



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Énergétique Mécanique

Réf. : /2019

Présenté et soutenu par :
AYAYDEH Ihab

Le : dimanche 7 juillet 2019

REALISATION D'UN ECHANGEUR THERMIQUE BI-TUBE COAXIAUX RENFORCE DE FILS CIRCULAIRES BOBINES

Jury :

Dr. MEFTAH Kamel	MCA	Université de Biskra	Président
Dr. BOULTIF Nora	MCB	Université de Biskra	Rapporteur
Dr. MAHBOUB Chawki	MCB	Université de Biskra	Examineur

Année universitaire : 2018 - 2019

الإهداء

إلى من بلغ الرسالة وأدى الأمانة إلى نبي الرحمة سيدنا محمد صلى الله عليه وسلم.

إلى وطني الغالي فلسطين الذي ما زال يقدم الشهيد تلو الشهيد.
إلى عنوان كرامتنا أسرانا البواسل .

إلى الدولة التي احتضنتني طيلة أيام دراستي الجزائر الحبيبة.

إلى من أرسى لديّ قواعد الخلق الكريم، وكيفية كبح زمام النفس أبي المؤقّر.

إلى من علّمتني الصبر والجدّ والاجتهاد في كافة مناحي الحياة أمّي الحبيبة.

إلى من كان نعم السند في رحلتي العلمية والبحثية، ولم يدّخر جهدًا في مساعدتي
توأم الروح شهاب.

إلى من يمثلون جمال الحياة في عيني أخوتي و أخواتي الأعزاء.

إلى من أعتز بانتمائي لهم الأقارب والعائلة.

إلى الأصدقاء الذين جمعنا بهم القدر في أرض الوطن و بعيدا عن أرض الوطن
الذين عشت معهم أجمل أيام العمر.

الشكر

أتوجه بجزيل الشكر والامتنان إلى كل من ساعدني في إتمام هذه المذكرة ، إلى الذين بذلوا كل جهد وعطاء أساتذتي الكرام في جامعة محمد خيضر بسكرة .

وأخص بالذكر أستاذتي العزيزة الدكتورة بولطيف نورة ، الأم الحانية ، التي لا تدخر وسعاً ولا تآلو جهداً في رعايتها وتوجيهاتها المستمرة والقيمة ، ومعلوماتها الخصبة ، مما كان له أكبر الأثر في إثراء وكتابة هذا البحث .

كما أتقدم بالشكر الجزيل إلى لجنة المناقشة المتمثلة بالدكتور مفتاح كمال (رئيساً ومناقشاً) والدكتور محبوب شوقي (مناقشاً) .

وأخيراً لا بد من كلمة شكر إلى الدكتور رواق عمار لتقديم النصح والإرشاد ، والزميلة فرحات مروة التي ساعدت في إتمام المشروع .

Sommaire

Dédicace.....	I
Remerciements.....	II
Sommaire.....	III
Liste des Figures.....	VI
Liste des Tableaux.....	VIII
Nomenclature.....	XI
Introduction Générale.....	02

Chapitre I : Synthèse bibliographique

I.1. Introduction.....	05
I.2. Revues bibliographiques.....	05

Chapitre II : Généralités

II.1. Introduction.....	17
II.2. Définition d'un échangeur de chaleur.....	17
II.3. Critères de classement des échangeurs thermiques.....	17
II.3.1. Classement technologique.....	17
II.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur	17
II.3.3. Classement fonctionnel.....	18
II.3.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	18
II.3.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	18
II.3.6. Classification selon le sens d'écoulement.....	18
II.3.6.1. Les échangeurs de chaleur à simple passe.....	18
II.3.6.2. Les échangeurs de chaleur à multi passage	19
II.4. Principaux types d'échangeur de chaleur.....	19
II.4.1. Echangeurs tubulaires.....	20
II.4.1.1. Echangeurs à double tubes	20
II.4.1.2. Echangeurs à faisceau tubulaires.....	21

II.4.2. Echangeur à plaques.....	22
II.5. Intensification des échanges thermiques.....	23
II.5.1. Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur des échangeurs thermiques.....	23
II.5.2. Les différentes techniques d'intensification.....	24
II.6. Conclusion.....	28

Chapitre III : Calcul de l'échangeur de chaleur double-tube

III.1. Introduction.....	30
III.2. Principes de calcul.....	30
III.2.1. Méthode du ΔT_{ML}	30
III.2.1.1. Calcul de la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_{ML}).....	30
III.2.1.1.1. Écoulement Co-courant.....	32
III.2.1.1.2. Écoulements Contre-courant.....	33
III.2.2. Méthode de NUT (La méthode de l'efficacité).....	34
III.2.2.1. Efficacité d'un échangeur de chaleur.....	34
III.2.2.2. Nombre d'unité de transfert NUT.....	35
III.2.2.3. Relation entre NUT et efficacité.....	36
III.3. Détermination du coefficient d'échange global.....	36

Chapitre IV : Etude expérimentale

IV.1. Introduction.....	42
IV.2. Description de l'appareil.....	44
IV.3. Instruments et accessoires.....	47
IV.4. Expériences.....	48
IV.4.1. Première expérience: (Sans fil) L'utilisation d'un tube lisse sans fil enroulé.....	48
IV.4.2. Deuxième expérience : (Avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88 m).....	48
IV.4.3. Troisième expérience : (Avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11 m).....	49

IV.4.4. Quatrième expérience :(Avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94 m).....	50
IV.4.5. Cinquième expérience :(Avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05m).....	50
IV.4.6. Sixième expérience(Avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90.m).....	51
IV.4.7. Septième expérience : (Avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05m).....	51
IV.4.8. Huitième expérience :(Avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m).....	52
IV.5. Calculs.....	52
IV.5.1. Détermination de la puissance thermique Φ	53
IV.5.2. Détermination de température moyenne logarithmique ΔT_{ML}	53
IV.5.3. Détermination de coefficient d'échange global K.....	53
IV.5.4. Détermination de l'efficacité de l'échangeur de chaleur E.....	54
IV.5.5. Détermination du nombre de Reynold Re.....	54
IV.5.6. Détermination du nombre de Prandtl Pr.....	54
IV.5.7. Détermination du nombre de Nusselt Nu.....	54
IV.6. Résultats.....	55
Conclusion Générale.....	69
Références bibliographiques.....	71
Annexe.....	74

Chapitre I

Figure I.1. Variation du nombre moyen de Nusselt en fonction de Reynolds dans un écoulement parallèle avec et sans fil enroulé et pour différents pas.....	09
Figure I.2. Variation du nombre moyen de Nusselt en fonction de Reynolds dans un écoulement contre-courant avec et sans fil enroulé et pour différents pas.....	09
Figure I.3. Variation du coefficient d'échange de chaleur et pertes de charge en fonction du débit massique.....	10
Figure I.4. Les différentes formes de turbulateurs.....	12
Figure I.5. Dimensions des rubans torsadés à nervures.....	12
Figure I.6. Variation du nombre Nusselt côté eau chaude en fonction des différents débits.....	14
Figure I.7. Comparaison de la pression côté eau chaude pour différents débits massiques et différentes géométries.....	14
Figure I.8. Les différents types d'inserts.....	15

Chapitre II

Figure II.1. Divers types d'échangeurs tubulaires.....	20
Figure II.2. Echangeur de chaleur à double tube à configuration co-courant et à contre – courant.....	21
Figure II.3. Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire.....	22
Figure II.4. Echangeurs à plaques.....	22

Chapitre III

Figure III.1. Représentation schématique du quadripôle représentant un échangeur de chaleur.....	30
Figure III.2. Echangeur de chaleur avec écoulements co-courant.....	33
Figure III.3. Echangeur de chaleur avec écoulements contre-courant.....	34
Figure III.4. Températures de part et d'autre d'une paroi d'échange.....	37

Chapitre IV

Figure IV.1. Schéma de l'échangeur de chaleur sans fil.....	42
Figure IV.2. Schéma de l'échangeur de chaleur avec fil.....	43
Figure IV.3. Schémas des deux arrangements co-courant et contre-courant.....	43
Figure IV.4. Photos des étapes de réalisation de l'échangeur de chaleur.....	44
Figure IV.5. Banc d'essai de l'échangeur de chaleur à double tube concentrique.....	45
Figure IV.6. Thermomètre à affichage numérique.....	47
Figure IV.7. Isolant thermique.....	47
Figure IV.8. Variation du coefficient d'échange global en fonction du débit pour les deux arrangements co-courant et contre-courant (cas échangeur lisse).....	59
Figure IV.9. La variation de l'efficacité en fonction du débit pour les deux arrangements co-courant et contre-courant (cas échangeur lisse).....	60
Figure IV.10. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds dans un écoulement Co-courant pour différents pas, (diamètre du fil=1.5mm).....	61
Figure IV.11. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds dans un écoulement Contre-courant pour différents pas,(diamètre du fil=1.5mm).....	61
Figure IV.12. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du pas (diamètre du fil=1.5mm) pour les deux arrangements.....	62
Figure IV.13. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds pour l'écoulement co-courant pour différents diamètres.....	63
Figure IV.14. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds pour l'écoulement contre-courant pour différents diamètres.....	63
Figure IV.15. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds pour différents matériaux du fil de même diamètre circulation co-courant.....	64
Figure IV.16. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds pour différents matériaux du fil de même diamètre circulation contre-courant.....	65
Figure IV.17. Variation du rapport de l'efficacité en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de fil enroulé (d=2.5mm).....	66
Figure IV.18. Variation du rapport de Nusselt par rapport en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de bobine (d=2.5mm).....	67

Chapitre I

Tableau I.1. les différents types des bobines de fils.....	05
---	----

Chapitre II

Tableau II.1. Domaine d'application de chacune de ces techniques d'intensification.....	26
--	----

Chapitre III

Tableau III.1. Les valeurs des résistances d'encrassement.....	40
---	----

Chapitre IV

Tableau IV.1. Dimensions des tubes composant l'échangeur de chaleur.....	46
---	----

Tableau IV.2. Les Types des fils enroulés.....	46
---	----

Tableau IV.3. Résultats de la circulation co-courant sans fil.....	48
---	----

Tableau IV.4. Résultats de la circulation contre-courant sans fil.....	48
---	----

Tableau IV.5. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88m.....	49
--	----

Tableau IV.6. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88m.....	49
--	----

Tableau IV.7. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11m.....	49
--	----

Tableau IV.8. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11m.....	49
--	----

Tableau IV.9. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94 m.....	50
---	----

Tableau IV.10. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94 m.....	50
--	----

Tableau IV.11. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.....	50
--	----

Tableau IV.12. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.....	51
--	----

Liste Des tableaux

Tableau IV.13. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m.....	51
Tableau IV.14. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé2.90 m.....	51
Tableau IV.15. Résultats de la circulation co-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas15 mm, et longueur du fil enroulé4.05 m.....	51
Tableau IV.16. Résultats de la circulation contre-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.....	52
Tableau IV.17. Résultats de la circulation co-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m.....	52
Tableau IV.18. Résultats de la circulation contre-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m.....	52
Tableau IV.19. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant sans fil.....	55
Tableau IV.20. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant sans fil.....	55
Tableau IV.21. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88m...	55
Tableau IV.22. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88m.....	55
Tableau IV.23. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11m...	56
Tableau IV.24. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11m.....	57
Tableau IV.25. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94m...	57
Tableau IV.26. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94m.....	57
Tableau IV.27. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m...	57

Liste Des tableaux

Tableau IV.28. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.....	57
Tableau IV.29. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé2.90 m..	57
Tableau IV.30. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m.....	57
Tableau IV.31. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.....	57
Tableau IV.32. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m...	58
Tableau IV.33. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé2.90 m.....	58
Tableau IV.34. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé2.90 m....	58

Nomenclature

Alphabet latin

- C : Capacités thermique (J/K).
- \dot{C} : Débits de capacité thermique (J/K.S).
- C_p : Capacité thermique massique (J/kg.K).
- d : Diamètre (m).
- D_h : Diamètre hydraulique (m).
- E : Efficacité (-).
- h : Coefficient d'échange de chaleur par convection (W/m²K).
- K : Coefficient d'échange global (W/m²K).
- L : Longueur (m).
- \dot{m} : Débit massique (kg/s).
- NUT : Nombre d'unité de transfert (-).
- Nu : Nombre de Nusselt (-).
- P : pas du fil enroulé (m).
- Pr : Nombre de Prandtl (-)
- R : Le rapport des capacités thermiques (-).
- R_C : Résistance thermique de conduction (m². °C)/W.
- Re : Nombre de Reynolds (-).
- R_e : résistance d'encrassement (m². °C)/W.
- R_S : Résistance thermique superficielle (m². °C)/W.
- S : Surface d'échange (m²).
- S_p : Section de passage (m²).
- T : Température (°C).
- V : Vitesse (m/s).

Nomenclature

Lettres grecques

ρ : Masse volumique (kg/ m^3).

λ : Conductivité thermique (W/m.K).

μ : Viscosité dynamique (Pa.s)

ϕ : Flux thermique (W).

Indices

1 : Fluide chaud.

2 : Fluide froid.

E : Entrée.

exp : Expérimentale.

ext : Externe.

int : Interne.

M : moyenne.

max : maximum.

min : minimum.

P : Paroi.

S : Sortie.



Introduction générale

Introduction générale

Les échangeurs de chaleur sont des appareils largement utilisés dans de nombreuses applications de processus industriels tels que l'industrie agro-alimentaire, le chauffage et la ventilation, les industries chimiques, les raffineries, etc. Les performances de ces échangeurs thermique contribuent de manière significative à la performance globale des processus.

Au cours des dernières décennies, des efforts importants ont été déployés pour mettre au point des techniques d'amélioration du transfert de chaleur afin d'améliorer les performances globales des ces appareils. L'intérêt pour ces techniques est étroitement lié aux prix de l'énergie et, avec la hausse actuelle des coûts de l'énergie, on s'attend à ce que le domaine de l'amélioration du transfert de chaleur passe par une nouvelle phase de croissance.

L'amélioration du transfert de chaleur est un processus d'augmentation du taux de transfert de chaleur et des performances thermo-hydrauliques d'un système à l'aide de diverses méthodes. Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur sont utilisées pour développer le transfert de chaleur sans affecter de manière significative la réalisation globale des systèmes,

Les techniques d'amélioration peuvent être classées selon les critères suivants:

- des dispositifs supplémentaires incorporés dans un tube simple (bandes torsadées, bobines de fil.etc...).
- des techniques de tube non lisse telles que la modification de la surface d'un tubes lisses (tubes renforcés et tube avec fossette) ou fabrication de géométries de tubes spéciales (tubes à ailettes).

Dans des applications telles que l'industrie pétrochimique où des codes de spécifications sont requis, des dispositifs d'insertion peuvent être utilisés car ils ne modifient pas les propriétés mécaniques des tubes lisse. Ils peuvent être utilisés lorsqu'il est nécessaire d'augmenter le taux de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur existant: il n'est pas nécessaire de remplacer le faisceau de tubes et ils peuvent être installés lors d'un arrêt de routine de maintenance.

Les inserts à bobines métalliques sont actuellement utilisés dans des applications comme dispositifs de refroidissement d'huile, préchauffeurs ou chaudières à incendie. Ils présentent plusieurs avantages par rapport à d'autres techniques d'amélioration:

- faible coût.
- Installation et retrait faciles.
- Préservation de la résistance mécanique du tube ordinaire d'origine.
- Possibilité d'installation dans un échangeur de chaleur à tube lisse existant.

L'objectif de ce travail est la réalisation et l'intensification des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur à double tube concentrique.

Le manuscrit de ce mémoire est structuré en quatre chapitres et une conclusion générale :

- Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique couvrant les études théoriques et expérimentales réalisées sur l'intensification de l'échange de chaleur dans les échangeurs à double tube concentrique.
- Dans le deuxième chapitre des généralités sur les échangeurs de chaleur tels que : la définition, les critères de classement, les différents types, et les méthodes d'améliorations des échanges thermiques de ces appareils.
- Dans le troisième chapitre on donne les différentes méthodes de calcul des performances des échangeurs de chaleur.
- Le quatrième chapitre est consacré à la description de l'échangeur thermique réalisé ainsi que les expériences effectuées et les résultats déduits.
- Le manuscrit est clôturé par une conclusion générale.

Chapitre I

Synthèse Bibliographique

I.1.Introduction

L'échangeur de chaleur à double tube est l'un des types les plus simples des échangeurs de chaleur. Dans cet échangeur thermique l'un des fluides s'écoule dans le tube intérieur et l'autre fluide s'écoule dans l'espace annulaire. Pour intensifier les échanges dans ces appareils thermiques plusieurs méthodes ont été utilisé parmi lesquelles on cite les ailettes, les inserts, les surfaces rugueuses, les nano fluides etc...

Dans ce chapitre on donne quelques études réalisées sur l'intensification des échangeurs de chaleurs à double tube.

I.2.Revues bibliographiques

Yukitsugu et al. [1] Les auteurs ont mené des expériences pour étudier l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube circulaire en utilisant une bobine de fil comme turbulateur. Ils ont présenté les effets de la longueur et de la segmentation de la bobine de fil. Les expériences sont conduites avec trois longueurs de bobines de fil différentes (1000, 500 et 300 mm). Les bobines de fil utilisées pour mesurer l'effet de la segmentation sont de trois types différents mais de même surface (500 mm x 1, 100 mm x 5 et 50 mm x10) comme il est montré dans le tableau (1.1). Les bobines de fil sont en cuivre de diamètre 1,5 mm ayant P/d = 10. Le fluide de test est de l'eau.

Tableau I.1.les différents types des bobines de fils [1].

Type	l [mm] × N	Turbulators
C 1000 L	1,000 × 1	
C 0500 L	500 × 1	
C 0300 L	300 × 1	
C 3002 S	300 × 2	
C 1005 S	100 × 5	
C 0510 S	50 × 10	

Les conclusions suivantes ont été obtenues dans cette gamme expérimentale :

- Pour le rapport entre la longueur de la bobine de fil et la section d'essai, le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la longueur de la bobine de fil

La corrélation de transfert de chaleur est obtenue par l'équation :

$$Nu_H = 0.227 \cdot \left(\frac{l}{L}\right)^{1.6} \cdot Re_H^m \cdot Pr^{1/3}$$

$$m = 0.64 \cdot \left(\frac{l}{L}\right)^{-0.186}$$

$$1,800 < Re_H < 10^4$$

- L'effet de la longueur et de la segmentation a été à peine reconnu dans la région du nombre de Reynolds inférieur, et la corrélation a été obtenue sous la forme d'une équation :

$$Nu_H = 0.0234 \cdot Re_H^{0.96} \cdot Pr^{1/3}$$

$$80 < Re_H < 600$$

Rennie et al. [2] Un échangeur de chaleur hélicoïdal à double tube a été modélisé numériquement pour les caractéristiques d'écoulement laminaire de transfert de chaleur, sous différents débits de fluide. Deux diamètres de tubes différents ont été utilisés. Les coefficients de transfert de chaleur globaux ont été calculés pour un écoulement co-courant et à contre-courant.

Les auteurs ont observé que :

- Le coefficient de transfert de chaleur global accroît avec l'accroissement du nombre de Dean interne.
- La résistance thermique totale est largement dominée par l'espace annulaire, ce qui indique que dans la conception de ce type d'échangeur de chaleur l'espace annulaire est la zone qui devrait concevoir le plus d'attention pour améliorer d'une façon considérable l'efficacité du transfert thermique.

Ils ont donné une nouvelle corrélation du nombre de Nusselt pour l'espace annulaire cette corrélation est de forme linéaire en fonction du nombre de Dean.

$$Nu = 0.075De + 5.36$$

Ibrahim. [3] Une étude expérimentale a été réalisée pour déterminer l'effet de la fixation des anneaux près de la paroi et de l'espacement des anneaux elliptiques sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement dans la plage du nombre de Reynolds de 10 000 à 32464 pour un flux de chaleur uniforme dans un tube elliptique. Dans cette étude, le flux thermique constant est utilisé pour évaluer la performance globale de cinq espacements différents : ($P = d / 2, d, 3d / 2, 2d$ et $3d$) et les conclusions suivantes ont été tirées :

- Dans tous les cas, le nombre de Nusselt augmente et le facteur de friction diminue avec le nombre de Reynolds. Le nombre de Nusselt et le facteur de frottement les plus élevés sont obtenus avec un espacement des anneaux de $p = d / 2$.
- Le nombre de Nusselt et le facteur de friction augmentent à mesure que l'espacement des anneaux diminue.
- Pour tout l'espacement entre les anneaux, les taux d'amélioration globaux sont supérieurs à l'unité pour tous les cas ayant fait l'objet de cette étude.
- Le frottement du fluide domine le transfert de chaleur, de sorte que l'utilisation de ces bagues avec un espacement de $d / 2$ n'est pas avantageuse du point de vue thermodynamique du fait de l'amélioration du transfert de chaleur.
- La meilleure amélioration globale est obtenue pour l'espacement anneau de $3d$.
- Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement basé sur les données expérimentales actuelles ont été introduites pour une utilisation pratique.
- À $P = d / 2$, l'augmentation du nombre de Nusslet est d'environ 18,5% à 23,4%, tandis que le facteur de frottement est supérieur à un tube circulaire d'environ 8% à 13%.

Liu et sakr. [4] Cet article passe en revue des travaux expérimentaux et numériques entrepris par les chercheurs sur cette technique depuis 2004, tels que bandes torsadées, bobines de fils, générateurs de flux tourbillonnaires, etc. afin d'améliorer l'efficacité thermique dans les échangeurs thermiques et utiles aux concepteurs mettant en œuvre des techniques d'augmentation passive dans les échanges thermiques. Les auteurs ont découvert que les inserts en ruban torsadé de différentes manières développées sont très recherchés et utilisés pour renforcer l'efficacité du transfert de chaleur pour les échangeurs de chaleur. Les autres techniques utilisées pour des environnements de travail spécifiques sont étudiées dans cet article. Les inserts en ruban torsadé fonctionnent mieux en flux laminaire qu'en flux turbulent. Cependant, les autres techniques passives telles que les nervures, la buse conique et la bague

conique, etc., sont généralement plus efficaces dans le flux turbulent que dans le flux laminaire.

Aghayari et al. [5] Ont mené une étude expérimentale pour montrer l'effet du nano fluide Al_2O_3 -eau sur la performance du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à double tube concentrique à contre-courant en régime turbulent, pour différentes concentrations des nanoparticules dans le fluide de travail. Ils ont conclu que :

- L'utilisation de nano fluide Al_2O_3 -eau augmente le coefficient de transfert de chaleur par rapport au fluide pur.
- La conductivité thermique des nano-fluides augmente avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules en volume.

Al-kayiem et al-habeeb. [6] Cet article présente et discute les résultats obtenus à partir de mesures expérimentales effectuées en installant des promoteurs de turbulence, ayant une configuration en nervure, sur la surface interne de l'anneau à flux froid d'un échangeur de chaleur à double tube à contre-courant. Les promoteurs ont été sélectionnés pour le rapport (e / D_h) égal à 0,107 et (p / e) égal 10 et 15 [e : hauteur de nervure, D_h : diamètre hydraulique et p : le pas entre les nervures]. Le flux annulaire a été étudié dans une plage de nombres de Reynolds allant de 2000 à 20 000. Les données mesurées ont permis d'estimer le facteur de frottement, le nombre de Reynolds et le nombre de Stanton de chaque cas afin d'analyser l'amélioration des performances de l'échangeur de chaleur à double tube. Les résultats ont montré que l'amélioration du transfert de chaleur, exprimée en nombre de Stanton, était combinée à une légère croissance de la perte de charge due à une augmentation des valeurs du facteur de friction. Dans les plages testées de (e/D_h) et Re , l'indice de performance indiquait une amélioration d'environ 1,3 à 1,8 au cas du rapport $p/e = 10$.

Zohir et al. [7] Une étude expérimentale a été réalisée pour améliorer le coefficient de transfert de chaleur en insérant un fil métallique enroulé autour de la surface extérieure du tube interne de l'échangeur de chaleur à double tube. Des fils isolés, de section circulaire de 2 mm de diamètre, formant une bobine de pas différents (5, 6, 12 et 20 mm), ont été utilisés comme turbulateurs. L'étude porte sur le débit d'eau turbulent dans un échangeur de chaleur à double tube avec de l'eau froide dans l'espace annulaire pour les écoulements en parallèle et en contre-courant. Les expériences ont été effectuées pour des nombres de Reynolds allant de

4000 à 14000. Les résultats expérimentaux révèlent que l'utilisation des fils circulaires enroulés entraîne une augmentation considérable des coefficients de transfert de chaleur par rapport à un tube à paroi lisse pour les flux d'eau parallèles et à contre-courant. Le nombre moyen de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds et le pas. L'amélioration la plus élevée étant observée avec un nombre de Reynolds de 13 160 et un pas de 20 mm pour le contre-courant. Des nouvelles corrélations pour les nombres moyens de Nusselt à différents pas sont fournies.

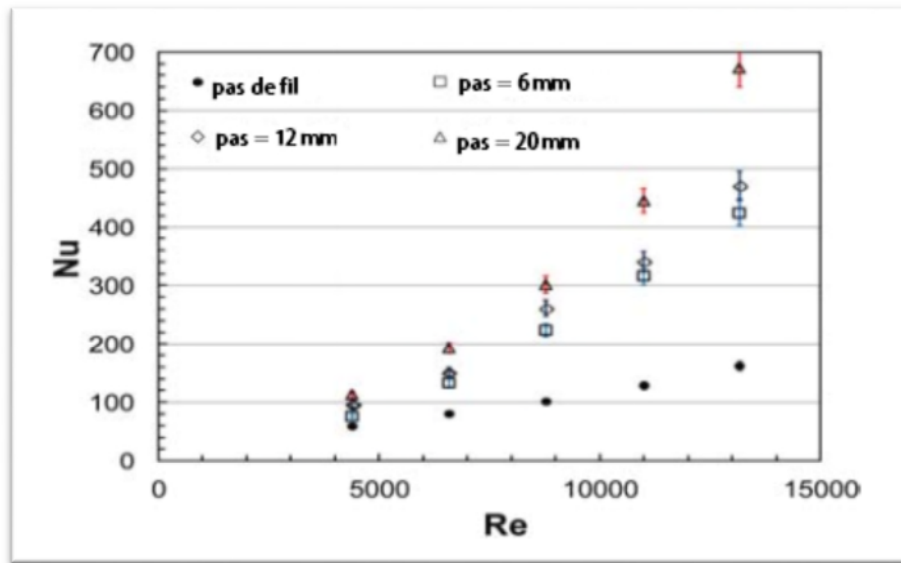


Figure I.1. Variation du nombre moyen de Nusselt en fonction de Reynolds dans un écoulement parallèle avec et sans fil enroulé et pour différents pas [7].

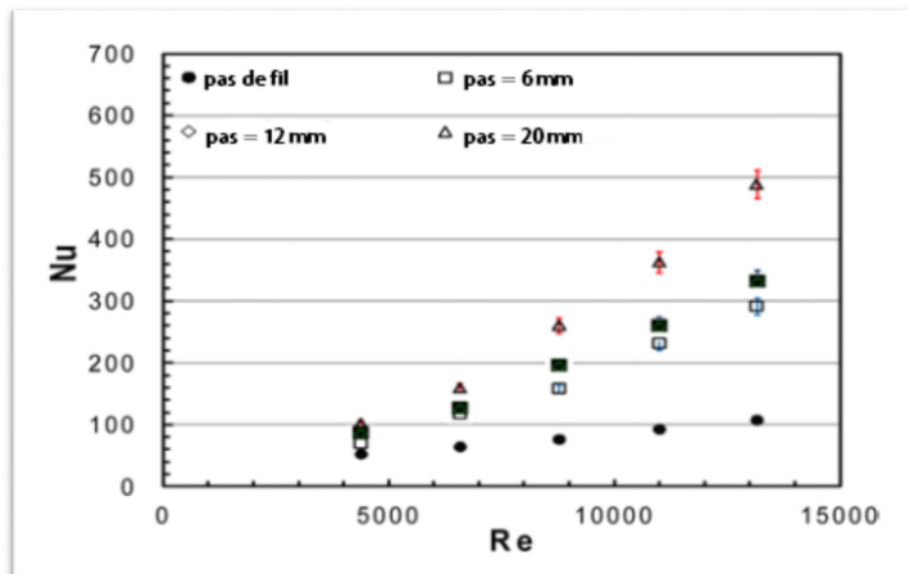


Figure I.2. Variation du nombre moyen de Nusselt en fonction de Reynolds dans un écoulement contre-courant avec et sans fil enroulé et pour différents pas [7].

Sreenivasalu et al. [8] Cette étude est réalisée pour analyser, la conception et les performances d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique avec des ailettes rectangulaires droites du côté de l'anneau sont analysées numériquement. Un modèle de dynamique des fluides numérique (CFD) a été réalisé pour étudier la variation du coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge en fonction du débit du côté de l'anneau de l'échangeur de chaleur à double tuyau pour différentes configurations. L'étude est effectuée pour différentes valeurs de débit massique et du nombre d'ailettes (6et8).

Les résultats numériques ont d'abord été validés avec les résultats expérimentaux pour un simple échangeur thermique à double tuyau. Ensuite, les résultats du modèle CFD ont été validés avec des ailettes rectangulaires.

Les résultats des ailettes rectangulaires du côté de l'anneau (fluide froid) entraînent une augmentation du taux de transfert de chaleur et des pertes de pression par rapport à un échangeur de chaleur à double tuyau ordinaire.

Ils ont montré que la performance (coefficient d'échange) et la perte de charge augmente avec le débit massique et le nombre des ailettes.

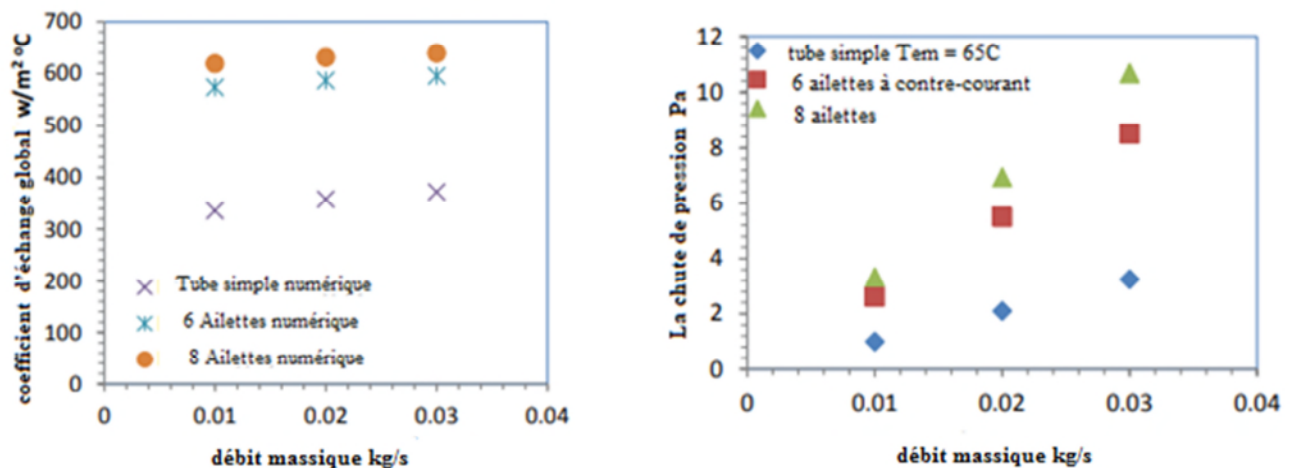


Figure I.3. Variation du coefficient d'échange de chaleur et pertes de charge en fonction du débit massique [8].

Sarmad. [9] A réalisé des études expérimentales des caractéristiques de transfert de chaleur et de facteur de friction d'un échangeur thermique à double tube équipé de déflecteurs en disque semi-circulaires insérés espacés de 15 cm et de 45 cm pour un écoulement turbulent. Les conclusions suivantes pourraient être faites :

- Le coefficient de transfert de chaleur et le facteur de friction augmentent avec la diminution de l'espacement des déflecteurs par rapport au tube lisse.

- Le déflecteur en disque semi-circulaire inséré (15 et 45) cm prouve le taux de transfert de chaleur respectivement de 1,9 et 1,3 fois celui du tube lisse.
- Un bon accord est obtenu entre les résultats expérimentaux et la nouvelle corrélation du nombre de Nusselt et du facteur de frottement pour la chicane à disque semi-circulaire insérée.
- Le rapport de performance pour le déflecteur inséré est supérieur à l'unité, L'amélioration des économies d'énergie permet donc de valider la capacité des expressions proposées à prédire le comportement d'applications pratiques.

Hashim. [10] Dans son travail montre les résultats obtenus par des recherches expérimentales sur l'augmentation du transfert de chaleur, par écoulement turbulent dans un conduit hexagonal horizontal équipé de tabulateurs à bobines combinées et d'un générateur de tourbillon à bande torsadée perforée. L'eau est utilisée comme fluide de travail pour les nombres de Reynolds compris entre 2480 et 9922, dans des conditions limites de flux thermiques de paroi constants. Dans cette étude, deux dispositifs de transfert de chaleur à valorisation améliorée sont utilisés. L'un est le rapport de pas de bobine à deux fils, qui varie constamment / périodiquement, et qui est organisé en deux formes différentes ; I-bobine (arrangement du rapport de pas de bobine croissant) et ID-bobine (disposition du rapport de pas de bobine croissante / décroissante). L'autre type d'inserts est la bande torsadée perforée à rapport de torsion constant ($Y = 5,3$) et porosité $PR = 4,5\%$ placée au cœur du fil de la bobine voir (Figure 1.4).

Les données expérimentales obtenues pour chaque dispositif d'amélioration sont comparées à celles obtenues à partir du canal lisse ainsi qu'à partir de la littérature disponible pour assurer la validation des résultats expérimentaux. Les résultats montrent que le processus de transfert de chaleur a été amélioré en utilisant des inserts combinés à enroulement de fil et à ruban torsadé ou en utilisant chacun d'eux seul avec un conduit simple. Le facteur de performance thermique le plus élevé d'environ 2,18 est obtenu en utilisant ID-bobine en commun avec le taraudage.

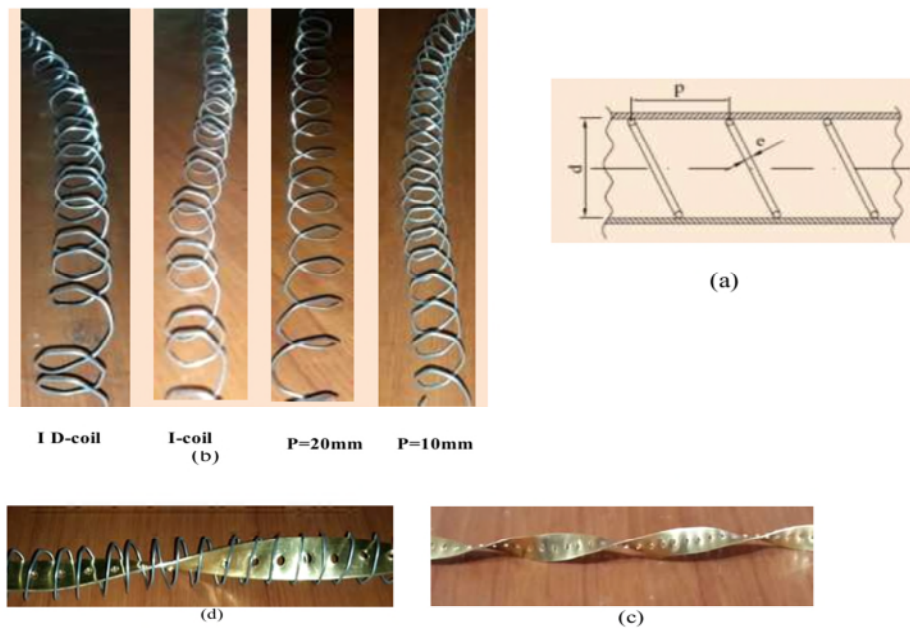


Figure I.4. Les différentes formes de turbulateurs [10].

Tamna et al. [11] Une étude expérimentale est réalisée sur les caractéristiques thermiques dans un tube rond à flux de chaleur constant muni d'une bande torsadée à double nervure en V pour un écoulement turbulent, Re varie de 5300 à 24 000. Le transfert de chaleur et la perte de charge les plus importants des inserts en ruban torsadé à nervures en V se situent au niveau du plus grand BR ($BR=b/D$ rapport de blocage) voir Figure 1.5. La valeur Nu se situe dans la plage de 1,56 à 2,3 fois, tandis que la valeur f est de 2,06 à 4,94 fois supérieure au tube normal pour le ruban torsadé à nervures en V. Le tube inséré avec du ruban torsadé à nervures en V à $BR = 0,19$ donne les valeurs les plus élevées de Nu et f . Cependant, le ruban torsadé à nervures en V à $0,09 = BR$ donne le η le plus élevé autour de 1,4. Par conséquent, l'utilisation de la bande torsadée à nervures en V est un dispositif d'amélioration prometteur dans l'amélioration du transfert de chaleur dans un système de tube de chauffage / refroidissement.

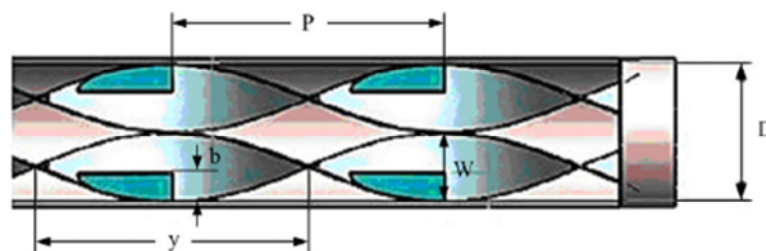


Figure I.5. Dimensions des rubans torsadés à nervures [11].

Keklikcioglu et Ozceyhan. [12] Cette étude porte à la fois sur des recherches récentes et importantes sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'aide de rubans torsadés et d'inserts en fil enroulé dans les zones d'écoulement laminaire et turbulent. La plupart des études portant sur les inserts en ruban torsadé et en fil enroulé mettent l'accent sur l'augmentation du taux de transfert de chaleur et du frottement ou de la perte de charge du fluide. L'objectif principal de concevoir un échangeur de chaleur est d'améliorer le transfert de chaleur sans causer plus de perte de charge.

En fin, les conclusions suivantes peuvent être tirées de cette étude de synthèse :

- Les inserts en ruban torsadé et en fil enroulé peuvent être utilisés avec un écoulement de nano fluide pour éliminer la perte de charge de pression.
- La plupart des chercheurs ont orienté leurs efforts pour trouver une meilleure configuration des nervures internes afin de déterminer la perte de charge minimale et le transfert thermique maximal.
- Les inserts de bande torsadés montrent généralement de meilleures performances dans la région d'écoulement laminaire.
- Les insertions de ruban torsadées entraînent des pertes de charge élevées dans les zones turbulentes et ne sont donc pas efficaces pour améliorer les performances thermo hydrauliques.
- Le fil enroulé offre de meilleures performances pour créer un flux tourbillonnant à l'intérieur du tube.
- Lorsque la pénalité de chute de pression est prise en compte, les insertions de fil spiralé présentent de meilleures performances que les insertions de ruban torsadé.
- La configuration et les propriétés physiques des inserts sont les paramètres les plus importants pour améliorer les performances thermo hydrauliques globales d'un échangeur de chaleur.

Venkata et Gollamudi. [13] Leur travail porte sur l'estimation du transfert de chaleur, de la perte de charge et du coefficient de transfert thermique global pour différents débits massiques dans un échangeur thermique à double tube avec et sans bande de géométries différentes. Le transfert de chaleur du fluide chaud augmente avec l'augmentation du débit massique et du nombre de Reynolds. Il existe une amélioration supplémentaire avec l'insertion des bandes carrées et circulaires de différentes tailles. La perte de charge augmente avec le débit massique et la taille des bandes

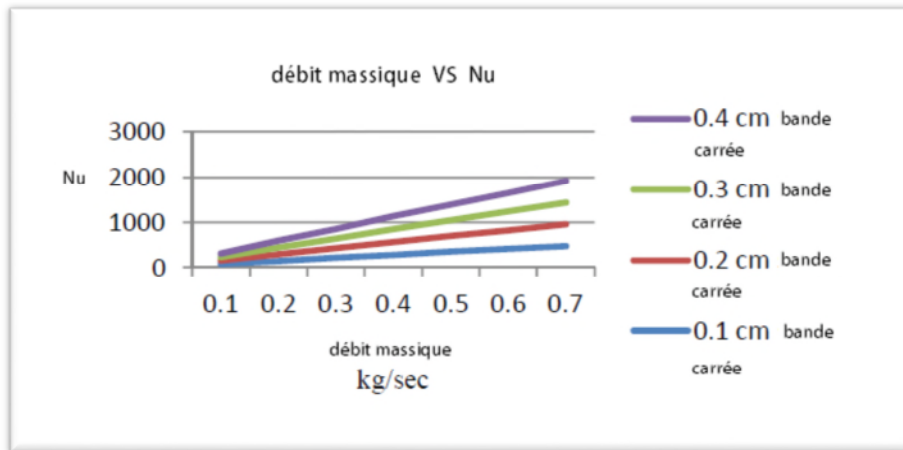


Figure I.6. Variation du nombre Nusselt côté eau chaude en fonction des différents débits [13].

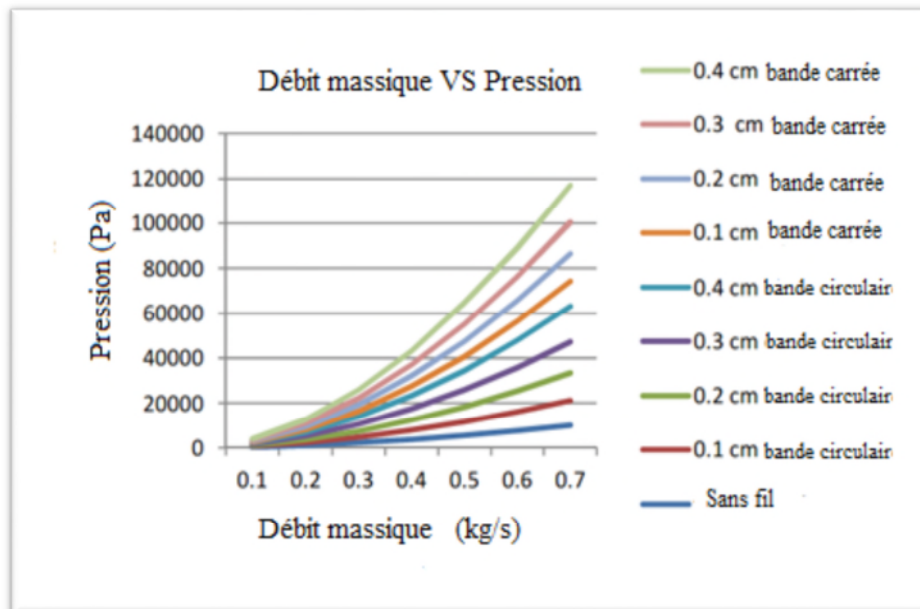


Figure I.7. Comparaison de la pression côté eau chaude pour différents débits massiques et différentes géométries [13].

Jalil et Goudarsi. [14] dans cet article, l'effet des différents inserts de tubes avec divers paramètres de géométrie sur l'écoulement turbulent dans l'évaporateur du refroidisseur à absorption à simple effet a été étudié expérimentalement. Les expériences ont été réalisées avec plusieurs inserts de tubes, y compris des bobines de fil (S1, S2, S3), des bobines de fil modifiées (GS1, GS2, GS5), classiques modifiées (TW) et papillon (BT) (voir figure 1.8) pour un débit massique variable de (0,167 à 0,583 kg s⁻¹). Dans tous les cas, l'utilisation d'inserts entraîne une augmentation considérable du transfert de chaleur et de la perte de charge sur l'évaporateur sans insert. Le facteur de performance le plus élevé est de 1,78 a été

atteint pour les inserts de forme papillon par rapport aux autres. Dans tous les cas et pour tous les nombres de Reynolds, les facteurs de performance sont meilleurs par rapport à l'évaporateur sans insert, et ces techniques sont favorables à l'amélioration du transfert de chaleur.

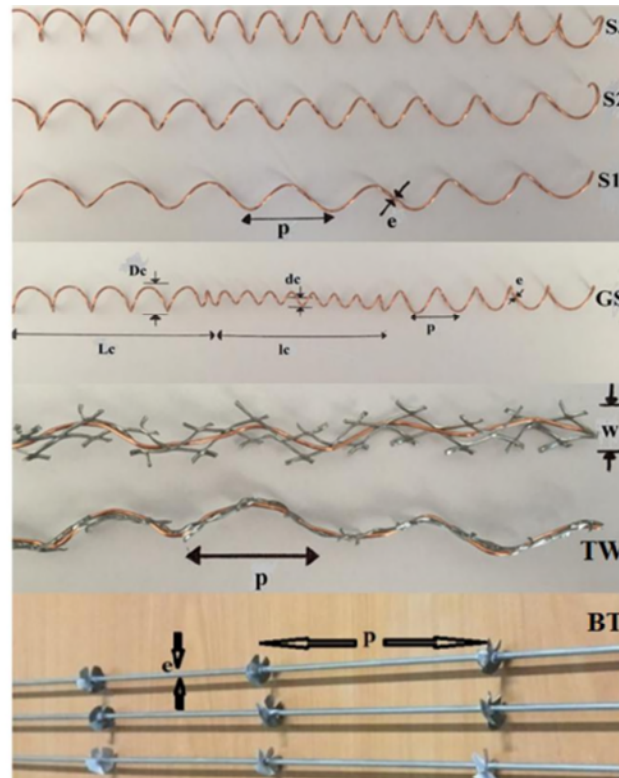


Figure I.8. Les différents types d'inserts [14].



Généralités sur l'échangeur de chaleur

II.1. Introduction

L'échangeur thermique utilisé depuis longtemps dans l'industrie agro-alimentaire, il a actuellement de nombreuses applications, généralement dans l'industrie, mais également dans l'habitat (particulièrement le conditionnement d'air, la réfrigération, le chauffage et la climatisation) ou dans les transports (refroidissement des moteurs).

II.2. Définition d'un échangeur de chaleur

L'échangeur thermique est un appareil qui permet d'échanger de la chaleur entre deux fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et un fluide froid afin qu'ils se trouvent à la même température. Au cours du processus, un des fluides pourra changer de phase (condensation, évaporation). Il peut être intégré dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement [15].

II.3. Critères de classement des échangeurs thermiques

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

II.3.1. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [16] :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

II.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [16].

II.3.3. Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants [16] :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs-condenseurs.

II.3.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

- Echangeur Compact $> 700\text{m}^2/\text{m}^3$
- Echangeur Non Compact $< 700\text{m}^2/\text{m}^3$

II.3.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi [16] :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

II.3.6. Classification selon le sens d'écoulement

Les échangeurs peuvent être classés en deux classes ; les échangeurs à simple passe et les échangeurs à multi passage.

II.3.6.1. Les échangeurs de chaleur à simple passe

On peut distinguer plusieurs modes d'écoulement différents.

- Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens (ou à co-courant).
- Ecoulement des deux fluides parallèles et de sens contraire (ou à contre-courant).

- Ecoulement des deux fluides croisés les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre.

II.3.6.2. Les échangeurs de chaleur à multi passage

La passe représente un pas de circulation en aller-retour parallèle dans l'échangeur.

L'un des majeurs avantages du multiple passe est l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur, mais avec l'augmentation de la pression du côté multi passe.

II.4. Principaux types d'échangeur de chaleur

On peut classer les échangeurs de chaleur en trois grandes familles qui sont énumérer ci-dessous :

- Les échangeurs par mélange ou à contact direct :
 - Fluide intimement mélangé
 - Les désurchauffeurs de vapeur.
 - Les dégazeurs.
 - Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée.
 - Les ballons de détente de purges.
- Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus :
 - La surface d'échange est alternativement mise en contact.
 - Avec le fluide froid et le fluide chaud.
 - Réchauffeurs d'air rotatifs.
- Les échangeurs continus :

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange.

 - Echangeurs tubulaires
 - Echangeurs à plaques
 - Echangeurs à ailettes

II.4.1. Echangeurs tubulaires

Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enferme dans une enveloppe appelée calandre ou bien un échangeur tube à ailettes [17].

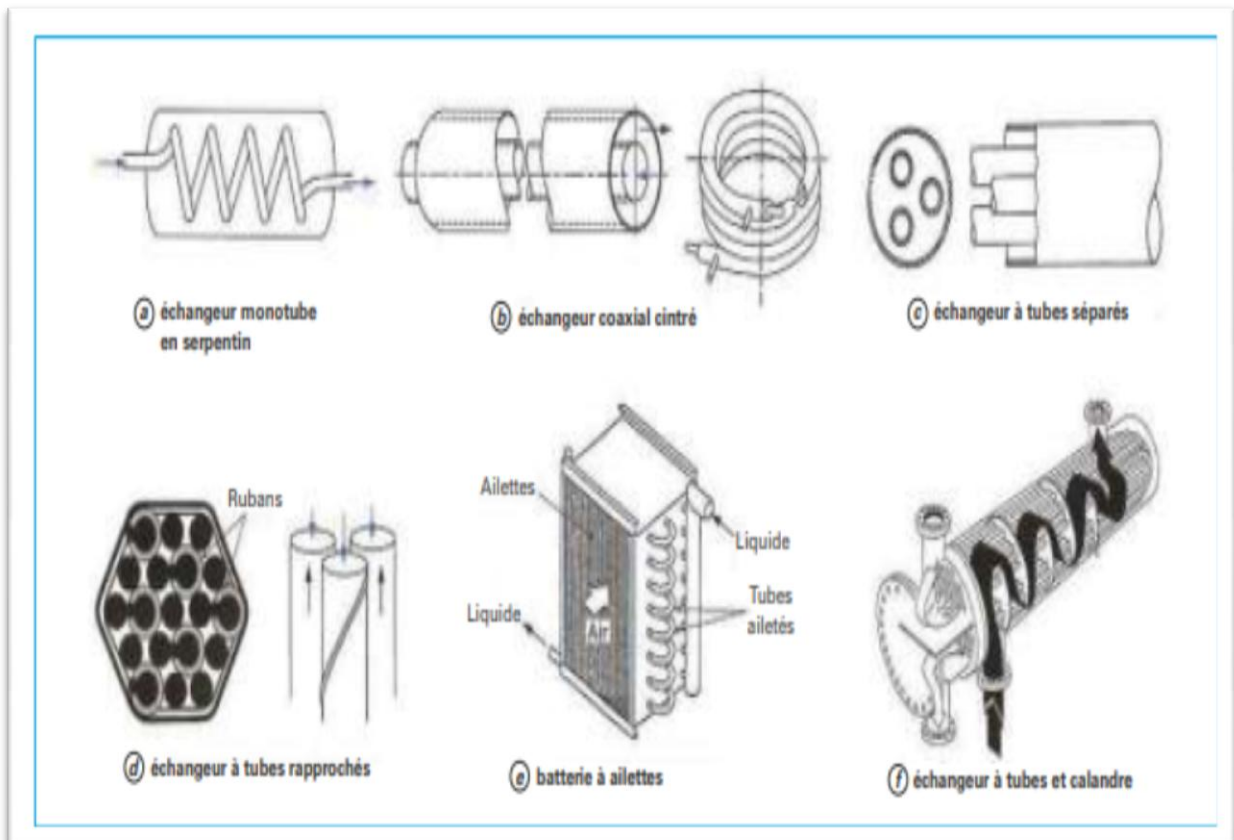


Figure II.1. Divers types d'échangeurs tubulaires [18].

II.4.1.1. Echangeurs à double tubes

Il est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur.

- Si l'écoulement des deux fluides parallèles est de même sens, il s'agit d'échangeurs dits à Co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud.
- Si l'écoulement des deux fluides parallèles est de sens contraire, il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la

température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

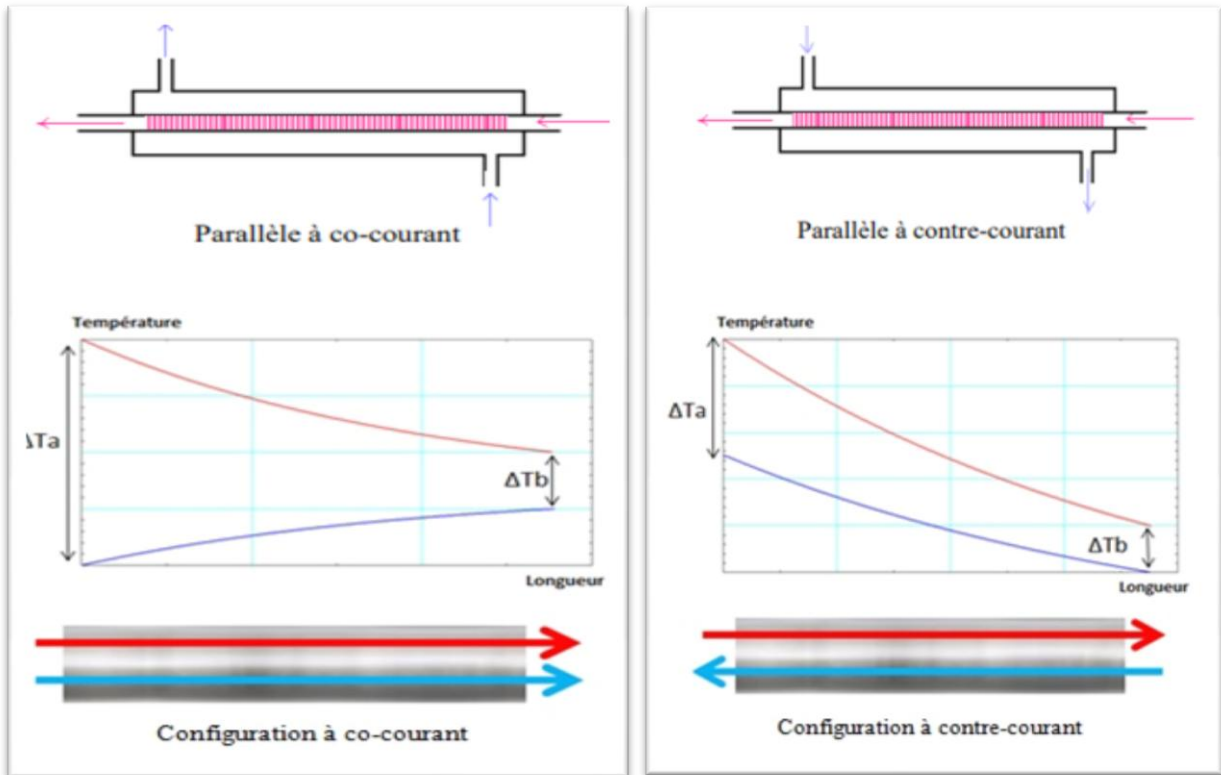


Figure II.2. Echangeur de chaleur à double tube à configuration co-courant et à contre -courant [19].

II.4.1.2. Echangeurs à faisceau tubulaires

En ce qui concerne les échangeurs à faisceau de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes le faisceau rectiligne et le faisceau en U, ce dernier mieux adapté aux forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes. L'implantation de chicanes transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échangé. Il n'y a pas de règles générales pour fixer la disposition relative des circuits chaud et froid. On fera plutôt circuler le fluide chaud dans les tubes si on veut limiter les déperditions thermiques ; de même la circulation en tubes sera recommandée s'il s'agit d'un fluide agressif. Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans la circulation des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs [17].

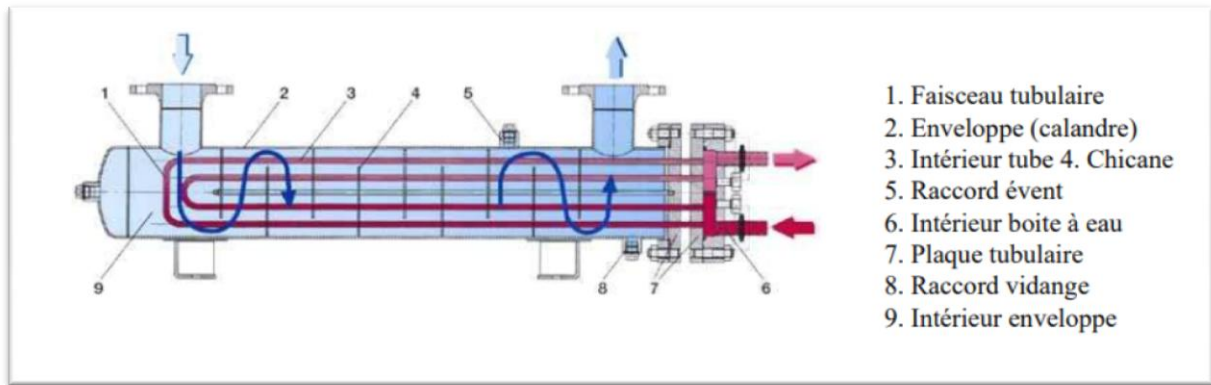


Figure II.3. Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire [17].

II.4.2. Echangeur à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces interplaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lors des utilisations nécessitant des puissances importantes [17].

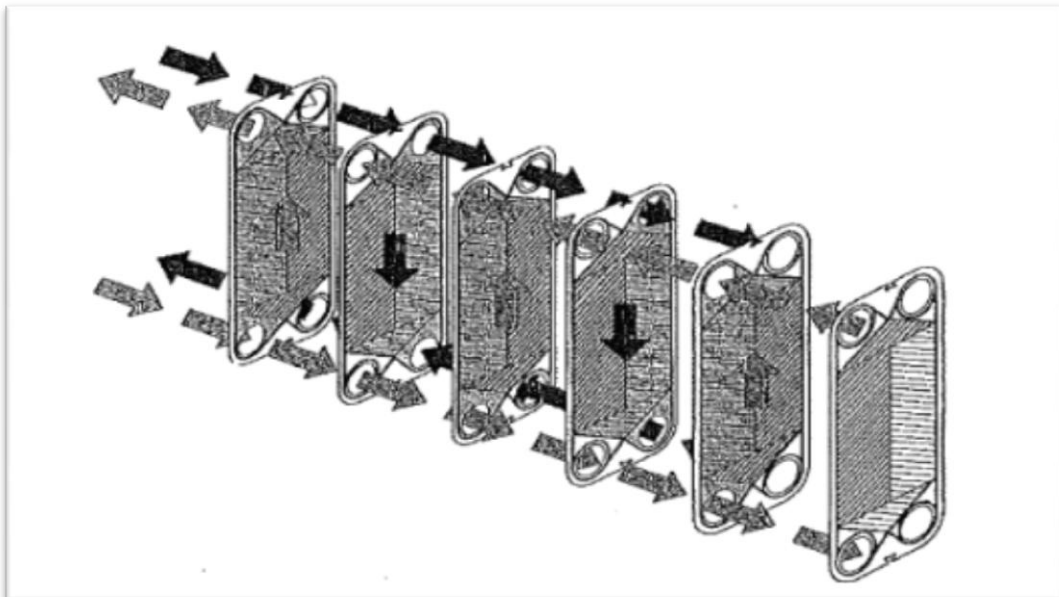


Figure II.4. Echangeurs à plaques [17].

II.5. Intensification des échanges thermiques

L'amélioration du transfert de chaleur est un processus d'augmentation du taux de transfert de chaleur et des performances thermo-hydrauliques d'un système à l'aide de diverses méthodes. Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur sont utilisées pour développer le transfert de chaleur sans affecter de manière significative la réalisation globale des systèmes.

Des méthodes d'amélioration du transfert de chaleur existent sur trois classifications générales, passives, actives et composées. Les méthodes actives nécessitent une alimentation externe pour entrer dans le processus ; En revanche, les méthodes passives ne nécessitent aucune énergie supplémentaire pour améliorer les performances thermo-hydrauliques du système. En outre, les deux méthodes actives et plus passives peuvent être utilisées ensemble et est appelée méthode composée, qui est utilisée pour produire une augmentation plus élevée que l'utilisation indépendante d'une méthode passive ou active.

II.5.1. Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur des échangeurs thermiques

➤ **Méthodes passives [12]**

Dans les méthodes passives, aucun pouvoir externe n'est requis ; au lieu de cela, la géométrie ou la surface du canal d'écoulement est modifiée pour augmenter les performances thermo-hydrauliques des systèmes. Les inserts, les nervures et les surfaces rugueuses sont utilisés pour favoriser le mélange de fluide et la turbulence dans l'écoulement, ce qui entraîne une augmentation du taux de transfert de chaleur global. Les méthodes passives présentent également certains avantages par rapport aux autres méthodes d'amélioration du transfert de chaleur telles que le faible coût, la production et l'installation faciles.

➤ **Méthodes actives [12]**

Les méthodes actives sont plus complexes que les méthodes passives dans l'expression de la conception et de l'application en raison de la nécessité d'une énergie externe pour ajuster le débit du fluide afin d'obtenir une amélioration du rendement thermique. Fournir de l'énergie externe dans la plupart des applications n'est pas facile. Pour cette raison, l'utilisation de méthodes actives dans des domaines scientifiques est limitée.

➤ **Méthodes composées**[12]

Une méthode composée consiste en la combinaison de plusieurs méthodes d'amélioration du transfert de chaleur (actives et passives) pour augmenter les performances thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur.

II.5.2. Les différentes techniques d'intensification [18]
















Les différentes techniques d'intensification effectivement utilisées peuvent être classées en différentes catégories :





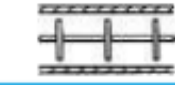

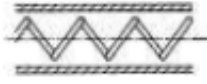



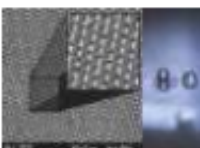
- la modification de la nature de la surface des parois d'échange par des revêtements, ou dépôts de couche mince continue ou non : par exemple, une amélioration significative de la condensation de vapeur d'eau est réalisée grâce au dépôt d'une couche continue hydrophobe sur la paroi qui favorise une condensation en gouttes. La modification de la nature de la surface concerne la condensation et l'évaporation, mais n'a pas d'application en écoulement en simple phase.
- la modification de l'état de surface des parois d'échange (porosité ou rugosité) : la rugosité, uniforme, du type grain de sable, ou non uniforme, est un promoteur efficace de turbulence et permet un transfert accru de chaleur à proximité de la paroi dans les différents modes de transfert de chaleur
- l'extension de surface avec l'utilisation d'ailettes lisses, ondulées, discontinues, solution retenue depuis de nombreuses années, pour les échangeurs travaillant avec des fluides médiocres caloporteurs (par exemple, l'air).
- la mise en place de dispositifs créant un écoulement rotatif ou secondaire. Différentes géométries d'insert dans des tubes sont susceptibles de transformer un écoulement axial en un écoulement rotatif ou de générer des écoulements secondaires.
- la mise en place de dispositifs favorisant le mélange des filets fluides s'écoulant dans le cœur de l'écoulement et à proximité de la paroi. Ces inserts sont particulièrement utilisés avec les écoulements laminaires en simple phase.
- la modification de la géométrie de la paroi d'échange avec des ondulations ou des rainures pour produire un effet capillaire par drainage de la phase liquide du fait des forces capillaires qui s'y exercent. Ces surfaces sont utilisées avec des écoulements en double phase.

- d'autres techniques peuvent encore être mises en œuvre telles que des canaux tortueux pour favoriser le mélange des filets fluides, la nano structuration, pour modifier les propriétés de surface.
- des techniques actives comme la génération, à proximité des surfaces d'échange, de champs électriques ou ultrasonores perturbant les écoulements au voisinage de la paroi d'échange.

Le **tableau (II.1)** synthétise le domaine d'application de chacune de ces techniques d'intensification. Des exemples significatifs sont rapportés et les schémas correspondants sont représentés.

Tableau II.1. Domaine d'application de chacune de ces techniques d'intensification [18].

Méthode d'intensification	Échange en simple phase		Échange en évaporation	Échange en condensation	Figures
	Laminaire	Turbulent			
Revêtements	(4)	(4)	Surfaces à revêtements poreux	(4)	
			(4)	Surface avec revêtements hydrophobes	
Rugosité et porosité (1)	(4)	(4)	Surfaces à structures poreuses intégrales	(4)	   Thermoexcel E Gewa T Ailettes Gamma
	Plaques corruguées (essentiellement pour les liquides)		Plaques corruguées		
	(4)	Tubes à rugosité continue		 (doc. Wieland Thermal Solutions)	
	Tubes corrugués à rugosité discontinue (rugosité de forte amplitude)	Tubes à rugosité discontinue (rugosité de faible amplitude)		 (doc. Furukawa Electric co.)	
Extension de surface (2)	plaques à ailettes (essentiellement pour les gaz)		Plaques à ailettes	 (doc. Lytron Total thermal Solution)  (doc. Chart Industries, inc.)	
	Tubes à ailettes internes (essentiellement pour les liquides)				
	Tubes à ailettes externes (basses pour les liquides, hautes pour les gaz)	Tubes à ailettes externes basses Tubes lisses noyés dans une mousse métallique à forte porosité		   Ailettes hautes continues ou circulaires Ailettes basses	
Dispositifs à écoulement rotatif ou secondaire	Insert ruban torsadé			 	

Méthode d'intensification	Échange en simple phase		Échange en évaporation	Échange en condensation	Figures
	Laminaire	Turbulent			
Dispositifs à écoulement rotatif ou secondaire (suite)	Insert (en étoile à 5, 6 ou 12 branches)				 (doc. Wieland Thermal Solutions)
	(4)	Tubes à ailettes hélicoïdales			 (doc. SMP Tubes)
Dispositifs favorisant le mélange des filets fluides	Insert mélangeur Kenics	(4)	(4)	(4)	 (doc. Kenics)
	Insert mélangeur Heatex	(4)	(4)	(4)	
	Insert avec disques	(4)	(4)	(4)	
	Insert avec billes (sphères)	(4)	(4)	(4)	
	Insert ressort (fort diamètre de fil)	(4)	Insert ressort (faible diamètre de fil)		
	Insert ruban torsadé	(4)	(4)	(4)	(3)
Surface à effet capillaire	(4)	(4)	Tubes à rainures internes		 (doc. Wieland Thermal Solutions)
	(4)	(4)	(4)	Tubes à ailettes pyramidales	 Thermoexcel C
	(4)	(4)	(4)	Tubes ondulés (cannelés)	
Canaux à structure tortueuse	Canaux à structure 2D ou 3D	(4)	(4)	(4)	 (doc. Laser-Laboratorium Göttingen)
Surface nanostructurée	(4)	(4)	Création de sites de nucléation	Surface non mouillable	
Méthodes électriques	Ultrasons	Ultrasons	Ultrasons	Électrohydrodynamique	

- (1) Pour augmenter la rugosité, on peut également insérer un ressort de faible diamètre de fil plaqué contre la paroi.
- (2) Des inserts en étoile ou en ruban torsadé ayant un bon contact avec la paroi augmentent également la surface d'échange lors des échanges en évaporation et en condensation.
- (3) Dispositifs à écoulement rotatif ou secondaire.
- (4) Pas d'application.

II.6. Conclusion

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid, l'industrie utilise des techniques d'intensification qui permettent d'augmenter le terme $(K.S)$ (produit du coefficient d'échange global et la surface d'échange) de façon significative. Ainsi pour une puissance thermique constante, l'augmentation de K permet :

- de réduire la surface d'échange S , une réduction substantielle de la matière constituant la structure d'échange et du coût de l'appareil étant généralement obtenue.
- de réduire l'écart de température, d'accroître l'efficacité de l'appareil et donc de diminuer les coûts de fonctionnement.

La modification de la géométrie de la paroi d'échange s'accompagne, en plus d'une augmentation du coefficient d'échange de chaleur, d'un accroissement du facteur de frottement sur cette paroi : il est donc indispensable de déterminer simultanément pour toutes les surfaces à hautes performances les deux lois qui les caractérisent :

- la loi d'échange reliant le coefficient d'échange local K (ou un nombre adimensionnel associé comme le nombre de Nusselt ou de Stanton) et les paramètres influents comme la vitesse et les propriétés physiques du fluide, le diamètre hydraulique des canaux de l'échangeur, etc. (ou les nombres adimensionnels associés comme les nombres de Reynolds, de Prandtl, etc.).
- la loi de frottement (ou de perte de pression dans le cas d'écoulement diphasique) qui relie le facteur de frottement f (ou la perte de pression) aux paramètres influents tels que la vitesse et les propriétés physiques du fluide, le diamètre hydraulique, etc.

Chapitre III

Calcul de l'échangeur de chaleur à double tube

III.1. Introduction

Dans cette partie, on cite les différentes méthodes de calcul dans l'échangeur de chaleur à double tube concentrique. La performance d'un échangeur est évaluée à partir des trois nombres adimensionnels suivants : le rapport des capacités calorifiques, le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur.

III.2. Principes de calcul

Plusieurs types de calcul peuvent être envisagés. Les deux principaux sont les suivants :

III.2.1. Méthode du ΔT_{ML}

Méthode de différence de température moyenne logarithmique la détermination de la surface d'échange connaissant la puissance échangée Φ et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides (fluide chaud, T_{1e} , T_{1s} fluide froid, T_{2e} , T_{2s}) (figure III.1). Cette méthode est particulièrement bien adaptée au mode dimensionnement.

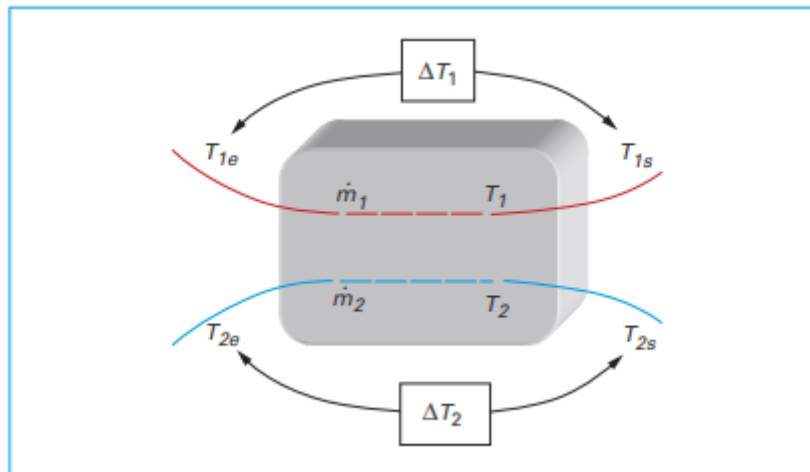


Figure III.1. Représentation schématique du quadripôle représentant un échangeur de chaleur [18].

III.2.1.1. Calcul de la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_{ML})

Si T_1 et T_2 sont les températures des deux fluides au droit de l'élément dS de la surface d'échange. Le flux thermique $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers dS peut s'écrire :

$$d\Phi = K (T_1 - T_2) dS \quad (\text{III.1})$$

Avec :

K : Coefficient d'échange global entre les fluides 1 et 2 situés de part et d'autre de la paroi d'échange.

La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$S = \int \frac{d\Phi}{K (T_1 - T_2)} \quad (\text{III.2})$$

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange en fonction des températures T_1 et T_2 dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue.

Pratiquement, l'intégration ne peut s'effectuer simplement qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- on définit une température moyenne caractéristique pour chaque fluide.
- on suppose constant le coefficient d'échange global K déterminé aux températures moyennes caractéristiques.

La surface d'échange s'obtient alors par la relation :

$$S = \frac{\Phi}{K \overline{\Delta T_{12}}} = \frac{\Phi}{K \Delta T_M} \quad (\text{III.3})$$

$\overline{\Delta T_{12}} = \Delta T_M$: La différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur.

$$\overline{\Delta T_{12}} = \Delta T_M = \frac{1}{S} \int_0^S (T_1 - T_2) dS \quad (\text{III.4})$$

Pour des écoulements co-courant et contre-courant, et dans le cas où le coefficient d'échange peut être considéré comme constant, cette différence moyenne de température est la différence de température moyenne logarithmique ΔT_{ML} ou DTML, cette quantité dépend de la configuration des écoulements.

Dans le cas où l'une des températures de sortie est inconnue, on utilise les équations du bilan thermique de l'échangeur :

$$\Phi = \dot{C}_1(T_{1e} - T_{1s}) \quad (\text{III.5})$$

$$\Phi = \dot{C}_2(T_{2s} - T_{2e}) \quad (\text{III.6})$$

$$\text{Où } \dot{C}_1 = \dot{m}_1 C_{P1}, \dot{C}_2 = \dot{m}_2 C_{P2} \quad (\text{III.7})$$

Avec :

\dot{C}_1, \dot{C}_2 : Débits de capacité thermique.

\dot{m}_1, \dot{m}_2 : Débits-massiques.

C_{P1}, C_{P2} : Capacités thermiques massiques.

III.2.1.1.1. Écoulement Co-courant

Pour faciliter le calcul, nous représentons le quadripôle (figure III.2) en indiquant le sens des écoulements.

Dans ce cas, la différence de température moyenne logarithmique s'écrit :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2e}) - (T_{1s} - T_{2s})}{\ln \left(\frac{T_{1e} - T_{2e}}{T_{1s} - T_{2s}} \right)} \quad (\text{III.8})$$

Formule que l'on écrit plus simplement :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (\text{III.9})$$

Avec :

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2e}, \Delta T_b = T_{1s} - T_{2s} \quad (\text{III.10})$$

On écrit donc :

$$\Phi = K S \Delta T_{ML} \quad (\text{III.11})$$

Dans un mode dimensionnement, il convient donc de calculer par ailleurs le coefficient d'échange global pour pouvoir déterminer S.

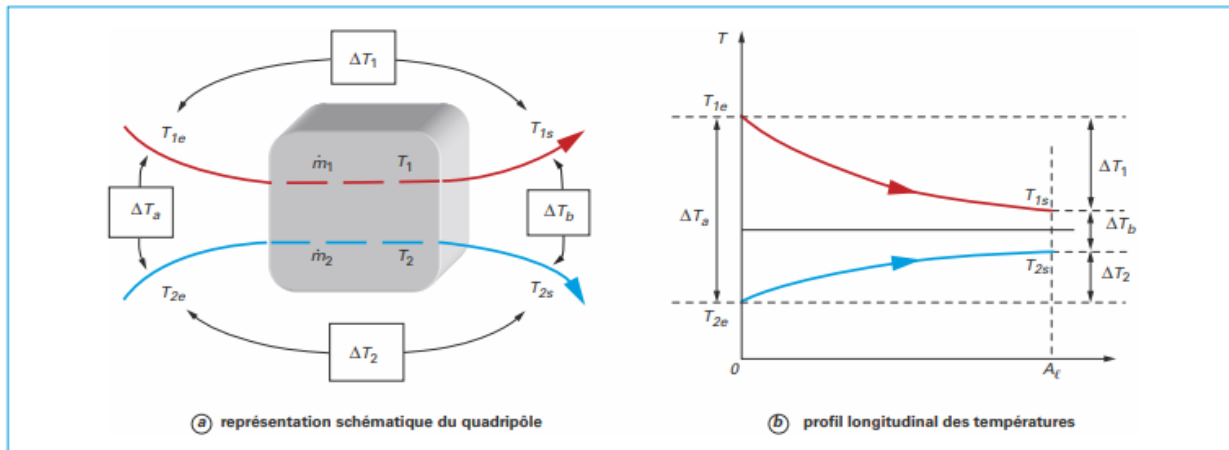


Figure III.2. Echangeur de chaleur avec écoulements co-courant [18].

III.2.1.1.2. Écoulements Contre-courant

Sur la figure III.3, nous reprenons la configuration schématique de l'échangeur, ainsi qu'un profil longitudinal des températures. La différence moyenne de température logarithmique s'écrit dans ce cas :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2s}) - (T_{1s} - T_{2e})}{\ln \left(\frac{T_{1e} - T_{2s}}{T_{1s} - T_{2e}} \right)} \quad \text{(III.12)}$$

On peut encore l'écrire de façon succincte :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad \text{(III.13)}$$

Mais les définitions de ΔT_a et de ΔT_b sont différentes du cas co-courant :

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2s}, \quad \Delta T_b = T_{1s} - T_{2e} \quad \text{(III.14)}$$

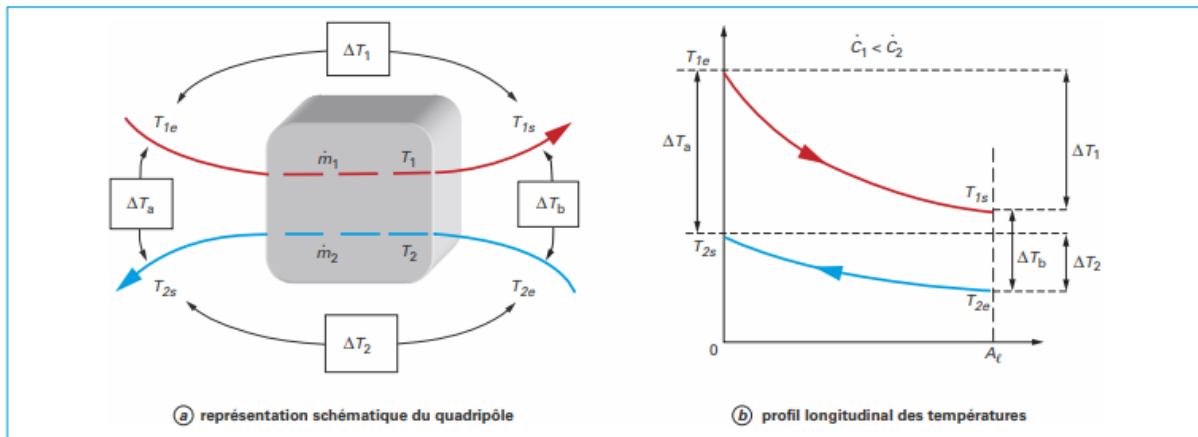


Figure III.3. Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant [18].

Pour regrouper les deux formules (co-courant et contre-courant) et en considérant les deux représentations schématiques de l'échangeur, on peut dire que ΔT_a et ΔT_b représentent les différences de température de chaque côté de l'échangeur.

III.2.2. Méthode de NUT (La méthode de l'efficacité)

La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. Elle est bien adaptée au mode évaluation.

III.2.2.1. Efficacité d'un échangeur de chaleur

Dans l'étude thermique des différents types d'échangeurs de chaleur, on a souvent recours à l'équation de type :

$$\Phi = K S \Delta T_{ML}$$

Cette formule est commode lorsque toutes les températures finales nécessaires pour le calcul de la température moyenne appropriée sont connues, c'est pour quoi cette formule est très utilisée pour le calcul d'échangeurs devant fonctionner dans des conditions bien déterminées [16].

Pour obtenir une équation donnant le flux de chaleur et qui ne comprend aucune température de sortie, on introduit l'efficacité de l'échangeur notée ε

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel d'un échangeur donné au flux maximum d'échange de chaleur possible.

$$E = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \quad (III.15)$$

Avec :

$$\Phi_{réel} = \dot{m}_1 C_{P1} (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{m}_2 C_{P2} (T_{2s} - T_{2e}) \quad (III.16)$$

$$\Phi_{max} = (\dot{m} C_P)_{min} (T_{1e} - T_{2e}) \quad (III.17)$$

L'efficacité dans ce cas se réécrit comme suit :

$$E = \frac{\dot{m}_1 C_{P1} (T_{1e} - T_{1s})}{(\dot{m} C_P)_{min} (T_{1e} - T_{2e})} = \frac{\dot{m}_2 C_{P2} (T_{2s} - T_{2e})}{(\dot{m} C_P)_{min} (T_{1e} - T_{2e})} \quad (III.18)$$

III.2.2.2. Nombre d'unité de transfert NUT

Le groupement sans dimension $\frac{KS}{\dot{C}_{min}}$ représente ce qu'on appelle le nombre d'unité de

transfert noté *NUT*.

Le nombre d'unité de transfert *NUT* pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé. Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$NUT = \frac{KS}{\dot{C}_{min}} \quad (III.19)$$

- L'échangeur de chaleur a un nombre d'unité de transfert trop petit ($NUT < 1$), l'échangeur est peu efficace, quel que soit le sens de circulation et le rapport

$\frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}$ (le rapport de débits de capacité calorifique du fluide caloporteur).

- Si le nombre d'unité de transfert est assez grand ($NUT =$ de 5 à 10), l'échange de chaleur est très efficace.

III.2.2.3. Relation entre NUT et efficacité

La relation reliant l'efficacité d'échange au nombre d'unité de transfert pour deux modes de fonctionnement différents des échangeurs.

Soit :

$$R = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} = \frac{(\dot{m}C_p)_{\min}}{(\dot{m}C_p)_{\max}} \tag{III.20}$$

Avec :

R : Le rapport des capacités thermiques « fluides/produit »

➤ Pour un fonctionnement à co-courant :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1+R)}}{1+R} \tag{III.21}$$

$$NUT = \frac{1}{R+1} \ln(1 - (1+R)E) \tag{III.22}$$

➤ Pour un fonctionnement à contre-courant

$$E = \frac{e^{-NUT(1-R)} - 1}{Re^{-NUT(1-R)} - 1} \tag{III.23}$$

$$NUT = \frac{1}{1-R} \ln\left(\frac{1-ER}{1-E}\right) \tag{III.24}$$

III.3. Détermination du coefficient d'échange global

Quelle que soit la méthode, il est nécessaire de calculer le coefficient d'échange global K. On considère un fluide chaud de température de mélange T_1 et un fluide froid de température de mélange T_2 de part et d'autre d'une paroi d'échange (figure III.4). L'aire de la surface de la paroi d'échange côté chaud, de température T_{P1} est S_1 et l'aire de la surface côté froid, de température T_{P2} est S_2 .

On considère que le flux de chaleur Φ est uniquement transversal. On peut écrire ce flux de plusieurs façons différentes :

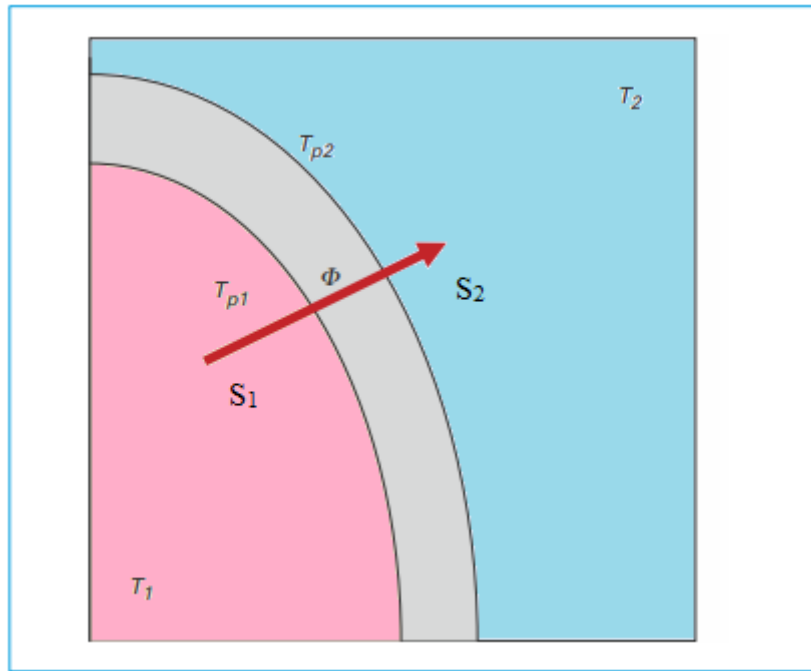


Figure III.4. Températures de part et d'autre d'une paroi d'échange [18].

- flux convectif entre le cœur du fluide chaud et la surface d'échange \$S_1\$:

$$\Phi = h_1 S_1 (T_1 - T_{p1}) = \frac{T_1 - T_{p1}}{R_{s1}} \quad (\text{III.25})$$

Avec :

\$h_1\$: Coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi.

\$R_{s1}\$: Résistance thermique superficielle.

- Flux conductif à travers la paroi d'échange :

$$\Phi = \frac{T_{p1} - T_{p2}}{R_c} \quad (\text{III.26})$$

Avec :

\$R_c\$: Résistance thermique de conduction.

$$R_c = \frac{e}{\lambda} \quad (\text{III.27})$$

➤ flux convectif entre la surface d'échange S_2 et le cœur du fluide froid :

$$\Phi = h_2 S_2 (T_{p2} - T_2) = \frac{T_{p2} - T_2}{R_{s2}} \quad (\text{III.28})$$

Avec :

h_2 : Coefficient d'échange convectif entre le fluide froid et la paroi.

R_{s2} : résistance thermique superficielle.

On peut définir le coefficient d'échange global K en écrivant le flux de chaleur transmis du cœur du fluide chaud à celui du fluide froid sous la forme :

$$\Phi = K S (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_t} \quad (\text{III.29})$$

Avec :

S : Surface d'échange convenablement choisie (généralement soit S_1 , soit S_2).

Écrivant que R_t est la somme des résistances thermiques en série, on obtient :

$$R_t = R_{s1} + R_c + R_{s2} \quad (\text{III.30})$$

Soit :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \quad (\text{III.31})$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (\text{III.32})$$

Cette formulation doit encore être complétée sur deux points pour rendre compte correctement des phénomènes dans un échangeur réel :

- 1) Dans la relation (III.32), nous avons supposé la même surface d'échange S côté chaud et côté froid. Dans la pratique, la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange S_1 et S_2 , et rapporter le coefficient d'échange global :
 - soit à l'unité de surface d'échange côté chaud et on le notera K_1
 - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera K_2

- 2) De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires R_{e1} et R_{e2} s'opposant à l'échange.

En définitive, la performance réelle de l'échangeur sera déduite du calcul de l'un ou de l'autre des deux coefficients d'échange global suivants :

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_{e1} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_1}{S} + (R_{e2} + \frac{1}{h_2}) \frac{S_1}{S_2}} \quad (\text{III.33})$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_2} + R_{e2} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_2}{S} + [R_{e1} + \frac{1}{h_1}] \frac{S_2}{S_1}} \quad (\text{III.34})$$

Avec :

S_1 : L'aire de la surface d'échange côté chaud, en m^2

S_2 : L'aire de la surface d'échange côté froid, en m^2

S : L'aire de la surface d'échange moyenne, en m^2

R_{e1} et R_{e2} : les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

K_1 et K_2 : S'expriment en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

Ordre de grandeur des résistances d'encrassement R_e :

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement.

Tableau III.1. Les valeurs des résistances d'encrassement.

Fluides	Valeurs moyennes de R_e ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
Eau de mer à $T < 50^\circ C$	$1. 10^{-4}$
Eau de mer à $T > 50^\circ C$	$2. 10^{-4}$
Eau de ville à $T < 50^\circ C$	$2. 10^{-4}$
Eau de ville à $T > 50^\circ C$	$3.5. 10^{-4}$
Eau de rivière	$(3.5 \text{ à } 7). 10^{-4}$
Vapeur d'eau non grasse	$1. 10^{-4}$
Vapeur d'eau grasse	$2. 10^{-4}$
Liquides réfrigérants	$1.8. 10^{-4}$
Fioul	$(4 \text{ à } 9). 10^{-4}$
Essence, kérosène	$2. 10^{-4}$
Huile de lubrification	$1.8. 10^{-4}$
Air non dépoussiéré	$3.5. 10^{-4}$
Produits de combustion gazeux	$(20 \text{ à } 70). 10^{-4}$

Chapitre IV

Etude expérimentale

IV.1.Introduction

Un échangeur de chaleur à double tube concentrique a surface lisse et avec fil enroulé est réalisé au sein du laboratoire énergétique (Hall technologique) par l'étudiant Ihab AYAYDEH et dirigée par Dr Nora BOULTIF, cet appareil est créé, pour intensifier les échanges de chaleur dans ce type d'échangeurs thermiques.

Ce banc d'essai est conçu pour démontrer les principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur industriels de la manière la plus commode possible dans le laboratoire dont les expériences les plus importantes sont l'étude de:

- L'arrangement contre-courant ou co-courant.
- Bilan énergétique.
- Différences de température moyenne logarithmique.
- Coefficient de transfert de chaleur global.
- l'effet des fils enroulés.
- l'effet du pas dans les fils enroulés.
- l'effet du diamètre du fil enroulé.
- l'effet du type de matériau du fil enroulé.

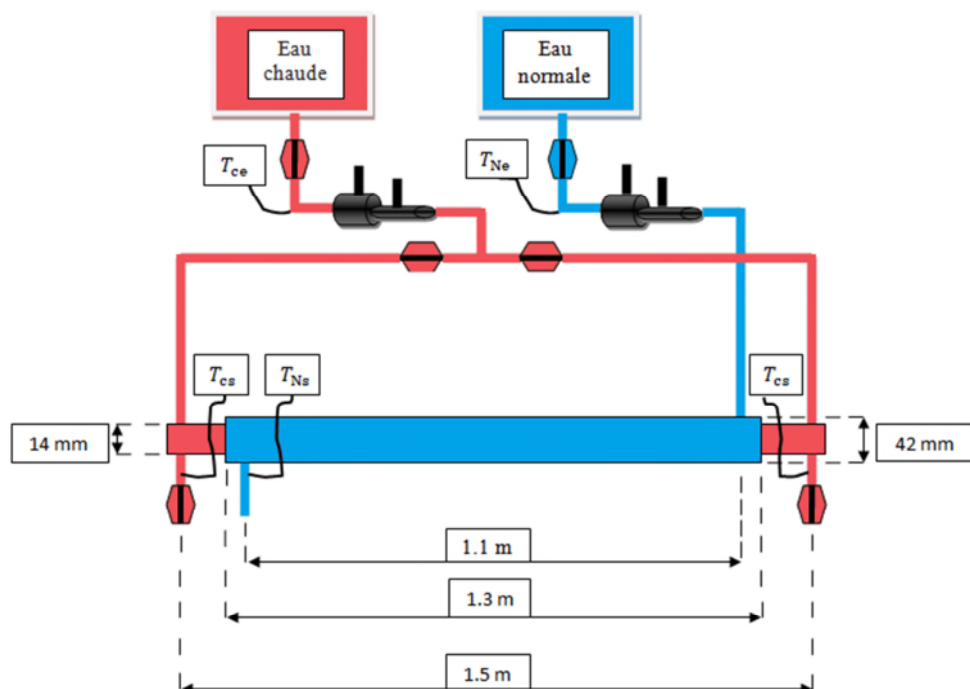


Figure IV.1. Schéma de l'échangeur de chaleur sans fil.

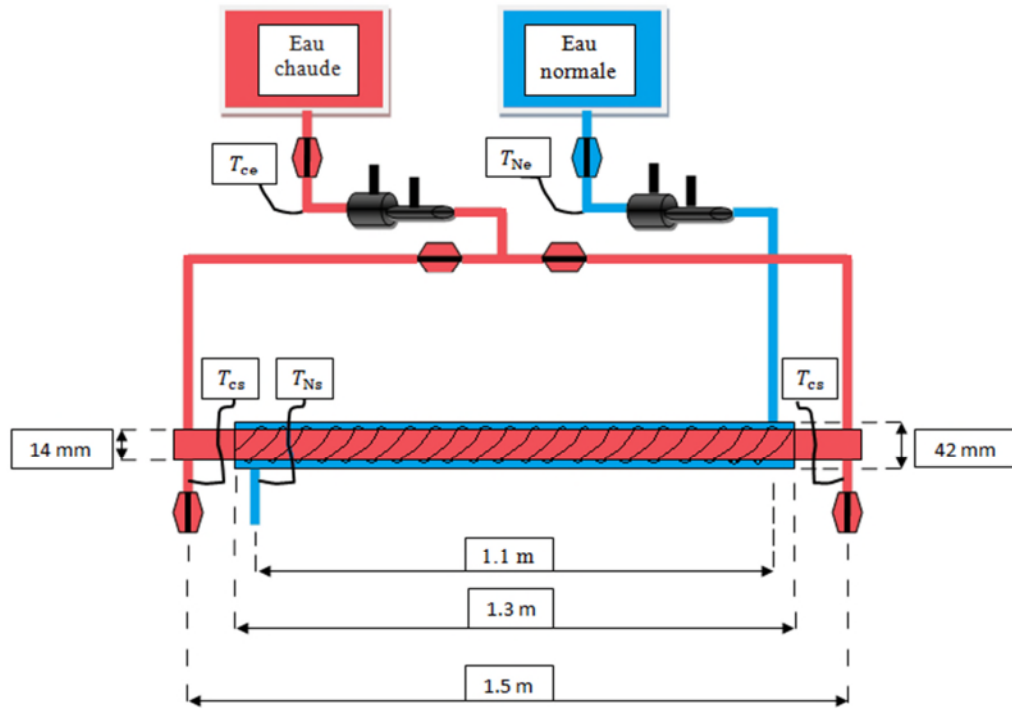


Figure IV.2. Schéma de l'échangeur de chaleur avec fil.

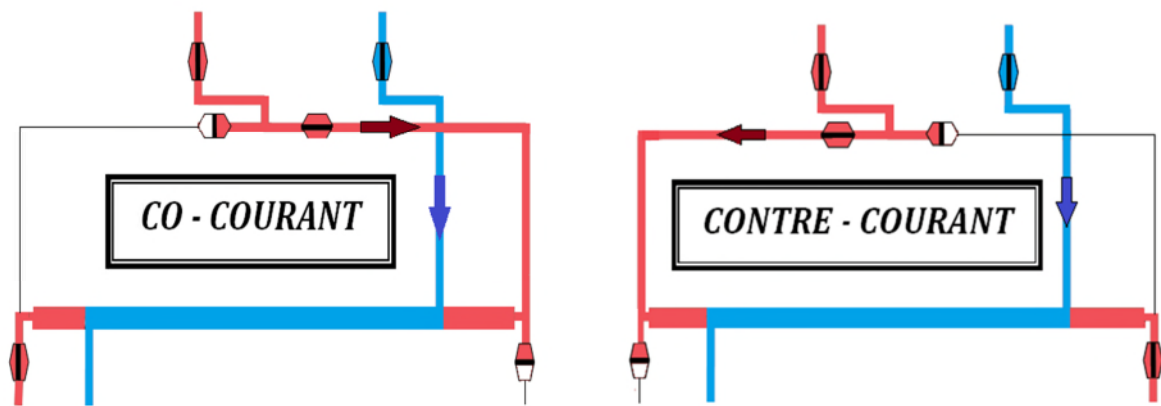


Figure IV.3. Schémas des deux arrangements co-courant et contre-courant.

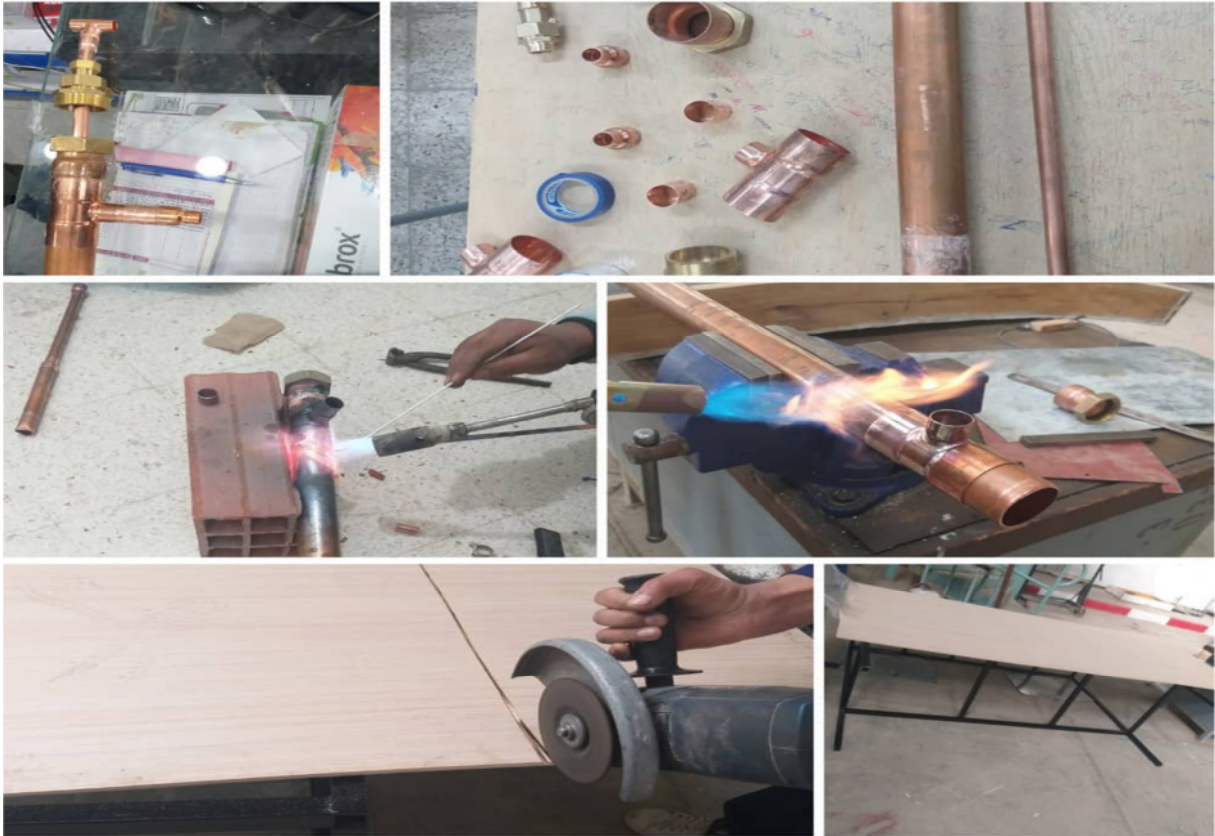


Figure IV.4.Photos des étapes de réalisation de l'échangeur de chaleur

IV.2. Description de l'appareil

Le banc d'essai réalisé comporte : (voir figure IV.5)

- Le réservoir d'eau chaud (1).
- Le réservoir d'eau Normale (2).
- Tube de Venturi pour indiquer le débit massique des deux fluides (3).
- Vannes pour l'alimentation en eau régulant le débit des fluides (4).
- L'extrémité démontable (5).
- Les thermomètres (6) indiquent les températures aux entrées et sorties des tubes.
- Le corps de l'échangeur (7).
- Les sorties des deux fluides sont évacuées vers le réservoir (8).

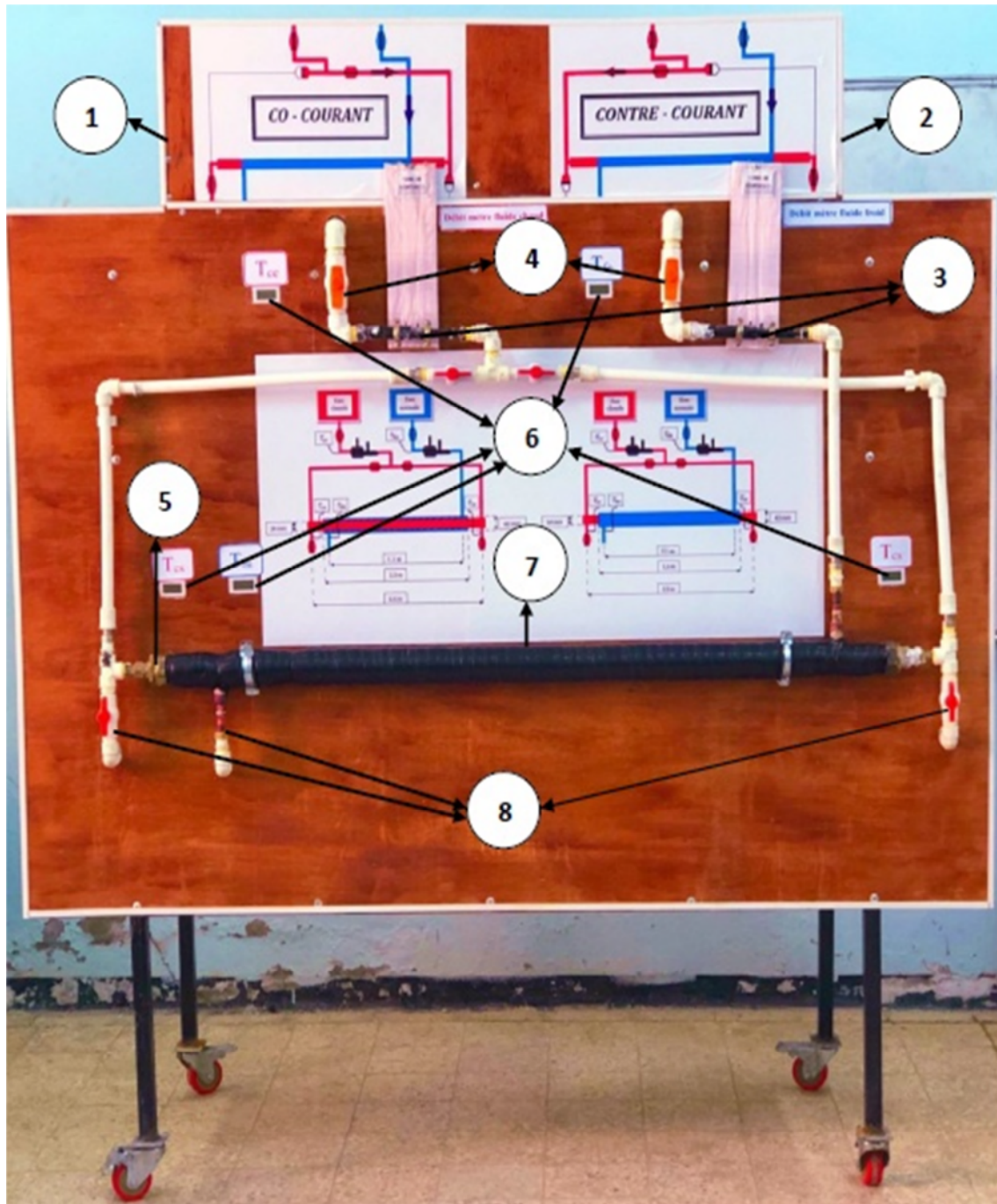


Figure IV.5.Banc d'essai de l'échangeur de chaleur à double tube concentrique








L'échangeur de chaleur réalisé est constitué de deux tubes coaxiaux. L'eau chaude circule dans le tube intérieur, le deuxième fluide 'eau froide' circule dans le tube externe. Les dimensions des différents tubes constituant cet échangeur de chaleur sont mentionnées dans le tableau ci-dessous.

Tableau IV.1. Dimensions des tubes composant l'échangeur de chaleur

Tube intérieur	Matériau : cuivre. Diamètre interne : ($d_i=12\text{mm}$). Diamètre externe : ($d_e=14\text{ mm}$). Longueur : 1.5 m
Tube extérieur	Matériau : cuivre. Diamètre interne : ($d_i=40\text{ mm}$). Diamètre externe : ($d_e=42\text{ mm}$). Longueur : 1.1 m

Les dimensions et les diamètres des différents fils utilisés sont présentés dans le tableau suivant.

Tableau IV.2. Les Types des fils enroulés

Photo	Type de matériau	Diamètre	Le pas
	Cuivre	1.5 mm	10 mm
			15 mm
			20 mm
		2.5 mm	15 mm-
			20 mm
			Isolé
	20 mm		

IV.3. Instruments et accessoires

- **Thermomètre** : instrument servant à évaluer des températures. Le thermomètre utilisé est un thermomètre à affichage numérique.



Figure IV.6. Thermomètre à affichage numérique.

- **Isolant thermique**: Un isolant thermique est un matériau ayant une faible conductivité thermique, c'est-à-dire un matériau capable d'opposer au flux thermique qui le traverse, une grande résistance thermique. L'isolant utilisé est une mousse à cellules fermées étanche.

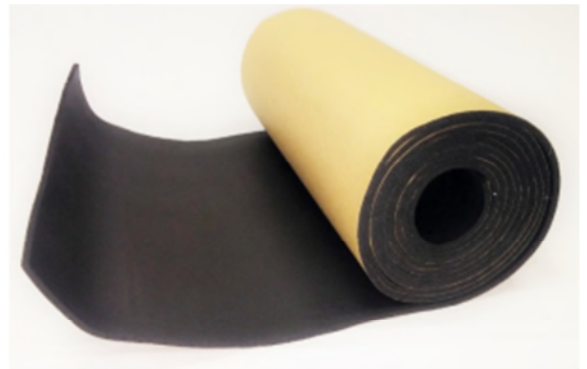


Figure IV.7. Isolant thermique.

- **Tube de Venturi** : pour le calcul des débits massiques des deux fluides (la réalisation et l'étalonnage de cet instrument est détaillé dans l'annexe)

IV.4. Expériences

Mode opératoire :

- Connecter l'entrée d'eau normale au robinet du réservoir 1.
- Connecter l'entrée de l'eau chaude au robinet du réservoir 2.
- Fixer le débit d'eau chaude à 0.163 (Kg/s) et faites varier le débit d'eau normale (1) de 0.193 (Kg/s), 0.425 (Kg/s) et 0.637 (kg/s).
- Choisir l'arrangement.
- Noter Les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.

IV.4.1.Première expérience (Sans fil) : L'utilisation d'un tube lisse sans fil enroulé.

Tableau IV.3. Résultats de la circulation co-courant sans fil.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.9	63.9	63.9
T_{eN}	25.5	25.5	25.4
T_{sc}	57.0	54.7	53.8
T_{sN}	32.1	28.1	27.3

Tableau IV.4. Résultats de la circulation contre-courant sans fil.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.6	63.6	63.7
T_{eN}	26.0	26.0	26.1
T_{sc}	55.3	54.0	53.1
T_{sN}	32.4	29.8	28.9

IV.4.2. Deuxième expérience :(Avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88 m).

Tableau IV.5. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.5	63.6	63.6
T_{eN}	25.6	25.6	25.6
T_{sc}	55.5	54.0	53.3
T_{sN}	30.1	28.3	27.7

Tableau IV.6. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.4	63.5	63.5
T_{eN}	25.6	25.6	25.6
T_{sc}	53.7	52.6	52.1
T_{sN}	30.8	28.9	28.5

IV.4.3. Troisième expérience : (Avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11m).

Tableau IV.7. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.6	63.6	63.6
T_{eN}	25.1	25.1	25.1
T_{sc}	54.5	51.6	50.6
T_{sN}	31.3	28.0	27.1

Tableau IV.8. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé.4.11m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.9	64.0	64.0
T_{eN}	25.3	25.2	25.2
T_{sc}	53.4	51.1	50.1
T_{sN}	31.5	28.4	27.8

IV.4.4. Quatrième expérience : (Avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94 m).

Tableau IV.9. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.6	63.3	63.3
T_{eN}	25.8	25.7	25.7
T_{sc}	56.7	53.9	53.3
T_{sN}	32.3	28.7	28.1

Tableau IV.10. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.6	63.6	63.5
T_{eN}	25.7	25.6	25.7
T_{sc}	55.2	53.5	52.9
T_{sN}	32.8	29.4	28.3

IV.4.5. Cinquième expérience : (Avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05m)

Tableau IV.11. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.6	63.4	63.4
T_{eN}	26.1	26.2	26.2
T_{sc}	52.8	50.5	49.5
T_{sN}	28.9	27.6	27.0

Tableau IV.12. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.7	63.7	63.8
T_{eN}	25.9	25.9	25.9
T_{sc}	50.1	48.3	47.4
T_{sN}	31.0	29.3	27.5

IV.4.6. Sixième expérience : (Avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90m).

Tableau IV.13. Résultats de la circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90m

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.8	63.8	63.6
T_{eN}	25.1	25.1	25.3
T_{sc}	51.5	49.0	48.1
T_{sN}	32.2	30.6	28.9

Tableau IV.14. Résultats de la circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.8	63.8	63.8
T_{eN}	25.3	25.3	25.4
T_{sc}	48.6	46.1	45.3
T_{sN}	33.1	31.2	29.6

IV.4.7. Septième expérience : (Avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05m).

Tableau IV.15. Résultats de la circulation co-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.5	63.8	63.8
T_{eN}	25.3	25.3	25.6
T_{sc}	54.5	52.6	51.6
T_{sN}	31.5	28.8	28.2

Tableau IV.16. Résultats de la circulation contre-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.5	63.5	63.4
T_{eN}	25.6	25.7	25.8
T_{sc}	52.7	50.4	49.8
T_{sN}	32.2	29.4	28.7

IV.4.8. Huitième expérience : (Avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m)

Tableau IV.17. Résultats de la circulation co-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.8	63.9	63.9
T_{eN}	25.6	25.6	25.6
T_{sc}	53.4	51.4	50.8
T_{sN}	32.1	29.3	28.5

Tableau IV.18. Résultats de la circulation contre-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90m.

T(C°) / \dot{m} (kg/s)	0.193	0.425	0.637
T_{ec}	63.6	63.6	63.5
T_{eN}	25.9	25.9	25.5
T_{sc}	51.6	50.0	48.7
T_{sN}	32.7	29.9	29.0

IV.5. Calculs

- Détermination de la puissance thermique Φ
- Détermination de la température moyenne logarithmique ΔT_{ML}
- Détermination du coefficient d'échange global K.
- Détermination de l'efficacité de l'échangeur E.
- Détermination du nombre de Reynold Re.
- Détermination du nombre de Prandtl Pr.
- Détermination du nombre de Nusselt moyen Nu.

IV.5.1. Détermination de la puissance thermique Φ :

La puissance thermique Φ s'écrit :

$$\Phi = \dot{m}C_p\Delta T \quad (\text{IV.1})$$

Avec :

\dot{m} : Le débit massique du fluide (Kg/s)

C_p : Chaleur massique en (J/kg K).

ΔT : Écart de température (°C).

IV.5.2. Détermination de température moyenne logarithmique ΔT_{ML} :

➤ Écoulement Co-courant :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{ec} - T_{eN}) - (T_{sc} - T_{sN})}{\ln\left(\frac{T_{ec} - T_{eN}}{T_{sc} - T_{sN}}\right)} \quad (\text{IV.2})$$

➤ Écoulements Contre-courant :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{ec} - T_{sN}) - (T_{sc} - T_{eN})}{\ln\left(\frac{T_{ec} - T_{sN}}{T_{sc} - T_{eN}}\right)} \quad (\text{IV.3})$$

IV.5.3. Détermination de coefficient d'échange global K :

$$\Phi = KS_{ech}\Delta T_{ML} \quad (\text{IV.4})$$

$$K = \frac{\Phi}{S_{ech}\Delta T_{ML}} \quad (\text{IV.5})$$

Avec :

S_{ech} : Surface d'échange.

IV.5.4. Détermination de l'efficacité de l'échangeur de chaleur E :

$$E = \frac{T_{ec} - T_{sc}}{T_{ec} - T_{eN}} \quad (IV.6)$$

IV.5.5. Détermination du nombre de Reynolds Re :

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (IV.7)$$

Avec :

ρ : La masse volumique (Kg/m^3)

D_h : Diamètre hydraulique (m)

μ : Viscosité dynamique ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)

V : Vitesse (m)

IV.5.6. Détermination du nombre de Prandtl Pr :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (IV.8)$$

Avec :

C_p : Capacité thermique massique ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)

λ : Conductivité thermique ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)

IV.5.7. Détermination du nombre de Nusselt moyen [7] :

$$Nu = \frac{K D_h}{\lambda} \quad (IV.9)$$

Avec :

K : Coefficient d'échange global ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

IV.6. Résultats

Tableau IV.19. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant sans fil.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	4719.67	31.16	2657.29	17.96	5166.27	6.04	112.89
0.425	6292.90	32.14	3435.02	23.95	11380.52	6.04	145.93
0.637	6908.51	32.13	3772.23	26.23	17056.06	6.04	160.25

Tableau IV.20. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant sans fil.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	5677.29	30.24	3293.70	22.07	5166.27	6.04	139.93
0.425	6566.50	30.81	3739.10	25.53	11380.52	6.04	158.85
0.637	7250.51	30.74	4137.99	28.19	17056.06	6.04	175.79

Tableau IV.21. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	5472.09	31.23	3074.02	21.11	5166.27	6.04	130.60
0.425	6566.50	31.45	3663.01	25.26	11380.52	6.04	155.62
0.637	7045.31	31.39	3937.62	27.11	17056.06	6.04	167.28

Tableau IV.22. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 10 mm, et longueur du fil enroulé 5.88m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	6634.90	30.29	3842.91	25.66	5166.27	6.04	163.26
0.425	7455.72	30.64	4269.00	28.76	11380.52	6.04	181.36
0.637	7797.73	30.55	4477.97	30.08	17056.06	6.04	190.24

Tableau IV.23. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	6224.50	30.21	3614.75	23.64	5166.27	6.04	153.57
0.425	8208.13	30.44	4730.69	31.16	11380.52	6.04	200.98
0.637	8892.14	30.39	5133.35	33.77	17056.06	6.04	218.08

Tableau IV.24. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.11m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	7182.11	30.20	4172.25	27.20	5166.27	6.04	177.25
0.425	8823.74	30.49	5077.16	33.25	11380.52	6.04	215.70
0.637	9507.75	30.20	5523.27	35.82	17056.06	6.04	234.65

Tableau IV.25. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	4719.67	30.61	2705.03	18.25	5166.27	6.04	114.92
0.425	6429.70	30.98	3641.16	25.00	11380.52	6.04	154.69
0.637	6840.11	31.00	3871.03	26.60	17056.06	6.04	164.46

Tableau IV.26. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 1.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.94m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	5745.69	30.15	3343.36	22.16	5166.27	6.04	142.04
0.425	6908.51	30.94	3917.32	26.58	11380.52	6.04	166.42
0.637	7250.51	31.02	4100.64	28.04	17056.06	6.04	174.21

Tableau IV.27. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	7387.32	30.20	4291.46	28.80	5166.27	6.04	182.32
0.425	8823.74	29.47	5252.88	34.68	11380.52	6.04	223.16
0.637	9507.75	29.24	5704.60	37.37	17056.06	6.04	242.35

Tableau IV.28. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	9302.55	28.24	5779.13	36.00	5166.27	6.04	245.52
0.425	10533.77	28.00	6599.97	40.74	11380.52	6.04	280.39
0.637	11217.78	28.25	6966.48	43.27	17056.06	6.04	295.96

Tableau IV.29. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	8413.33	27.88	5294.20	31.78	5166.27	6.04	224.92
0.425	10123.36	27.31	6503.22	38.24	11380.52	6.04	276.28
0.637	10738.96	27.66	6811.38	40.47	17056.06	6.04	289.37

Tableau IV.30. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil conducteur enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	10396.96	26.83	6798.46	39.48	5166.27	6.04	288.82
0.425	12106.99	26.26	8088.47	45.97	11380.52	6.04	343.63
0.637	12654.20	26.41	8406.04	48.18	17056.06	6.04	357.11

Tableau IV.31. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	6156.09	29.96	3604.86	23.56	5166.27	6.04	153.15
0.425	7660.92	30.56	4397.97	29.09	11380.52	6.04	186.84
0.637	8344.93	30.19	4849.36	31.93	17056.06	6.04	206.02

Tableau IV.32. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 15 mm, et longueur du fil enroulé 4.05 m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	7387.32	29.15	4446.04	28.49	5166.27	6.04	188.88
0.425	8960.54	29.15	5392.88	34.66	11380.52	6.04	229.11
0.637	9302.55	29.02	5623.80	36.17	17056.06	6.04	238.92

Tableau IV.33. Les performances de l'échangeur thermique circulation co-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	7113.71	28.93	4313.93	27.23	5166.27	6.04	183.27
0.425	8550.13	29.46	5091.73	32.64	11380.52	6.04	216.32
0.637	8960.54	29.58	5314.48	34.20	17056.06	6.04	225.78

Tableau IV.34. Les performances de l'échangeur thermique circulation contre-courant avec fil isolé enroulé, diamètre 2.5 mm, pas 20 mm, et longueur du fil enroulé 2.90 m.

\dot{m} (kg/s)	Φ (W)	ΔT_{ML} (C°)	K (W/m ² C°)	E %	Re	Pr	Nu
0.193	8208.12	28.22	5102.84	31.83	5166.27	6.04	216.79
0.425	9302.55	28.63	5700.41	36.07	11380.52	6.04	242.17
0.637	10123.36	28.47	6238.24	39.52	17056.06	6.04	265.02

Les résultats obtenus sont présentés sous forme de courbes :

- Comparaison entre le coefficient d'échange global des deux arrangements co-courant et contre-courant échangeur sans fil :

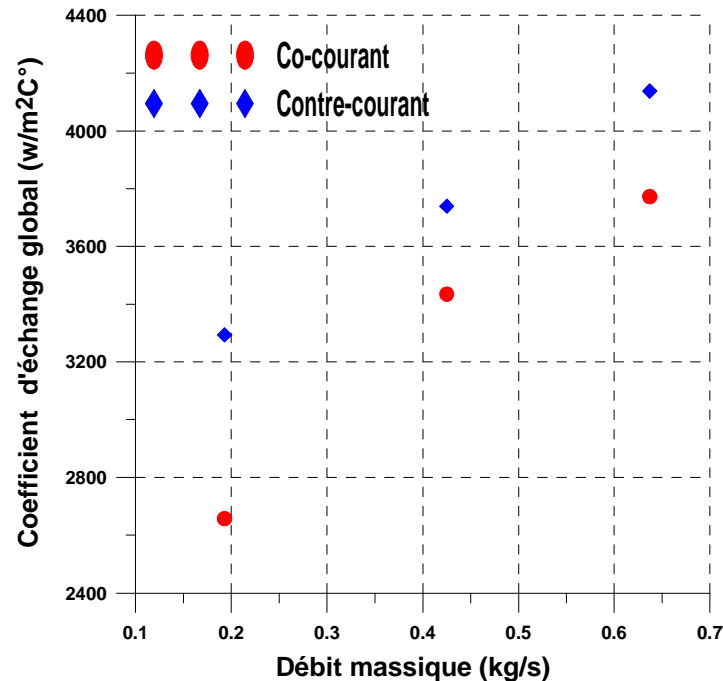


Figure IV.8. Variation du coefficient d'échange global en fonction du débit pour les deux arrangements co-courant et contre-courant (cas échangeur lisse)

La figure IV.8 représente la variation du coefficient d'échanges global en fonction du débit pour l'arrangement co-courant et contre-courant, Il est à noter que le coefficient d'échange global croît avec l'accroissement du débit pour les deux circulations. Nous notons également que le coefficient d'échanges global de l'arrangement contre-courant est supérieur à celui de l'arrangement co-courant.

- Comparaison entre l'efficacité expérimentale co-courant et contre-courant sans fil :

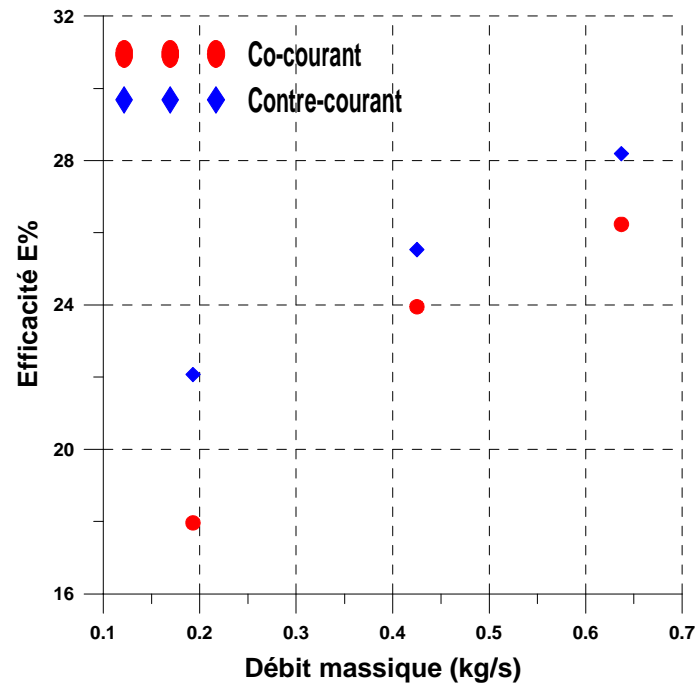


Figure IV.9. La variation de l'efficacité en fonction du débit pour les deux arrangements co-courant et contre-courant (cas échangeur lisse).

La figure IV.9 représente la variation de l'efficacité en fonction du débit pour les deux arrangements co-courant et contre-courant, on remarque que l'efficacité croît avec l'accroissement du débit et que la circulation contre-courant est plus performante que celle à co-courant. Nous pouvons conclure que nos résultats sont cohérents avec les résultats conventionnels.

- Etude de l'effet du pas du fil enroulé sur le tube interne (diamètre du fil =1,5 mm) :

Circulation "Co-courant"

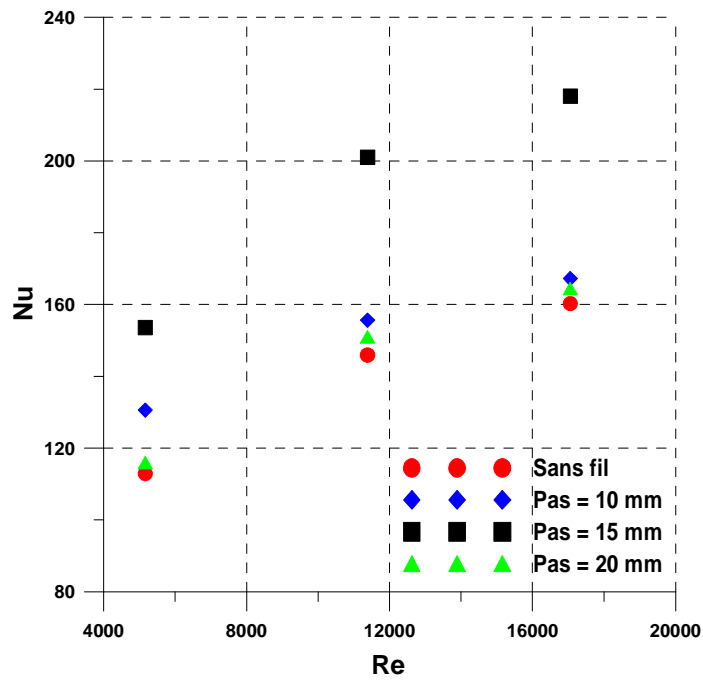


Figure IV.10. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds dans un écoulement co-courant pour différents pas, (diamètre du fil=1.5mm).

Circulation "Contre-courant"

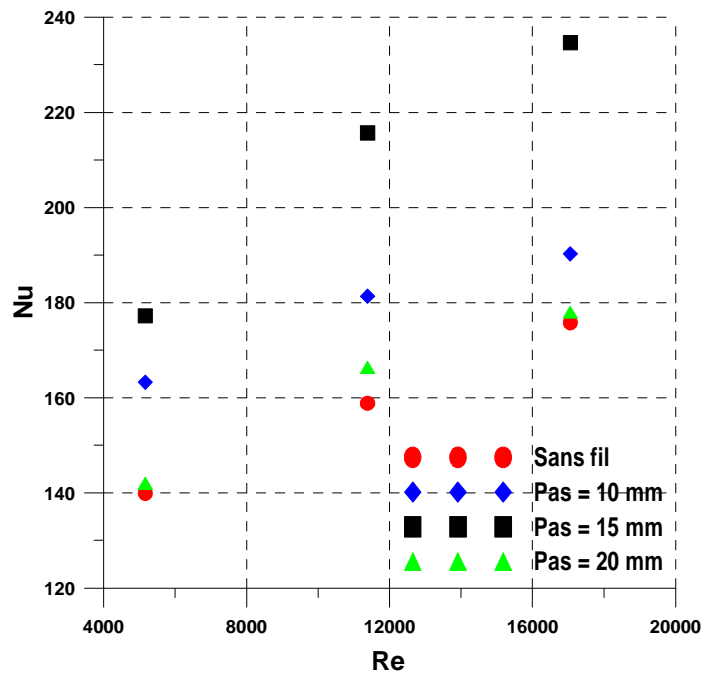


Figure IV.11. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds dans un écoulement contre-courant pour différents pas, (diamètre du fil=1.5mm).

Les figures IV.10 et IV.11 représentent la variation du nombre de Nusselt moyen par rapport au nombre de Reynolds pour les deux arrangements co-courant et contre-courant respectivement, pour différents pas du fil de même diamètre (1.5mm). Les turbulateurs à fil enroulé apportent une amélioration considérable du transfert de chaleur, par rapport au tube lisse (sans fil). On remarque que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la valeur du pas du fil et du nombre de Reynolds.

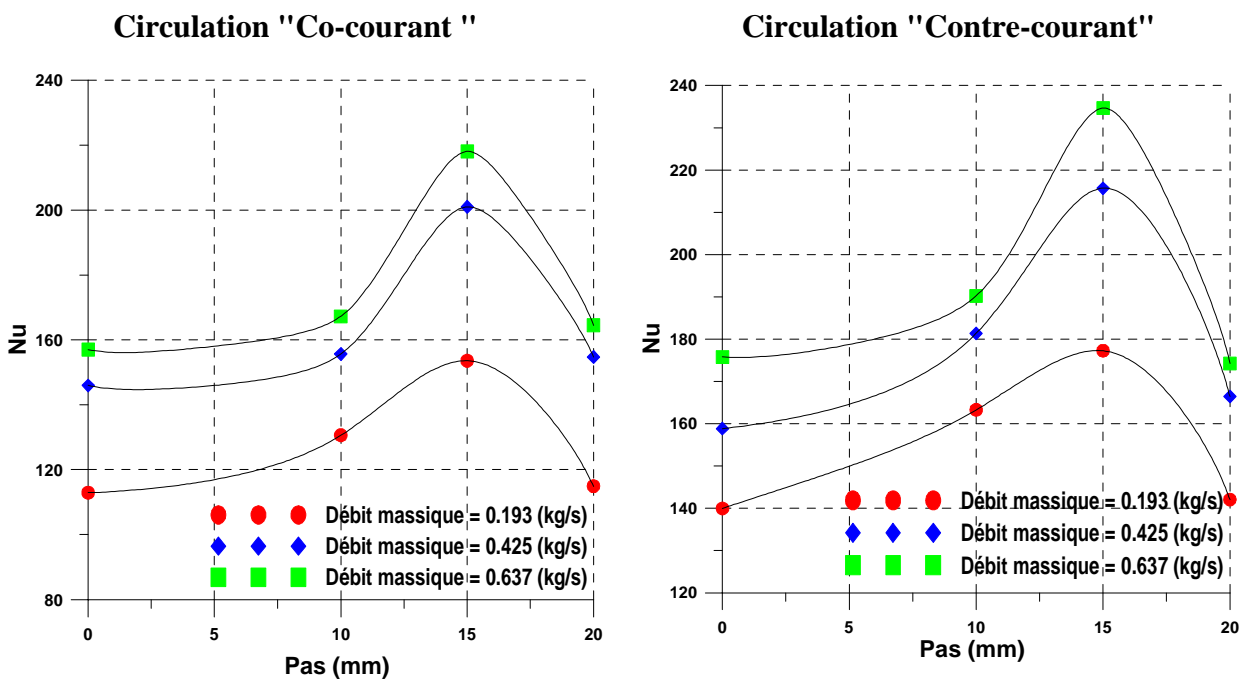


Figure IV.12. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du pas (diamètre du fil=1.5mm) pour les deux arrangements.

La figure IV.12 représente la variation du Nombre de Nusselt moyen en fonction du pas dans le cas d'un tube lisse et un tube avec fil enroulé pour trois pas (10,15 et 20 mm) pour les deux configurations d'écoulement. Nous observons que le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que le pas augmente pour atteindre la valeur maximale du pas, c'est-à-dire que lorsque le seuil est atteint (pas=15mm), le fil devient inefficace (Pas = 20mm).

- Etude de l'effet du diamètre du fil enroulé :

Circulation "Co-courant"

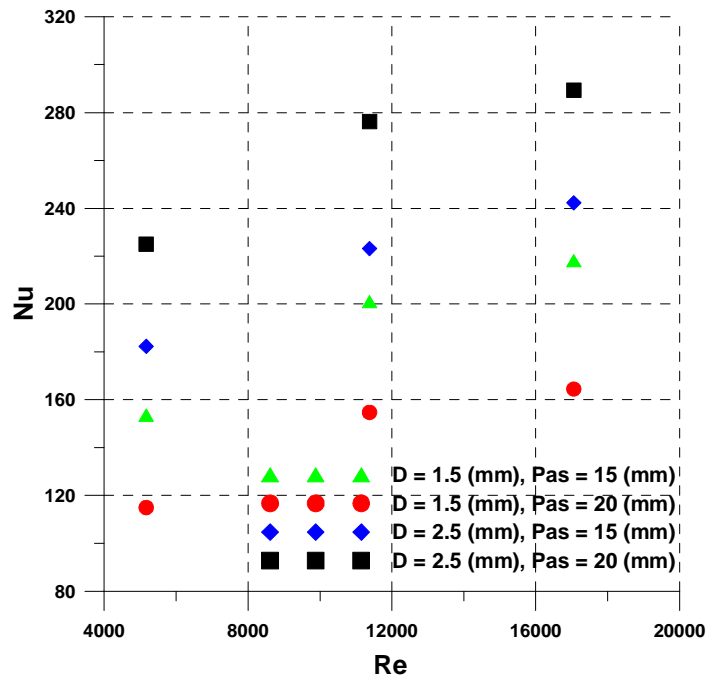


Figure IV.13. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds pour l'écoulement co-courant pour différents diamètres

Circulation "Contre-courant"

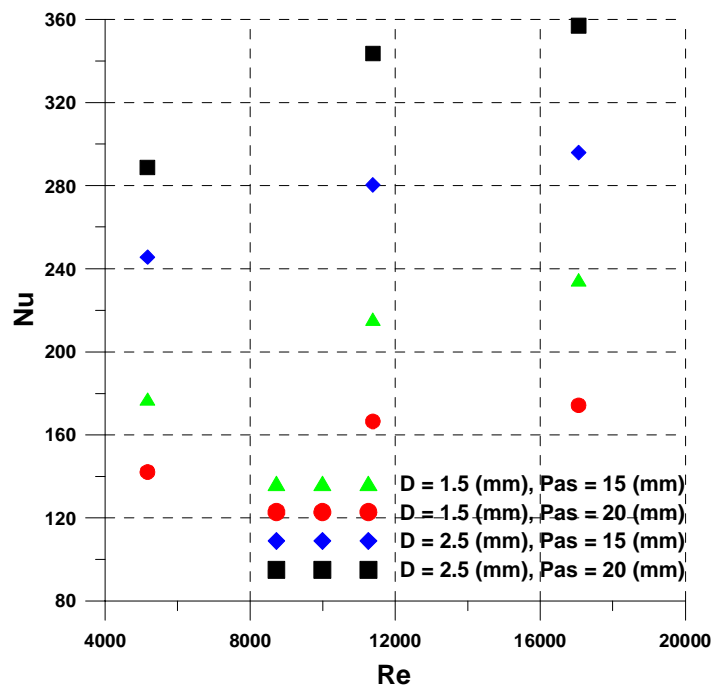


Figure IV.14. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds pour l'écoulement contre-courant pour différents diamètres

Les figures IV.13 et IV.14 représentent la variation du nombre de Nusselt moyen par rapport au nombre de Reynolds pour les deux arrangements co-courant et contre-courant respectivement, pour deux diamètres du fil (1.5 et 2.5mm) de même pas (15 et 20 mm), on remarque que dans les deux courbes, l'augmentation du diamètre du fil enroulé améliore considérablement le nombre de Nusselt moyen et par conséquent le transfert de chaleur.

- Etude de l'effet du matériau du fil enroulé

Circulation "Co-courant"

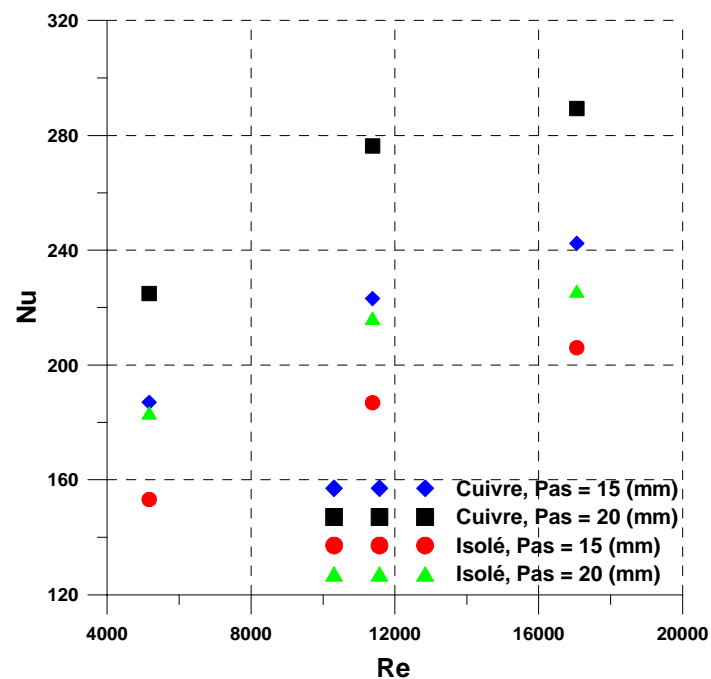


Figure IV.15. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds pour différents matériaux du fil de même diamètre circulation co-courant.

Circulation "Contre-courant"

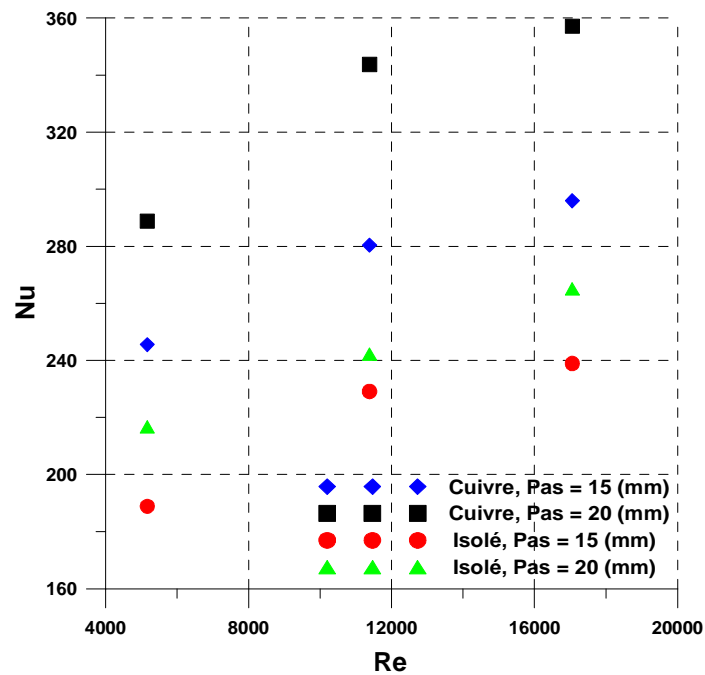


Figure IV.16. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Reynolds pour différents matériaux du fil de même diamètre circulation contre -courant.

Les figures IV.15 et IV.16 représentent la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds, pour les deux agencements co-courant et contre-courant respectivement, pour des fils de diamètre (2.5mm) et de deux matériaux différents (fil de cuivre, et fil isolé). On constate que la nature du matériau de fil joue un rôle important dans l'échange thermique car le cuivre permet un meilleur échange par rapport au matériau isolant, et par conséquent, le nombre de Nusselt moyen est bien meilleur pour le premier cas.

- Le taux d'amélioration de l'efficacité de l'échangeur de chaleur

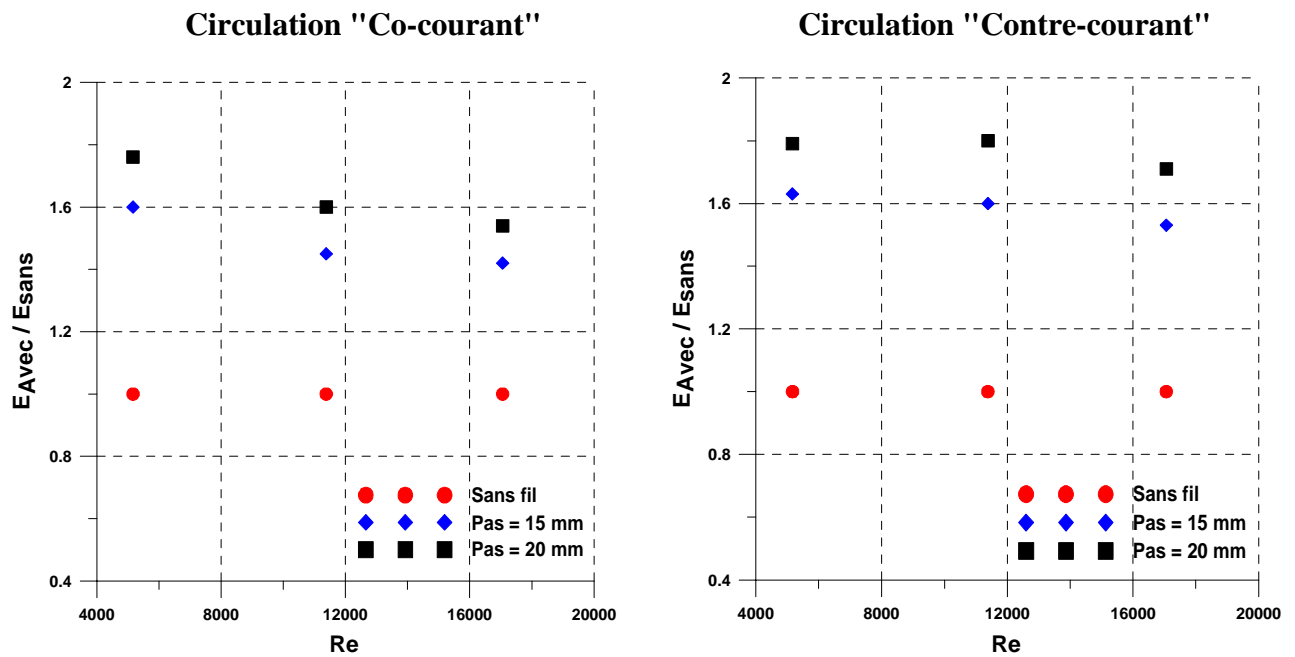


Figure IV.17. Variation du rapport de l'efficacité en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de fil enroulé ($d=2.5\text{mm}$).

La figure IV.17 représente la variation du rapport d'efficacité (Avec fil/Sans fil) en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de bobine de fil ($d=2.5\text{mm}$). Pour les écoulements à co-courant et à contre-courant, respectivement. Les résultats montrent qu'une amélioration qui peut aller (jusqu'à 180%) de l'efficacité a été obtenues pour le contre-courant.

- Le taux d'amélioration d'échange de chaleur.

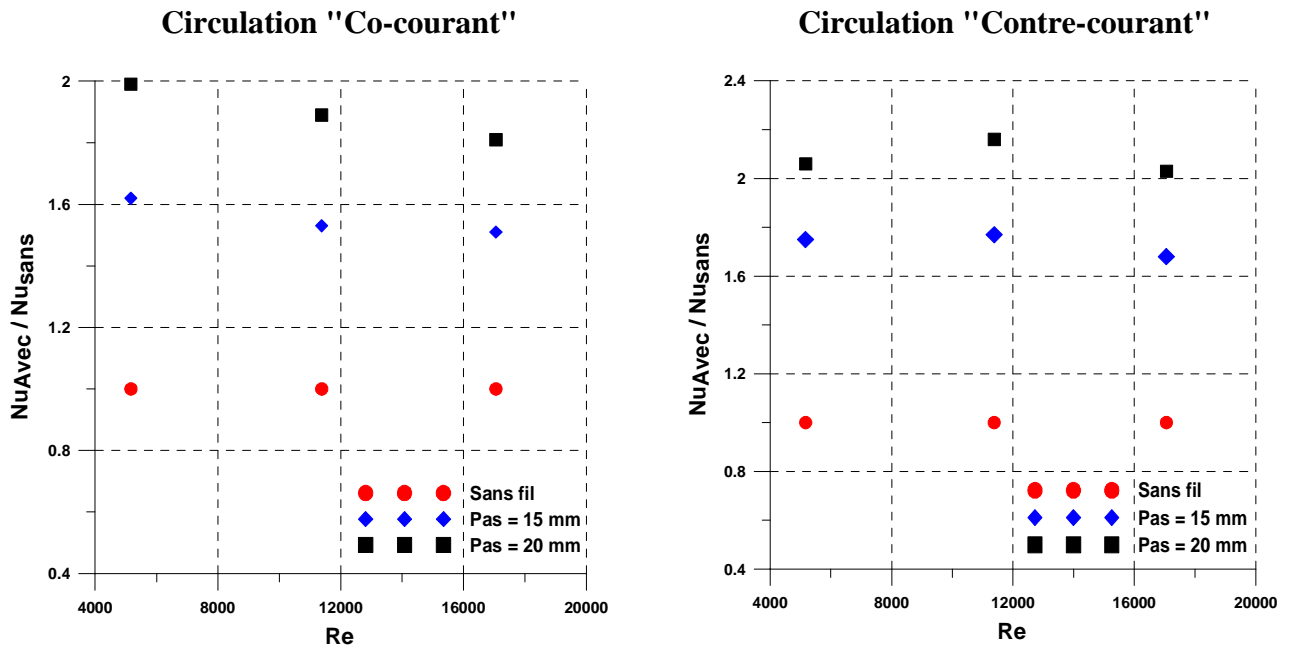


Figure IV.18. Variation du rapport de Nusselt (Avec fil/Sans fil) en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de bobine ($d=2.5\text{mm}$).

La figure IV.18 représente le rapport de Nusselt (Avec fil/Sans fil) en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de bobine ($d=2.5\text{mm}$). Des améliorations des taux de transfert de chaleur sont obtenues pour des valeurs de pas de fil élevés. Il a été constaté que le transfert de chaleur augmentait avec les turbulateurs pour toutes les valeurs de pas à fil enroulé, avec l'amélioration la plus élevée d'environ 220% pour le contre-courant et de 200% pour l'écoulement co-courant. Dans le contre-courant, les taux de transfert de chaleur sont légèrement supérieurs à ceux du co-courant.



Conclusion générale

Conclusion générale

Un échangeur de chaleur à double tube concentrique est conçu et réalisé au Hall technologique de l'université Mohamed KHIDER Biskra. Il est composé de deux tubes en cuivre de diamètres extérieurs 42 mm et 14 mm et de longueur 1.1m et 1.5m. Le fluide chaud circule dans le tube interne, le fluide froid s'écoule dans l'espace annulaire, la surface externe est isolée thermiquement.

Une étude expérimentale a été effectuée pour étudier l'effet de l'utilisation d'un fil circulaire enroulé sur le tube interne de l'échangeur de chaleur sur les performances de l'échangeur de chaleur à double enveloppe pour $Re = 5166.27, 11380.52, 17056.06$ et $Pr = 6.04$. Cette étude est réalisée pour les deux cas tube lisse et tube avec fil de pas ($P=10\text{mm}, 15\text{mm}$ et 20mm), différents diamètres de fil (1.5mm et 2.5mm) et différents matériaux (cuivre, isolant) les conclusions suivantes ont été tirées :

- Pour tous les cas nous avons constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente avec le nombre de Reynolds et les diamètres du fil enroulé, l'amélioration la plus élevée étant observée avec un nombre de Reynolds de 17056 et un pas de 20 mm, fil en cuivre et diamètre $d=2.5$ mm, arrangement contre-courant.
- Dans le cas de fil de diamètre $d=1.5\text{mm}$ nous avons observé que le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que le pas augmente pour atteindre la valeur maximale du pas, c'est-à-dire que lorsque le seuil est atteint (pas=15mm), le fil devient inefficace (Pas = 20mm).
- Les résultats ont montré que le rapport de Nusselt (Avec fil/Sans fil) augmente pour toutes les valeurs de pas à fil enroulé, avec l'amélioration la plus élevée d'environ 220% pour le contre-courant et de 200% pour l'écoulement co-courant.
- La nature du matériau de fil joue un rôle important dans l'échange thermique car le cuivre permet un meilleur échange par rapport au matériau isolant,
- Les résultats ont montré qu'une amélioration qui peut aller (jusqu'à 180%) de l'efficacité a été obtenue pour l'arrangement contre-courant (fil de cuivre : $d=2.5\text{mm}$ et pas = 20mm).



*Références
bibliographiques*

Références bibliographiques

- [1] Y. Shoji, K. Sato, D.R. Oliver, Heat Transfer Enhancement in Round Tube Using Wire Coil: Influence of Length and Segmentation, *Heat Trans Asian Res*, vol.32(2), pp. 99–107, 2003.
- [2] T.J.Rennie, V. G.S. Raghavan, Numerical studies of a double-pipe helical heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* vol.26, pp. 1266–1273, 2006.
- [3] E. Z. Ibrahim, Heat Transfer Enhancement Inside Elliptic Tube by Means of Rings Inserts, *Energy Science and Technology*, vol.4(2), pp. 12-19, 2012.
- [4] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.19, pp.64–81,2013.
- [5] R. Aghayari, H.Maddah, F. Ashori, A.Hakiminejad, M.aghili, effect of nanoparticles on heat transfer in mini double-pipe heat exchangers in turbulent flow. *Heat and Mass Transfer*, vol.51 (3), pp.301-306, 2015.
- [6] H. H. Al-Kayiem, L. N. Al-Habeeb, Ribbed double pipe heat exchanger: experimental analysis, *WIT Transactions on Engineering Sciences*, vol. 83, 2014.
- [7] A.Zohir, M. Habib, M. Nemitallah, Heat transfer characteristics In a double-pipe heat exchanger equipped with coiled circular experimental heat transfer, vol.28, pp.531–545,2015.
- [8] N.Sreenivasalu Reddy, K. Rajagopal, Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop of a Double Tube Heat Exchanger with Rectangular Fins in the Annulus Side, *International Journal of Dynamics of Fluids*, vol.13(2), pp. 295-308,2017.
- [9] A. Sarmad, Experimental Investigation of Double Pipe Heat exchanger by using Semi Circular Disc Baffles, *International Journal of Computer Applications*, vol.115(4), pp. 975 – 887, 2015.
- [10] A.HashimFalih, Thermal and Hydraulic Response of Turbulent Flow inside Hexagonal Duct Fitted with Various Inserts, *Wasit Journal of Engineering Science*, vol. 4 (1), pp.147-162, 2016.
- [11] S.Tamna, Y.Kaewkohkiat, S.Skullong, P.Promvonge, Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with double V-ribbed twisted-tapes, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol.7, pp. 14–24, 2016.

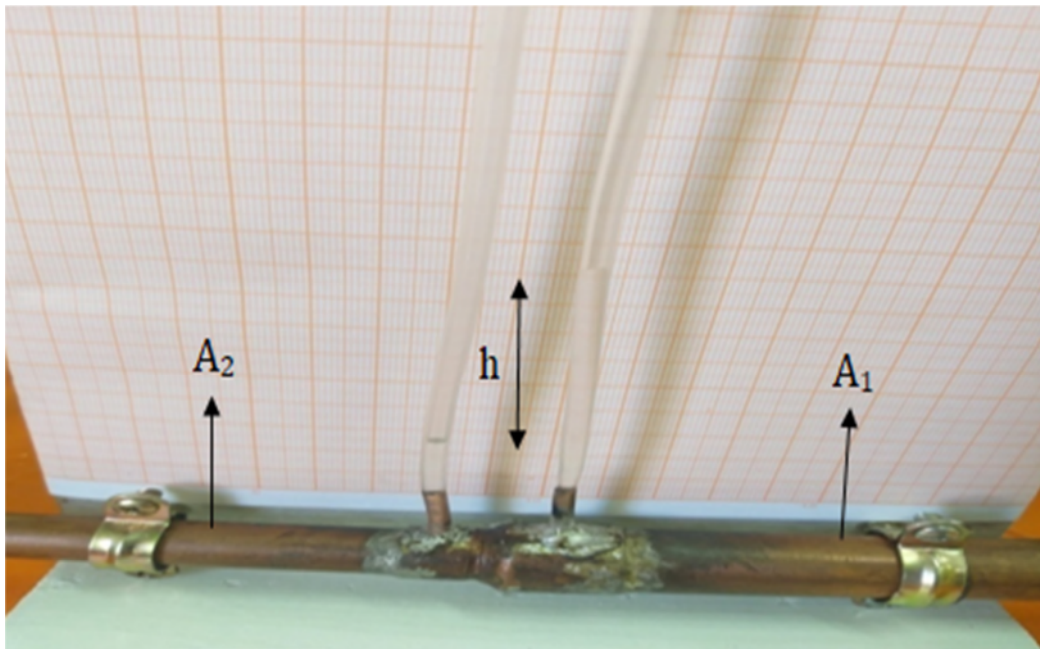
- [12] O. Keklikcioglu, V. Ozceyhan, A Review of Heat Transfer Enhancement Methods Using Coiled Wire and Twisted Tape Inserts, Department of Mechanical Engineering, Erciyes University, Kayseri, Turkey 2018.
- [13] A.V.Rao, S.Gollamudi, Numerical Analysis of Double Pipe HeatExchanger with and without Strip, International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology (IJRASET), vol.6(4),pp.855-864, 2018.
- [14] E. Jalil and K. Goudarzi, Experimental study of heat transfer enhancement in the evaporator of single-effect absorption chiller using new different tube insert, Applied Thermal Engineering, vol.128, pp. 1–9,2018.
- [15] M.H.Mathoniere, M.D.Hagelsteen, avis no 99- A-02 du conseil de concurrence relatif à l'acquisition de société Vicarb par la société Alfa Laval Holding AB, janvier 1999.
- [16] M.Hani ,T.Kadri, Dimensionnement d'un échangeur à plaques et joints de la section de production de la margarine du complexe agro-alimentaire CEVITAL de Béjaia, mémoire de MASTER 2,2016-2017
- [17] S. Sall, généralités sur les échangeurs de chaleur, Introduction Dans les sociétés industrielles, Chapitre I.
- [18] Z.Minvielle, N.Caney, P. Clément, P.Bandelier, P. Marty, J. A.Gruss, C.Roussel, Échangeurs de chaleur, Techniques de l'ingénieur , janvier 2014.
- [19] C.Weber,A.Manificat, Encyclopédie de l'énergie Les échangeurs de chaleur, Article :055 (2014).



Annexe

Tube de Venturi :

Le tube de venturi est réalisé au hall technologique de l'université de Mohamed Khider Biskra pour l'utiliser comme un débit mètre dans le banc d'essai de l'échangeur de chaleur à double tube concentrique.



Tube de Venturi réalisé au laboratoire Énergétique (Hall technologique).

Calcul du débit volumique :

Plusieurs essais ont été effectués le tableau suivant résume les résultats.

Nombre d'expérience	Volume (m ³)	Hauteur (m)	Temps (s)	Vitesse (m/s)	$Q_{réel}$ (m ³ /s)	$Q_{thé}$ (m ³ /s)	
1	$5 \cdot 10^{-3}$	$1,9 \cdot 10^{-2}$	46,88	$34,46 \cdot 10^{-2}$	$1,06 \cdot 10^{-4}$	$1,08 \cdot 10^{-4}$	(1) Tube de venturi
2	$5 \cdot 10^{-3}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	39,37	$36,22 \cdot 10^{-2}$	$1,27 \cdot 10^{-4}$	$1,13 \cdot 10^{-4}$	
3	$5 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$	38,16	$33,54 \cdot 10^{-2}$	$1,31 \cdot 10^{-4}$	$1,05 \cdot 10^{-4}$	
4	$5 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	36,49	$37,08 \cdot 10^{-2}$	$1,37 \cdot 10^{-4}$	$1,16 \cdot 10^{-4}$	
5	$5 \cdot 10^{-3}$	$2,4 \cdot 10^{-2}$	35,46	$38,72 \cdot 10^{-2}$	$1,41 \cdot 10^{-4}$	$1,21 \cdot 10^{-4}$	
6	$5 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-2}$	35,97	$37,91 \cdot 10^{-2}$	$1,39 \cdot 10^{-4}$	$1,19 \cdot 10^{-4}$	
1	$5 \cdot 10^{-3}$	$11,3 \cdot 10^{-2}$	20,57	$84,03 \cdot 10^{-2}$	$2,43 \cdot 10^{-4}$	$2,63 \cdot 10^{-4}$	(2) Tube de venturi
2	$5 \cdot 10^{-3}$	$10,5 \cdot 10^{-2}$	21,18	$81,00 \cdot 10^{-2}$	$2,36 \cdot 10^{-4}$	$2,54 \cdot 10^{-4}$	
3	$5 \cdot 10^{-3}$	$7,7 \cdot 10^{-2}$	24,15	$69,37 \cdot 10^{-2}$	$2,07 \cdot 10^{-4}$	$2,17 \cdot 10^{-4}$	
4	$5 \cdot 10^{-3}$	$5,9 \cdot 10^{-2}$	23,36	$60,72 \cdot 10^{-2}$	$2,14 \cdot 10^{-4}$	$1,90 \cdot 10^{-4}$	
5	$5 \cdot 10^{-3}$	$17,0 \cdot 10^{-2}$	16,55	$103,07 \cdot 10^{-2}$	$3,02 \cdot 10^{-4}$	$3,23 \cdot 10^{-4}$	
6	$5 \cdot 10^{-3}$	$12,6 \cdot 10^{-2}$	19,3	$88,74 \cdot 10^{-2}$	$2,59 \cdot 10^{-4}$	$2,78 \cdot 10^{-4}$	

$$A_1 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_2 = 1,53 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V = \sqrt{\frac{2gh}{\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}}$$

$$Q_{\text{thé}} = V \cdot A_1$$

$$Q_{\text{réel}} = \text{Vol} \cdot t$$

$$Q_{\text{réel}} = C \cdot Q_{\text{thé}}$$

V : vitesse m/s

Vol : volume m³

t : Temps s

A₁ : Section de passage m²

C : Coefficient de correction

Q_{réel} : Débit volumique réel (m³/s)

Q_{thé} : Débit volumique théorique (m³/s)

On a utilisé la méthode des moindres carrés pour calculer « C »

$$C = \frac{\sum Q_{\text{réel}} \cdot Q_{\text{thé}}}{\sum Q_{\text{thé}}^2}$$

Tube de venturi	valeur de C
1	1,145
2	0,951

Résumé :

Dans cette étude, un échangeur de chaleur a été réalisé avec deux tubes concentriques démontables, afin de pouvoir insérer un fil métallique enroulé autour de la surface extérieure du tube interne de l'échangeur. Des essais ont été réalisés pour cet échangeur sans fil, et avec les fils enroulés. Trois types de fils sont utilisés, un fil de cuivre d'une section circulaire de diamètre de 1.5mm, un fil de cuivre d'une section circulaire de diamètre de 2.5mm, et un fil isolé d'une section circulaire de diamètre de 2.5mm, avec l'utilisation de l'eau comme fluide de travail pour les nombres de Reynolds (5166, 11380, 17059) dans les deux cas d'écoulement du fluide (co-courant) et (contre-courant). Les résultats expérimentaux révèlent que l'utilisation des fils avec des sections circulaires enroulés entraîne une forte augmentation des coefficients de transfert de chaleur par rapport à un tube à paroi lisse pour les deux arrangements. L'accroissement du pas du même fil entraîne l'accroissement du coefficient de transfert de chaleur pour atteindre une certaine limite au-delà de cette limite l'augmentation du pas du fil enroulé devient inefficace. Le transfert de chaleur est augmenté avec l'accroissement du diamètre du fil enroulé. Le cuivre augmente le coefficient de transfert thermique et l'efficacité par rapport au fil isolé.

Mots clés : Echangeur de chaleur, deux tubes concentriques, fil enroulé, coefficient de transfert de chaleur, efficacité.

Abstract:

In this study, a heat exchanger was made with two concentric tubes removable, in order to insert a coiled wire around the inner tube's outer surface of the heat exchanger. Tests have been made for a smooth wall tube, and with a coiled wire. Three types of coiled wires are used, a copper wire with a circular section of 1.5mm diameter, a copper wire with a circular section of 2.5mm diameter, and an insulated wire with a circular section of 2.5mm diameter mm, with the use of water as a working fluid, for Reynolds numbers (5166, 11380, 17059) in both cases of fluid flow (co-current) and (countercurrent). Experimental results reveal that the use of coiled wires results in a large increase in heat transfer coefficients compared to a smooth wall tube for both arrangements. Increasing the pitch of the same wire causes the increase of the heat transfer coefficient to reach a certain limit beyond this limit the increase in the pitch of the wound wire becomes ineffective. The heat transfer is increased with increasing the diameter of the coiled wire. The copper increases the heat transfer coefficient and the efficiency compared to the insulated wire.

Key words: heat exchanger, two concentric tubes, coiled wire, heat transfer coefficient, efficiency.

الخلاصة:

في هذه الدراسة تم انجاز مبادل حراري بأنبوبين متمحورين قابل للفك ، وذلك من أجل إمكانية إدخال سلك ملفوف حول السطح الخارجي للأنبوب الداخلي للمبادل ، ثم اجريت اختبارات تجريبية لهذا المبادل بدون سلك ومع الإضافات السلكية الملفوفة ، لثلاثة أنواع من الأسلاك وهي سلك نحاسي ذو مقطع دائري قطره 1.5 مم ، سلك نحاسي ذو مقطع دائري ، قطره 2.5 مم و سلك معزول ذو مقطع دائري قطره 2.5 مم. استخدم الماء كمائع اختبار لأرقام رينولدز (5166, 11380, 17059) في حالتين سريان المائع (متوازي)، (متعاكس). تكشف النتائج التجريبية أن استخدام الأسلاك الدائرية الملفوفة يؤدي إلى زيادة كبيرة في معاملات نقل الحرارة مقارنةً بأنبوب جدار أملس لتدفقات المياه المتوازية والعاكسة، كما أنه كلما زادت الخطوة لنفس السلك زاد معامل نقل الحرارة لتصل إلى حد معين بعدها يصبح السلك الملفوف بلا تأثير ، وكلما زاد قطر السلك الملفوف زاد معامل نقل الحرارة والفعالية، النحاس يزيد من معامل النقل الحراري والفعالية أكثر من العازل .

الكلمات المفتاحية : مبادل حراري، أنبوبين متمحورين ، سلك ملفوف ، معامل نقل الحرارة ، الفعالية .