
57. Nawale, P.R., et al., *Enhancement technique of heat transfer using inserted twisted tape*. 2021. **7**(7): p. 1614-1627.
58. Samutpraphut, B., et al., *Influence of sawtooth twisted tape on thermal enhancement of heat exchanger tube*. 2023. **9**: p. 696-703.
59. Chang, S., et al., *Aerothermal performance of square duct enhanced by twisted tape with inclined ribs and slots*. 2021. **177**: p. 121547.

60. Dhumal, G.S. and S.N.J.C.S.i.T.E. Havaladar, *Enhancing heat transfer performance in a double tube heat exchanger: Experimental study with twisted and helical tapes*. 2023. **51**: p. 103613.
61. Abdulhamed, A.J., et al., *Tubular Heat Enhancement Using Twisted Tape Inserts with Large Holes*. 2024. **121**(2).
62. Shih, T.H., et al., *A new k-epsilon eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows: Model development and validation*. 1994.
63. Dittus, F.W. and L.M.K. Boelter, *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*. International communications in heat and mass transfer, 1985. **12**(1): p. 3-22.
64. Petukhov, B.S., *Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties*, in *Advances in heat transfer*. 1970, Elsevier. p. 503-564.