

République Algérienne Démocratique et Populaire
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA -JIJEL
Faculté des Sciences et de Technologie
Département de Génie Mécanique

192483

Projet de Fin d'Études

*Pour l'Obtention du Diplôme
De Master 2 en Génie Mécanique
Option Systèmes Energétiques*

Thème

**Etude expérimentale des performances
thermiques et hydrodynamiques des tubes ondulés**

Les membres du jury :

**A.Ghellab
A.Laissaoui
Dr.Y.Kabar**

**Président
Examineur
Encadreur**

Présenté par :

Laib Said

Promotion 2016

Université de Jijel

Remerciement

Tout d'abord, je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donnée le courage, la volonté et la patience de mener à terme le présent mémoire.

*A travers ce modeste travail, nous tenons à remercier vivement mes Promoteurs «**Dr. Yassine Kabar**» et «**Dr. Yassine Demagh**». Pour ses encouragements et les conseils précieux et pour toutes les commodités qu'ils nous ont apportées durant notre étude et réalisation de ce projet.*

Mes remerciements les plus vifs s'adressent aussi aux membres de jury d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer mon travail.

Tous mes remerciements et mon estime a tous les enseignants du département de génie mécanique.

Sans omettre bien sûr de remercier profondément tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation du présent travail.

Mr. Laïb Saïd



Dédicace

A mes chers parents,

Qui m'ont toujours soutenu dans mes études.

A mes frères et mes sœurs chacun avec son nom.

A tous mes amis chacun avec son nom.

A tous mes collègues chacun avec son nom.

A tous mes enseignants chacun avec son nom.

A chaque personne qui m'a aidé.

SOMMAIRE

RESUME.....	
NOMENCLATURE	
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE	2
I-1- Introduction	2
I-2- Quelques travaux expérimentaux menés.....	6
I-3- Le but de ce travail.....	13
I-4-Conclusion.....	14
CHAPITRE II : THEORIE ET EXPERIMENTATION.....	15
II-1- Expérimentation	15
II-2- Théorie	20
II-2-1- Partie thermique	20
II-2-2- Partie hydrodynamique	24
CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION.....	26
III-1- Partie de l'hydrodynamique.....	27
III-2- Partie du transfert thermique.....	29
CONCLUSION GENERALE.....	36
REFERENCES	

RESUME

RESUME.

RESUME :

Une étude expérimentale est menée pour déterminer le taux de transfert de chaleur et les pertes de charge dans des conduits ondulés et lisse.

Un dispositif expérimental est monté au Laboratoire d'Energétique de l'Université de Jijel pour déterminer le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt. La méthode de Wilson est utilisée pour déterminer le coefficient d'échange convectif interne.

Les résultats obtenus montrent une nette augmentation du taux de transfert de chaleur dans les tubes ondulés. Aussi les pertes de charge sont plus importantes dans ce type de tubes.

ABSTRACT:

An experimental study is undertaken to determine the rate of transfer of heat and the pressure losses in conduits corrugated and smooth.

An experimental device is assembled to the Laboratory of Energy of the University of Jijel to determine the coefficient of friction and the number of Nusselt. The method of Wilson is used to determine the coefficient of convective exchange internal.

The results obtained show a clear increase in the rate of transfer of heat in the corrugated tubes. Also the pressure losses are more important in this type of tubes.

ملخص:

قمنا بإجراء دراسة تجريبية لتحديد معدل انتقال الحرارة وضياع الطاقة في الأنابيب المموجة والسلسة.

أنشأنا جهاز تجريبي في مختبر الطاقوية الخاص بجامعة جيجل لتحديد معامل الاحتكاك ورقم نسلت. كما استخدمنا طريقة ويلسون لتحديد معامل انتقال الحرارة الداخلية.

أظهرت النتائج زيادة ملحوظة في معدل انتقال الحرارة في الأنبوب المموج. كما أظهرت النتائج أيضا أن ضياع الطاقة في هذا النوع من الانابيب يكون معتبرا.

Nomenclature

A	La surface d'échange globale (m ²).
A _i	La surface d'échange interne (m ²).
A _e	La surface d'échange externe (m ²).
S _i	La section de passage du fluide interne (m ²).
u _i	La vitesse du fluide interne (m/s).
a	L'amplitude du tube ondulé (cm).
C _p	La chaleur spécifique à pression constante (J/kg.K).
D	Diamètre externe du tube d'essai (mm).
d	diamètre interne du tube d'essai (mm).
L	La longueur du tube d'essai (m).
λ	La longueur d'onde (cm).
m	Le débit massique (kg/s).
U	Le coefficient d'échange global (W/ m ² K).
Q̇	Le taux de transfert de chaleur (W).
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection (W/ m ² K).
k _{eau}	La conductivité thermique de l'eau (W/mK).
K _{paroi}	La conductivité thermique du tube (W/mK).
T	Température (°C).
P	Pression (Pa).
De	Nombre de Dean où $De = Re^2 \delta$.
δ	Rapport de courbure où $\delta = r \bar{k}_c$.
Re	Nombre de Reynolds.
Nu	Nombre de Nusselt.
Pr	Nombre de Prandtl.
f	Coefficient de frottement.
μ	La viscosité dynamique (N/ms).
ρ	La masse volumique (kg/m ³).
k	Le nombre d'onde de tube ondulé.
\bar{k}_c	Moyenne de courbure du tube.
r	Le rayon du tube (mm).

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Généralement les échangeurs de chaleur contiennent des canaux d'écoulement avec diverses formes de section transversale, courbés ou ondulés dans le sens d'écoulement principal. L'utilisation de ces tubes peut améliorer le transfert de chaleur, en effet les tubes courbés engendrent un flux secondaire à travers le courant principal qui améliore le taux de transfert de chaleur d'une manière significative. D'autre part, ils peuvent induire une légère augmentation de la chute de pression.

Pour optimiser les systèmes comportant des conduits ondulés, on caractérise le transfert de chaleur grâce au nombre de Nusselt et les pertes de charge à l'aide du coefficient de frottement. Le but de notre étude est de déterminer expérimentalement le taux de transfert de chaleur et les pertes de charge dans des conduits ondulés et lisse.

Pour cela, nous présentons au premier chapitre une analyse bibliographique des travaux déjà réalisés, au deuxième chapitre, on a abordé l'aspect théorique et on présente le dispositif expérimental utilisé pour déterminer le coefficient de frottement de **Fanning** d'après les mesures des pressions à l'entrée et à la sortie du tube d'essai. Le nombre de Nusselt est déterminé par la méthode de Wilson.

Au troisième chapitre nous présentons les résultats obtenus pour les 03 tubes testés. Enfin, on termine cette étude par des conclusions et des perspectives.

***CHAPITRE I : ANALYSE
BIBLIOGRAPHIQUE***

CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

I-1-Introduction :

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, etc., mais aussi pour des opérations de transformations chimiques. [1]

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou, plus généralement, entre deux corps, se fait de trois façons, soit par conduction, par convection (naturelle ou forcée) ou par rayonnement. Lorsque ce transfert s'accompagne d'un transfert de masse, il est appelé transfert par convection. Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides ou lorsque un fluide circule autour d'un solide. Dans le cas de la convection forcée, Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...).

L'amélioration et le développement des moyens de transfert thermique convectif, est le principal objectif recherché de la plupart des études réalisées dans ce domaine, et ces études nous ont fourni de nombreuses solutions technologiques.

Pour le cas du transfert thermique convectif dans les échangeurs à tubes, l'amélioration du transfert thermique peut se faire grâce aux rajouts d'ailettes(les ailettes sont disposées à l'intérieur ou à l'extérieur du tube).



Figure1 : tube à ailette.

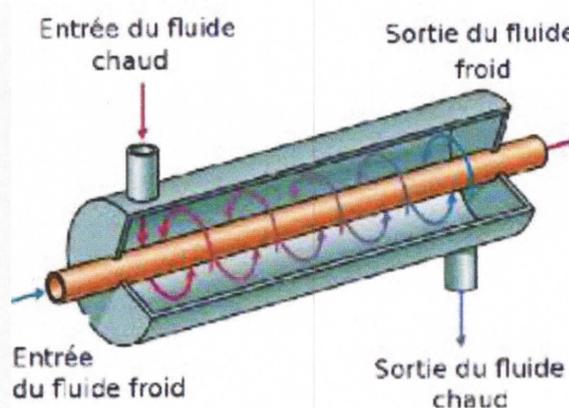


Figure2 : échangeur à contre-courant.

L'utilisation des tubes courbés est une autre technique largement utilisée pour améliorer les transferts convectifs comme le chauffe-eau solaire, à gaz.

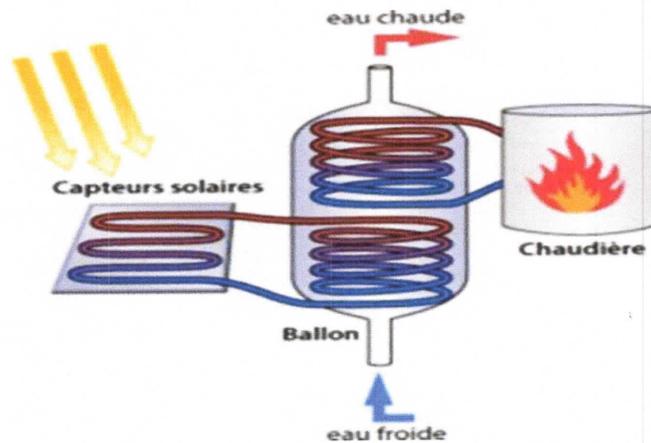


Figure3 : Utilisation des tubes courbés dans le chauffage solaire.

L'amélioration de l'échange de chaleur dépend de la géométrie du tube. Chaque tube courbé défini par:

La longueur du tube L .

La longueur d'onde λ .

L'amplitude a .

Le diamètre intérieur d et le diamètre extérieur D .

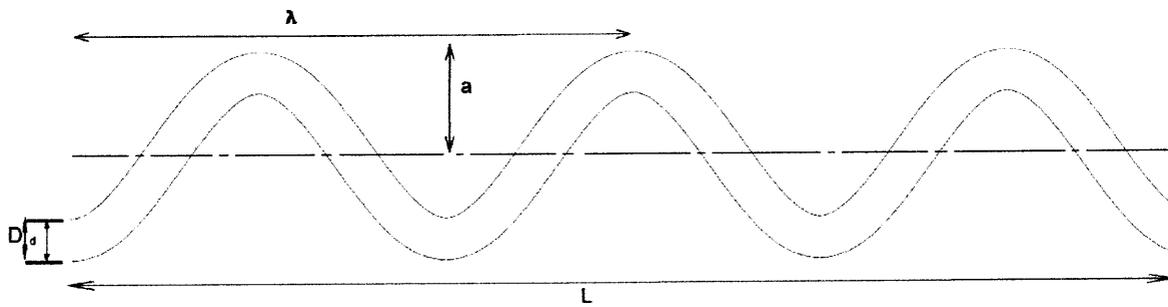


Figure4 : la géométrie d'un tube ondulé.

Lorsqu'un écoulement laminaire de fluide visqueux s'opère dans une conduite courbée, les vecteurs vitesses d'une section droite ne sont pas perpendiculaires à cette section. La projection de ces vecteurs sur le plan normal à l'écoulement principal permet de faire apparaître les lignes de courant représentant l'écoulement secondaire généré par la force centrifuge. Cet écoulement secondaire est généralement composé de deux cellules de recirculation contrarotatives disposées symétriquement par rapport au plan d'action de la force centrifuge (Figure5A), que l'on dénomme cellules de Dean, qui, le premier, a décrit ce phénomène (Dean (1927-1928)). [2]

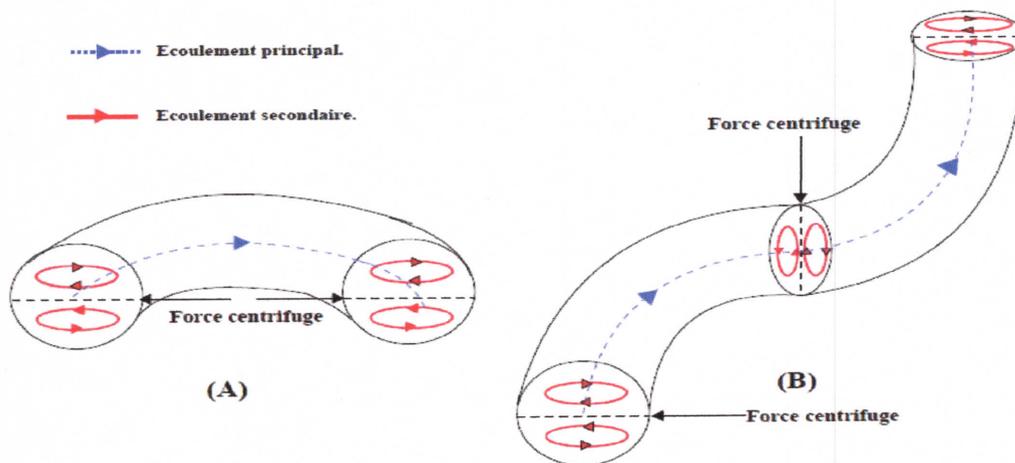


Figure 5 : Représentation schématique de l'écoulement principal et secondaire au sein : (A) d'une conduite courbée, (B) d'un dispositif générant du chaos lagrangien (d'après C.Chagny, C.Castelain et H.Peerhossaini (1999)).

Pour optimiser les systèmes comportant des conduits ondulés, on caractérise le transfert de chaleur grâce au nombre de Nusselt et les pertes de charge à l'aide du coefficient de frottement.



I-2-Quelques travaux expérimentaux menés:

Nous allons analyser quelques-unes des études expérimentales afin de voir les différents dispositifs et méthodes de mesures utilisées afin de nous aider dans la réalisation de notre travail.

Abou Arab et al 1991 [3]

Ont fait une étude expérimentale sur la chute de pression dans les tubes courbés alternatif.

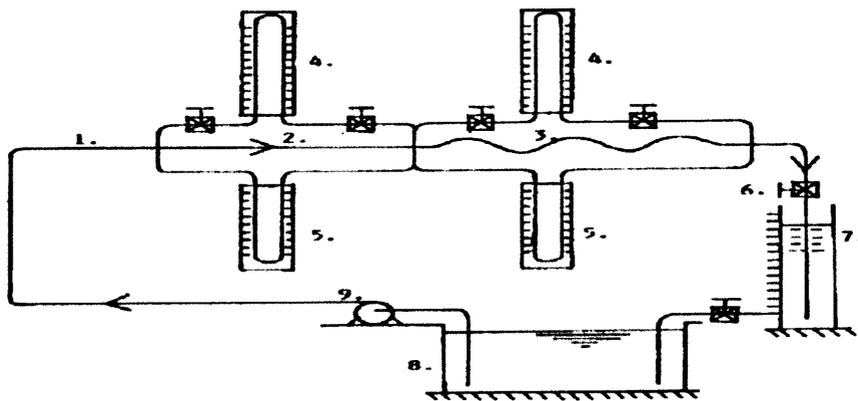


Figure6 : le dispositif expérimental utilisé.

1. Entrée du tube 2. Tube droit 3. Tube ondulé 4. Manomètre d'air 5. Manomètre à mercure
6. Soupape de commande d'écoulement 7. Réservoir de mesure 8. Réservoir principal
9. Pompe centrifuge.

Ils ont montré que le rapport de coefficient de frottement augmenter légèrement avec le Re , il est maximale avec un grand rapport de courbure.

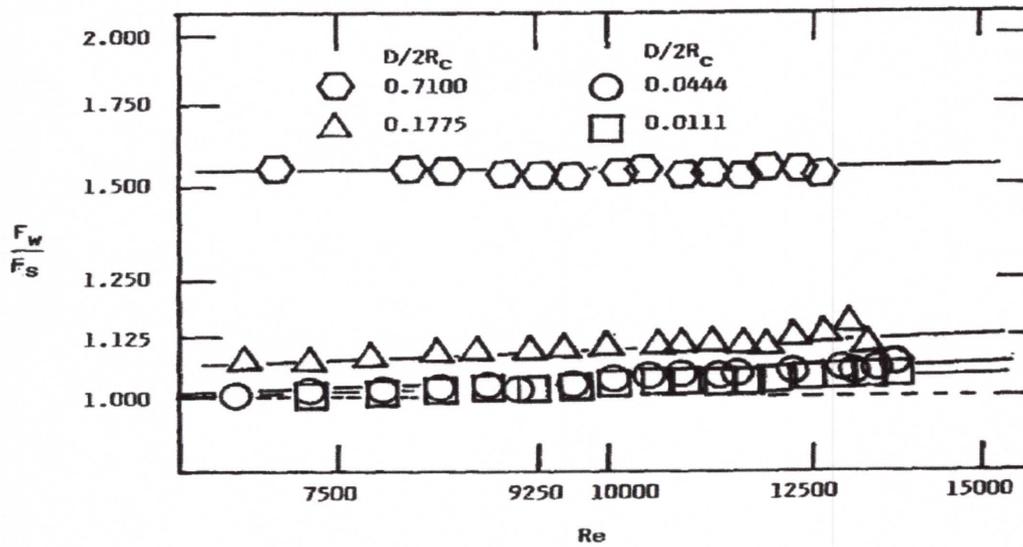


Figure7 : la variation du rapport de coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds dans le régime turbulent.

Yang et al 2002 [4]

Ont mené des expériences sur les écoulements de l'eau dans des conduits ondulés de 9,52 mm de diamètres et 1 m de long.

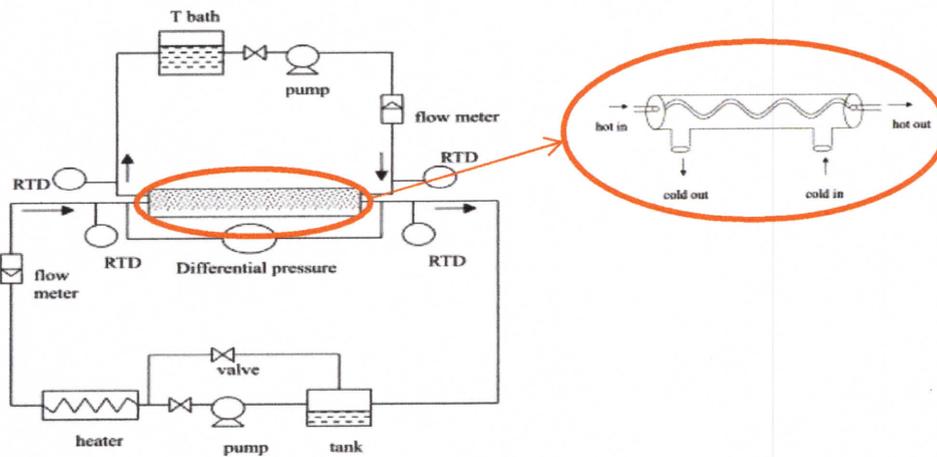


Figure8 : le dispositif expérimental utilisé.

CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.

La variation de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'amplitude (a) et de longueur d'onde (k) est schématisée dans les figures suivantes :

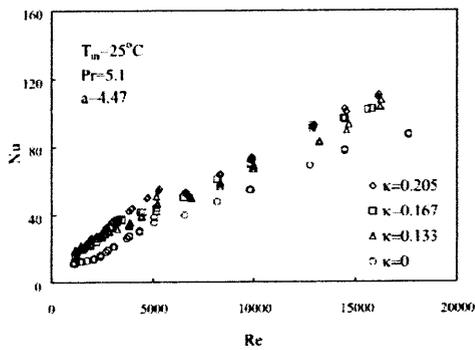


Figure9 : $Nu=f(Re)$ pour différents (k)

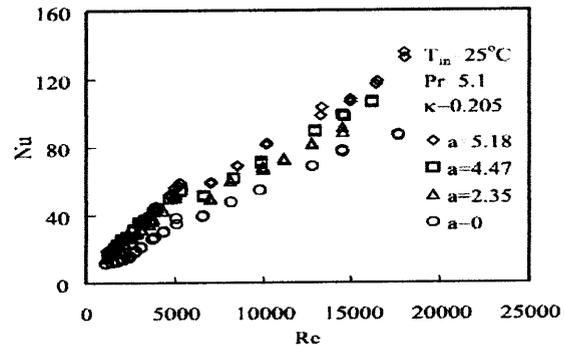


Figure10 : $Nu=f(Re)$ pour différents (a)

Les figures suivantes représentent la variation du facteur de friction(f) en fonction de nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'amplitude (a) et de longueur d'onde (k) :

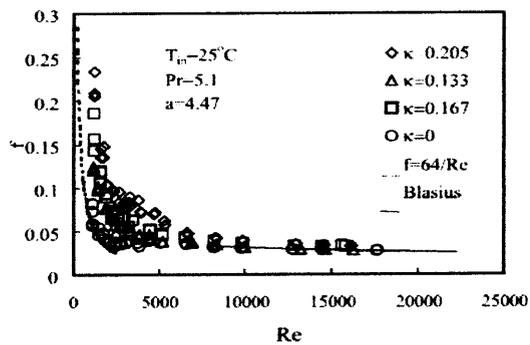


Figure11: $f=f(Re)$ pour différents (k)

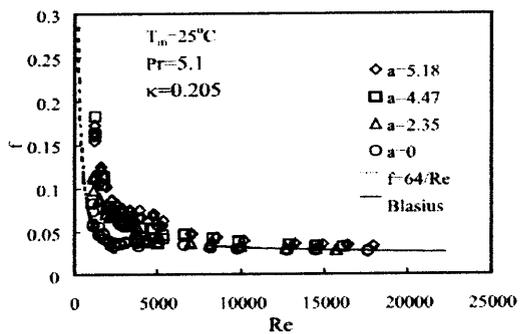


Figure12 : $f=f(Re)$ pour différents (a)

CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.

Les données expérimentales ont été corrélées comme suit :

Pour un écoulement turbulent ($Re > 2000$):

$$Nu = 2.87De^{0.4}\delta^{-0.203}Pr^{0.386}, R^2 = 0.85$$

$$f = 1.69De^{-0.159}\delta^{0.488}, R^2 = 0.95$$

Pour: $2.1 \times 10^6 \leq De \leq 5.5 \times 10^7$, $0.050 < \delta < 0.096$, et $4.0 < Pr < 5.2$.

Pour un écoulement laminaire ($Re < 2000$):

$$Nu = 0.185De^{0.325}\delta^{-0.157}Pr^{0.234}, R^2 = 0.89$$

$$f = 739De^{-0.507}\delta^{0.988}, R^2 = 0.87$$

Pour: $2.5 \times 10^4 \leq De \leq 6 \times 10^5$, $0.05 < \delta < 0.096$, et $3.9 < Pr < 4.5$.

Les résultats montrent que lorsque le nombre de Dean augmente le taux de transfert de chaleur augmente aussi. Une nette amélioration du nombre de Nusselt est obtenue pour les conduits ondulés par rapport aux conduits droits, par contre le coefficient de frottement augmente à hauteur de 40%.

Jayakumar et al 2008 [5]

Ont réalisé une étude expérimentale et numérique sur l'échange de chaleur dans des échangeurs de chaleur avec des tubes hélicoïdaux.

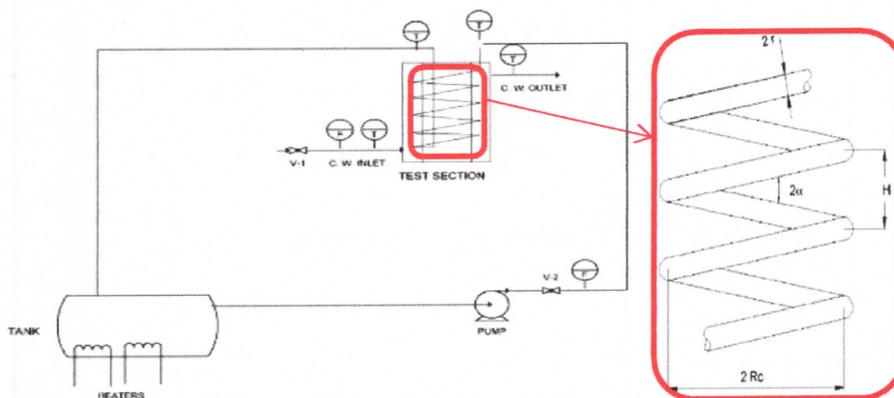


Figure13 : le dispositif expérimental utilisé.

Ils ont montré que le nombre de Nusselt est proportionnel au nombre de Dean.

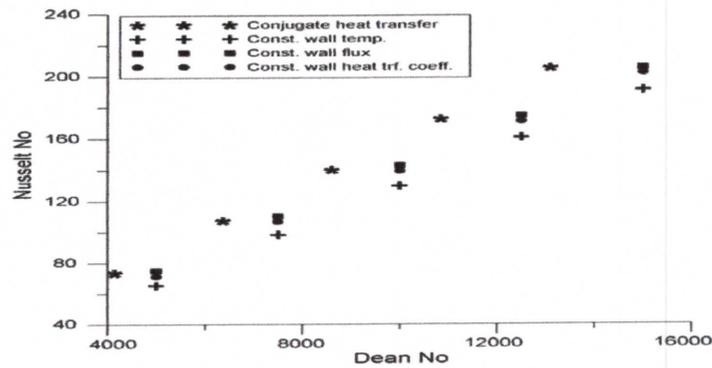


Figure14 : la variation du nombre de Nusselt en fonction de nombre de Dean pour un écoulement laminaire.

Fabio Bozzoli et al 2014 [6]

Ont présenté et tester une procédure pour estimer le flux de chaleur par convection dans des tubes enroulés. L'expérience a été menée pour un écoulement laminaire développé $Re = 160-1115$. Le tube utilisé est hélicoïdal de longueur $L = 6$ m, le diamètre intérieur du tube est égale à 14 mm et le pas est de 100 mm, la. L'éthylène glycol a été utilisé comme fluide de fonctionnement.

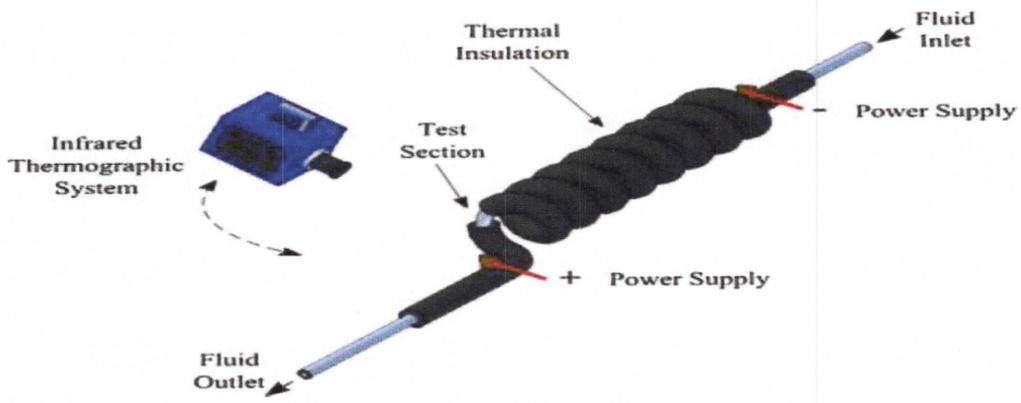


Figure15 : le dispositif expérimental utilisé.

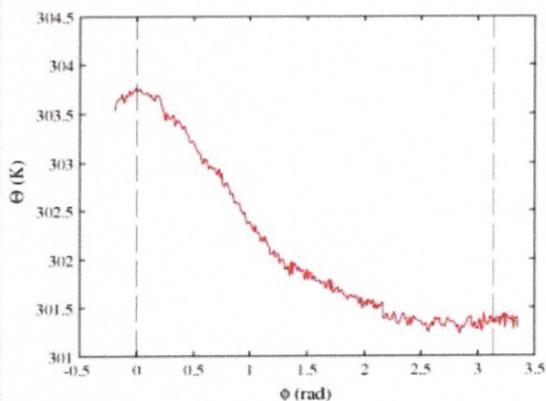


Figure16 : La distribution de la température sur la bobine paroi externe pour Re égal à 449.

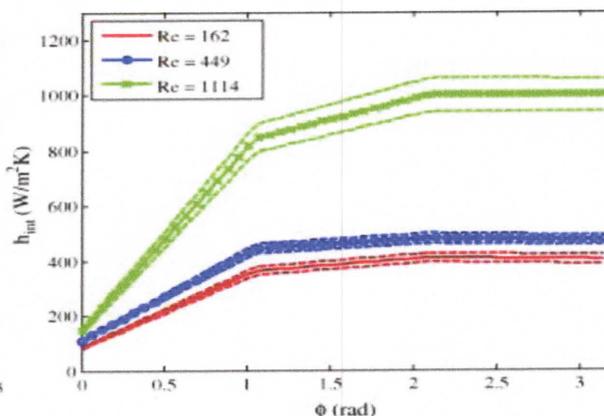


Figure17 : la distribution du coefficient de transfert de chaleur par convection en fonction du ϕ , pour trois valeurs de Re différents.

Les résultats montrent que la variation du coefficient de transfert de chaleur par convection le long de la limite de la section de conduit est très important: à la surface extérieure de la bobine le nombre de Nusselt est quatre à six fois que, à la surface intérieure.

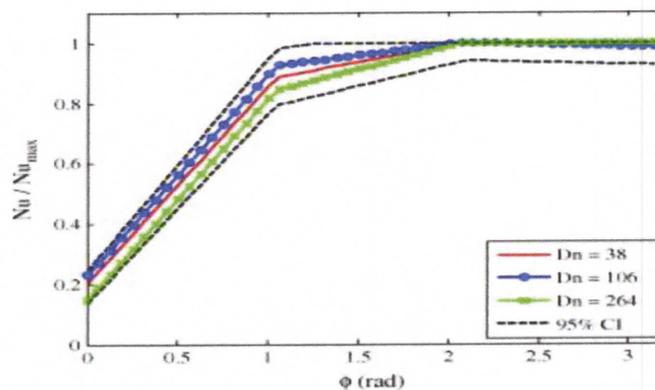


Figure18 : Nombre du Nusselt normalisé, en fonction de ϕ , pour différents nombres de Dean.

Jacopo De Amicis et al 2014 [7]

Ont étudié l'écoulement laminaire incompressible d'un fluide monophasique dans un tuyau enroulés en hélice, le diamètre de la bobine est de 1 m, le diamètre intérieur du tuyau est de 12,53 mm et de la longueur du tube est de 32 m. Les caractéristiques du tube utilisé sont représentées dans le tableau suivant :

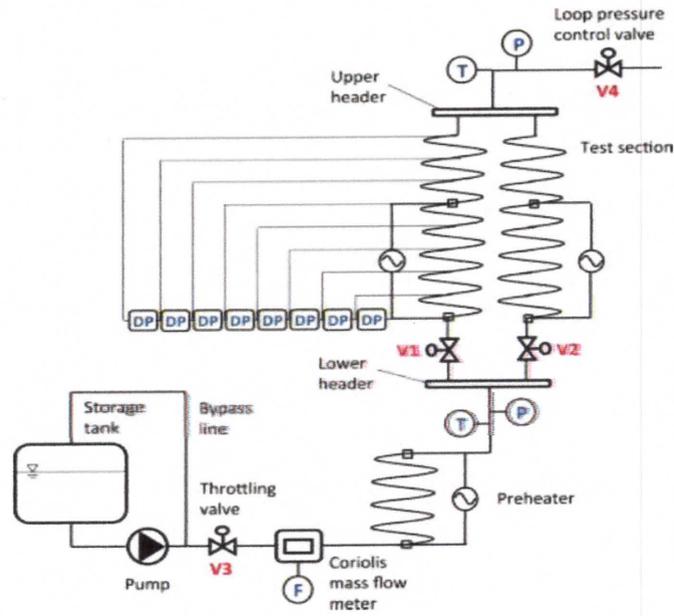


Figure19 : Schéma de l'installation utilisée.

Le comportement du coefficient de frottement de Darcy avec le nombre de Reynolds est représenté dans la Figure suivante :

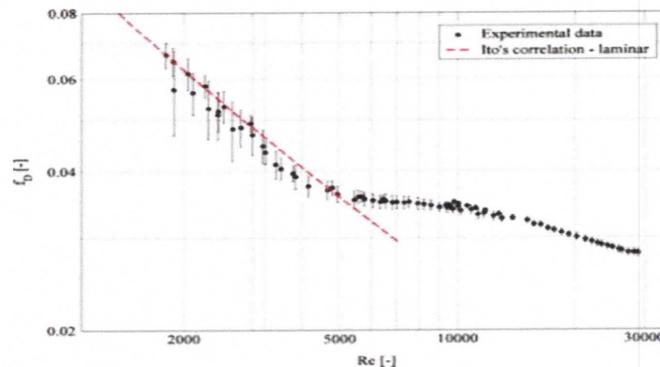


Figure20 : Comportement du facteur de friction Darcy avec nombre de Reynolds pour le serpentín hélicoïdal installé dans les laboratoires SIET.

Le facteur de friction de Darcy f_D a été calculé comme suit:

$$f_D = \Delta P \frac{d}{L} \frac{2}{\rho u^2}$$

La corrélation d'Ito est la suivante :

$$f_c / f_s = 21,5 De / (1.56 + \log_{10} De)^{5,73} \quad 13,5 < De < 2000$$

Là où f_c est le coefficient de frottement de Darcy pour un tube courbé, et f_s est le coefficient de frottement de Darcy pour un tube droit.

L'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une diminution du facteur de friction Darcy.

I-3-Le but de ce travail :

Le but de ce travail est l'étude expérimentale de la convection forcée dans les tubes ondulés sinusoïdales et en forme C.

On élabore un dispositif expérimental au **Laboratoire d'Energétique du Département de Génie Mécanique Université de Jijel**, pour mesurer les températures et les pressions à l'entrée et à la sortie.



Figure21: un tube sinusoïdal.

I-4-Conclusion :

L'analyse bibliographique qu'elle nous avons fait montre que les tubes ondulés sont plus efficaces que les tubes droits dans le domaine du transfert thermique, surtout pour des valeurs du rapport de courbure plus grandes.

On observe aussi que dans les conduits sinusoïdaux et pour le cas où le fluide est de l'eau à faible nombre de Prandtl, les échanges de chaleur augmentés de 100% pour une augmentation relative des pertes par frottement de 40%.

On observe qu'il y a plusieurs types de corrélation et de dispositifs expérimentaux selon les conditions de l'expérience mise en place.

***CHAPITRE II : THEORIE ET
EXPERIMENTATION***

CHAPITRE II : THEORIE ET EXPERIMENTATION.

CHAPITRE II : THEORIE ET EXPERIMENTATION

H-1- Expérimentation :

Les expériences sont faites pour mesurer le transfert de la chaleur et la chute de pression pour le débit d'eau à l'intérieur d'un tube.

Nous utiliserons différents tubes ondulés amovibles avec une fonction axiale $y = a \sin kx$

Où $k = 2\pi/\lambda$, en plus d'un tube droit, ces tubes sont des tubes frigorifiques rugueux, les dimensions de chaque tube sont indiquées dans le tableau suivant:

Tableau 1 : les dimensions de chacun des tubes utilisés.

	Diamètre d (mm)	Amplitude a (cm)	Longueur d'onde λ (cm)
Tube droit	4.70	0	0
Tube 1	4.70	2.35	15.70
Tube 2	4.70	2.35	34.88



Figure 22 : tube droit.



Figure 23 : tube ondulé 1.

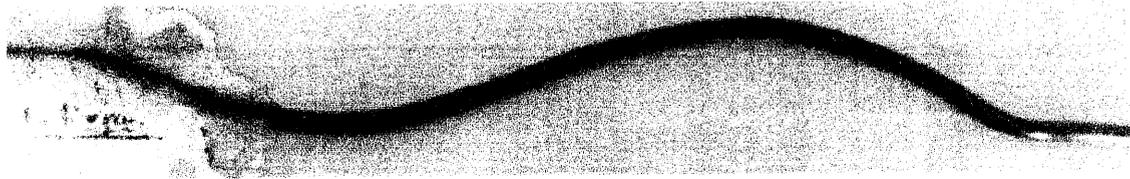


Figure 24 : tube ondulé 2.

La forme géométrique des tubes ondulés utilisés est illustrée comme suit :

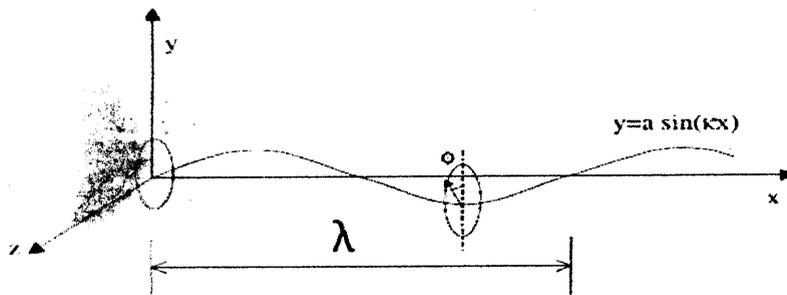


Figure 25 : La forme géométrique des tubes ondulés.

Le schéma du montage expérimental utilisé est présenté par la Figure 26. La boucle inférieure dans la Figure 26 est la boucle de l'eau froide circulant à l'intérieur du tube de teste, dont les températures d'entrée et de la sortie sont mesurées par un thermocouple, l'alimentation du système par le fluide de travail, le pompage et le refroidissement de l'eau chaude qu'elle sorte du tube d'essai tous ca est assurée par un système du contrôle électronique (PCGE 21.02-NEA), le débit est mesuré par un débitmètre et les pressions de l'entrée et de la sortie sont mesurées à l'aide des manomètres.

La boucle supérieure fournit l'eau de chauffage circulant à travers l'espace entre le tube d'essai et le bac, les températures d'entrée et de la sortie mesurées par un thermocouple et le débit est mesurées par un débitmètre et réglé par une vanne de réglage, l'eau chaude est pompée par une pompe centrifuge.

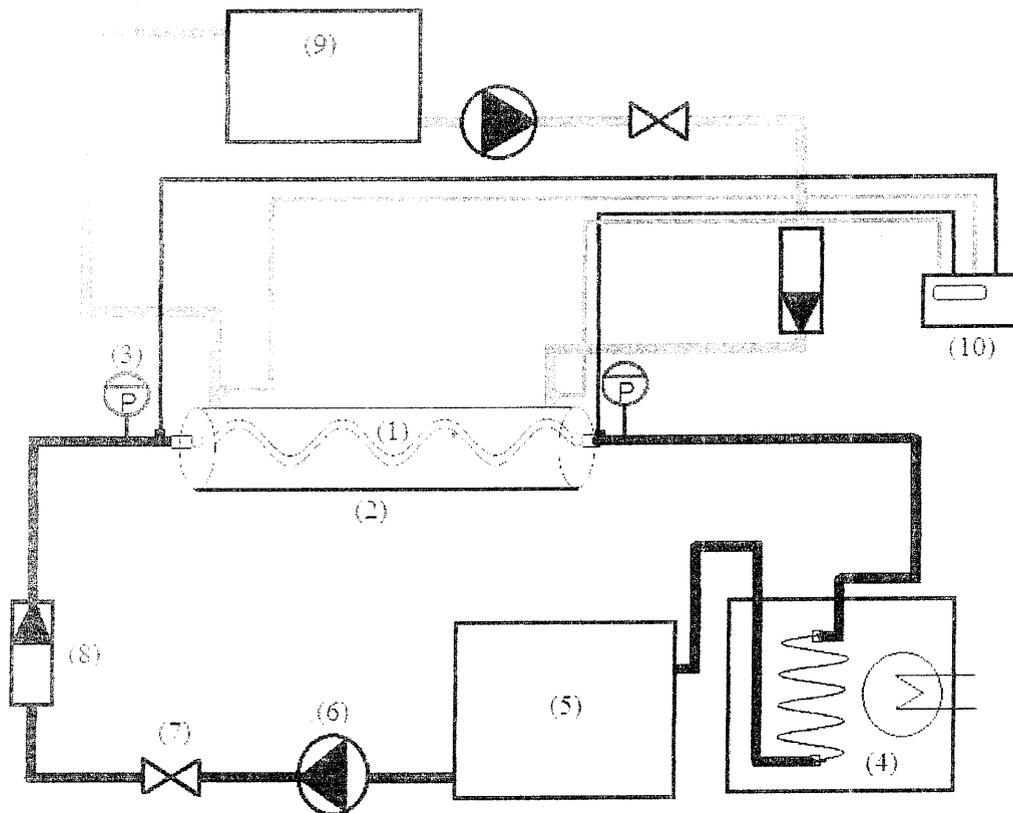
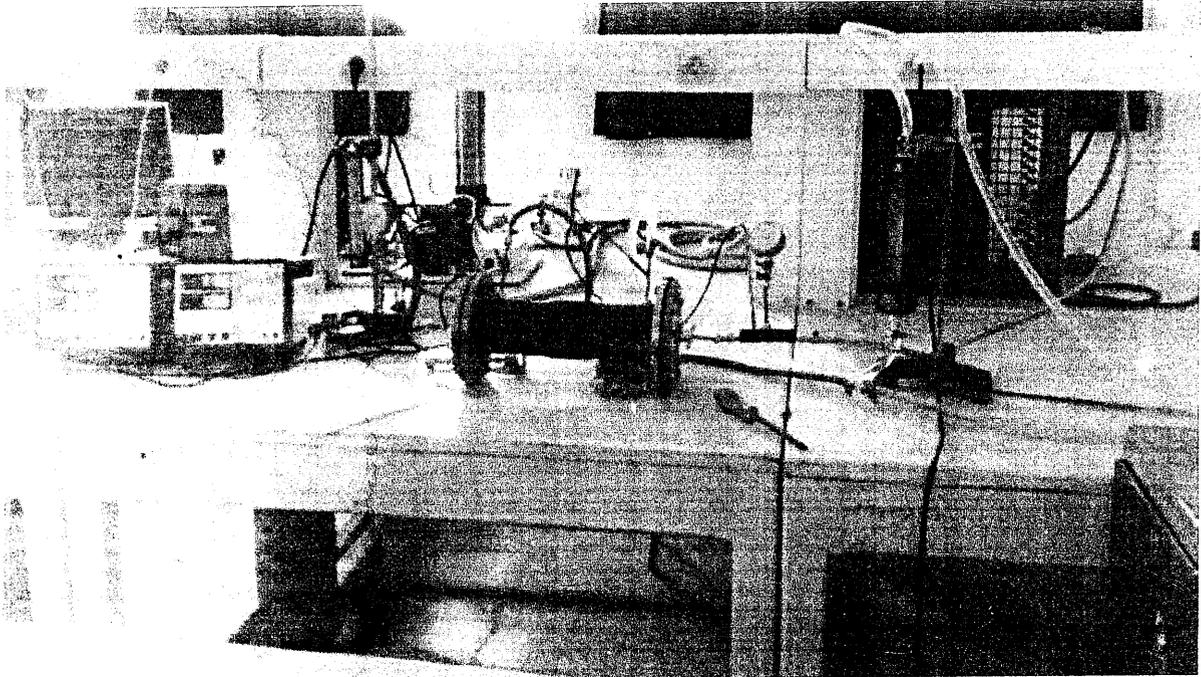


Figure 26 : le dispositif expérimental utilisé.

CHAPITRE II : THEORIE ET EXPERIMENTATION.

(1) Le tube d'essai. (2) Le bac. (3) Manomètre. (4) Refroidisseur. (5) Réservoir de l'eau froide. (6) Pompe centrifuge. (7) Vanne de réglage. (8) débitmètre. (9) Réservoir de l'eau chaude. (10) Thermocouple.

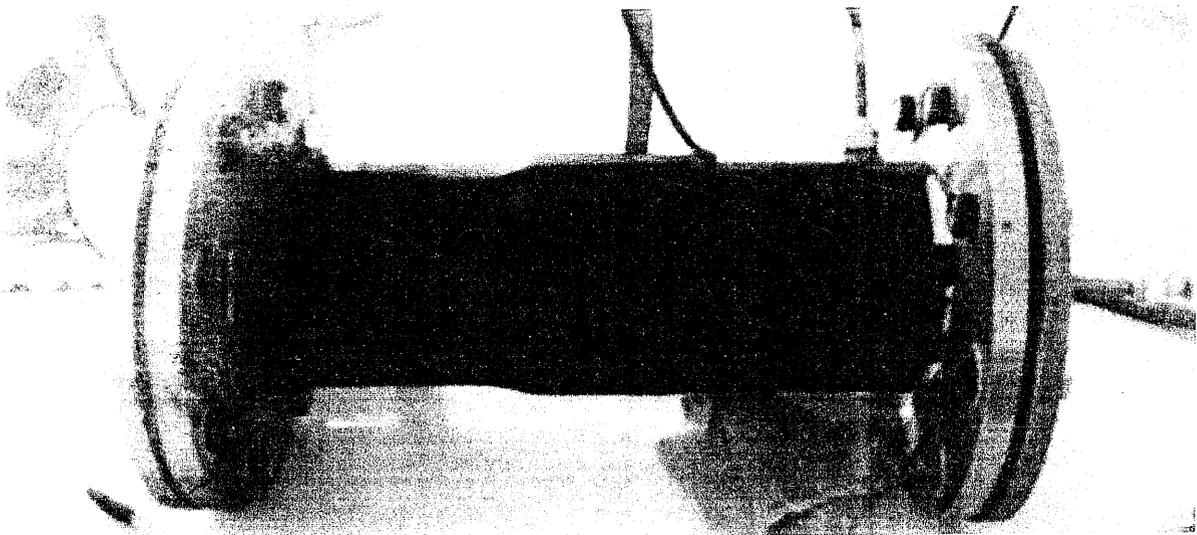


Figure 27 : une photo du system (tube d'essai-bac) étudié.

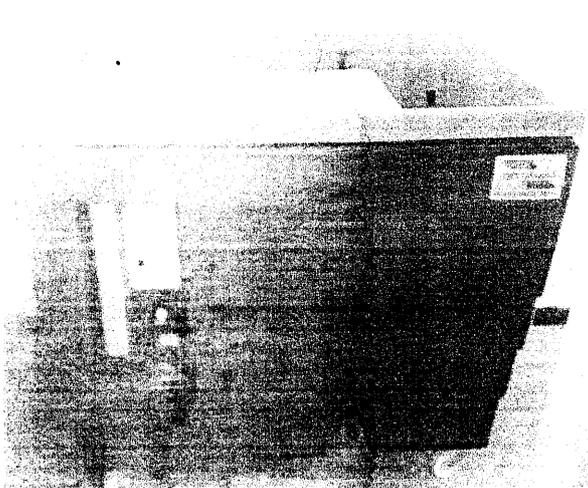


Figure 28 : system d'alimentation en eau chaude.

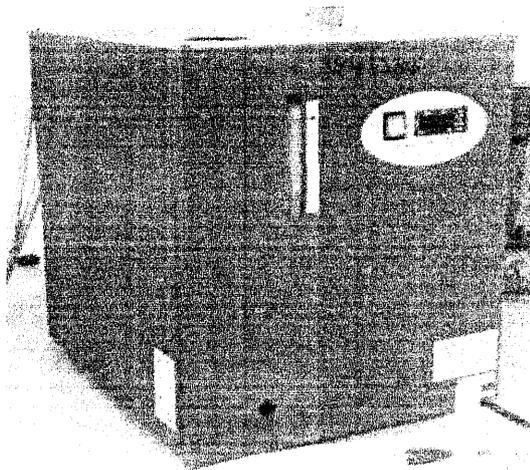


Figure 29 : system d'alimentation en eau froide.

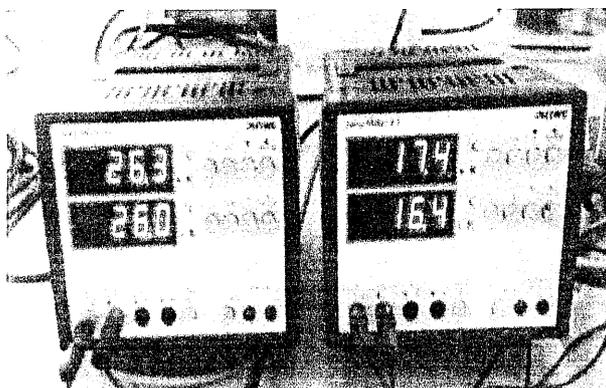


Figure 30 : les thermocouples utilisés.

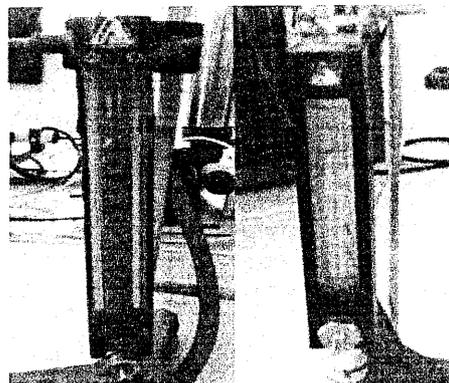


Figure 31 : les débitmètres utilisés.

II-2- Théorie :

Dans ce travail on étudier l'écoulement d'un fluide incompressible qui est de l'eau à l'intérieur d'un tube amovible (02 tubes), pour les tubes ondulés la courbure de tube à n'importe quel emplacement est :

$$k_c = k^2 a \sin kx / (1 + k^2 a^2 \cos^2 kx)^{1.5} \quad (1)$$

Le tube est placé dans un échangeur de chaleur à tubes coaxiaux où s'écoule une autre eau d'une température plus élevée, donc un échange de chaleur se crée entre les deux fluides, d'autre part il y a une chute de pression qui se crée le long du tube. On étudié les performances thermiques et hydrodynamiques de ces tubes c'est à dire cette étude porte sur la partie thermique et la partie hydrodynamique.

Partie 1- Partie thermique :

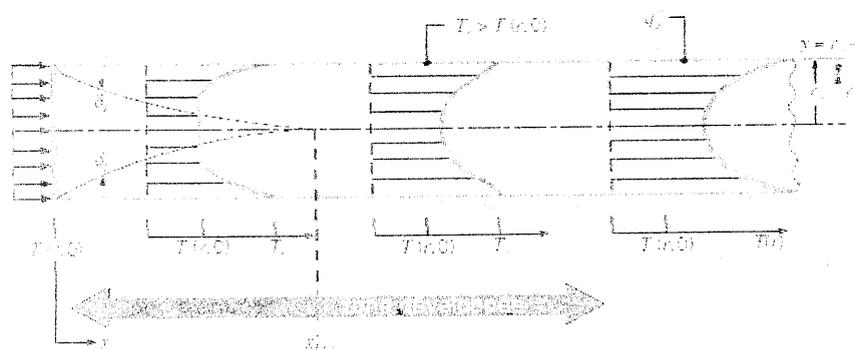


Figure32 : la couche limite thermique dans un tube cylindrique.

La quantité de chaleur absorbée par le fluide froid est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2)$$

où \dot{m}_f est le débit du fluide froid,

CHAPITRE II : THEORIE ET EXPERIMENTATION.

C_{p_f} est la chaleur spécifique du fluide froid,

T_{fs} et T_{fe} sont les températures d'entrée et de la sortie du fluide froid.

La quantité de chaleur rejetée par le fluide chaud est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce}) \quad (3)$$

\dot{m}_c est le débit du fluide chaud,

C_{p_c} est la chaleur spécifique du fluide chaud,

T_{cs} et T_{ce} sont les températures d'entrée et de la sortie du fluide chaud.

Le bilan énergétique de la section d'essai devrait être

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c$$

$$(\dot{Q}_f - \dot{Q}_c) \rightarrow 0$$

Le taux de transfert de chaleur moyenne est choisi comme suite :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_f \quad (4)$$

Le coefficient global de transfert de chaleur correspondant U est défini comme suite :

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{LM} \quad (5)$$

Où

A est l'aire totale de transfert de chaleur,

ΔT_{LM} est la différence de température logarithmique moyenne (LMTD) calculée par l'équation suivante :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (6)$$

Où

$$\Delta T_1 = T_{cs} - T_{fe} \quad (7)$$

$$\Delta T_2 = T_{ce} - T_{fs} \quad (8)$$

CHAPITRE II : THEORIE ET EXPERIMENTATION.

Pour le calcul du coefficient d'échange par convection intérieur on utilisant la méthode de Wilson plot originale, La méthode de Wilson a été développée par Wilson en 1915 pour évaluer les coefficients convectifs dans des condensateurs à tubes, pour le cas d'une condensation de vapeur extérieur au moyen d'un écoulement liquide froid à l'intérieur. Il est basé sur la séparation de la résistance thermique globale dans la résistance thermique convective intérieure et les résistances thermiques restantes participant au procédé de transfert de chaleur.

La résistance globale de transfert de chaleur peut être exprimée par l'équation suivante :

$$\frac{1}{UA} = \frac{\Delta T_{LM}}{\dot{Q}} \quad (9)$$

La résistance globale se compose de trois résistances en série: la résistance de convection sur la surface intérieure, la résistance de conduction de la paroi courbée du tube, et la résistance de la convection sur la surface extérieure du tube ondulée. Elle est donnée par l'équation suivante :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{paroi} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (10)$$

Où h_e et h_i sont les coefficients de transfert de chaleur par convection sur la surface extérieure et intérieure du tube ondulée, respectivement.

Les paramètres qui affectent le problème comprennent le nombre de Reynolds et les paramètres géométriques a et k qui déterminent la courbure d'un tube ondulé.

Pour la simplicité, la résistance thermique globale peut être réécrite comme Equation (11) :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D/d)}{2\pi L k_{paroi}} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (11)$$

k_{paroi} est la conductivité thermique de tube

L est la longueur du tube.

Wilson a noté que si l'écoulement de la masse du liquide était modifié, alors le changement de la résistance thermique globale serait principalement dû à la variation du coefficient de convection dans le tube interne, alors que les résistances thermiques restantes demeureraient presque constantes. Par conséquent, comme indiqué dans équation (12). Les résistances thermiques en dehors de tube interne et la paroi de tube ont pu être considérées constantes.

CHAPITRE II : THEORIE ET EXPERIMENTATION.

$$\frac{\ln(D/d)}{2\pi L k_{paroi}} + \frac{1}{h_e A_e} = C_1 \quad (12)$$

Wilson a déterminé que pour le cas de l'écoulement liquide turbulent et développé à l'intérieur d'un tube circulaire, le coefficient de convection était proportionnel à une puissance de la vitesse u_i qui englobe les variations de propriété du fluide et du diamètre de tube. Ainsi, le coefficient de convection peut être écrit selon l'équation (13) :

$$h_i = C_2 u_i^n \quad (13)$$

Où C_2 est une constante,

n est la vitesse du fluide interne.

et C_1 est constant.

En plus, en combinant les équations (10), (12) et (13), la résistance thermique globale s'avère être une fonction linéaire de $1/u_i^n$, elle peut être réécrite comme suit (Equation (14)) :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{C_2 A_i} \frac{1}{u_i^n} + C_1 \quad (14)$$

L'équation (14) peut se mettre sous une forme linéaire, comme il est montré dans l'équation (15) :

$$y = \alpha x + \beta \quad (15)$$

Où :

$$y = \frac{1}{UA} \quad (16)$$

$$x = \frac{1}{u_i^n} \quad (17)$$

Avec : $\alpha = \frac{1}{C_2 A_i}$ et $\beta = C_1$

Après avoir calculé le coefficient de convection de transfert de chaleur par convection sur la surface intérieure du tube ondulé à l'aide de la méthode de Wilson, on peut calculer le nombre de Nusselt par l'équation (18) :

$$Nu = \frac{h_i d}{k_{eau}} \quad (18)$$

k_{eau} est la conductivité thermique de l'eau.

II-1-2- Partie hydrodynamique :

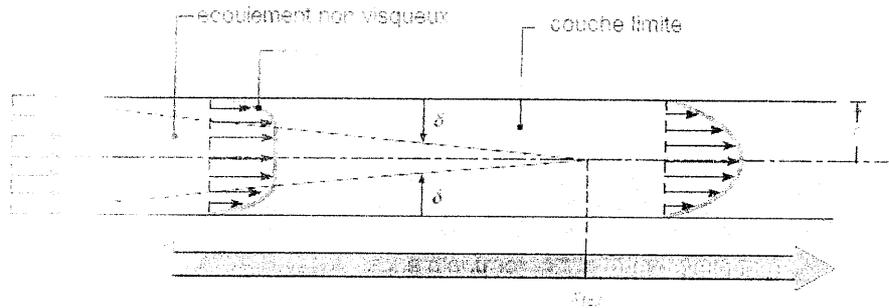


Figure 53 : la couche limite dynamique dans un tube cylindrique.

L'écoulement du fluide est caractérisé par le nombre du Reynolds, c'est un nombre adimensionnel défini comme suite :

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (19)$$

Où u est la vitesse du fluide,

ρ sa densité, d le diamètre interne du tube

μ est la viscosité dynamique du fluide.

Le débit massique du fluide qu'il passe à travers le tube d'essai est donné par l'équation suivante :

$$\dot{m} = \rho u_i S_i \quad (20)$$

Pour l'écoulement d'un fluide incompressible dans un tube de section uniforme, la vitesse est constante et la variation d'énergie cinétique est nulle, on sait que la section d'un tube cylindrique est $(S_i = \frac{\pi d^2}{4})$ et de l'Equation (20) on a :

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (21)$$

CHAPITRE II : THEORIE ET EXPERIMENTATION.

Jusqu'ici, nous n'avons considéré que des fluides parfaits, caractérisés par une viscosité nulle. L'écoulement des fluides réels s'accompagne toujours de frottements internes: les fluides réels sont visqueux et freinés dans leur mouvement par une force F proportionnelle à la vitesse du fluide si celle-ci est petite:

$$F \propto \mu u \quad (22)$$

où μ est la viscosité du fluide.

L'écoulement est caractérisé par le coefficient de frottement, qui a été calculé par l'équation suivante:

$$f = \Delta P \frac{d}{L} \frac{2}{\rho u^2} \quad (23)$$

Où ΔP est la chute de pression,

L est la longueur du tube,

d est le diamètre interne du tube,

u est la vitesse moyenne à l'intérieur du tube

ρ est la masse volumique du fluide de travail.

La chute de pression ΔP est calculée comme suite :

$$\Delta P = P_e - P_s$$

Où P_e, P_s sont les pressions mesurées à l'entrée et à la sortie du tube respectivement.

***CHAPITRE III : RESULTATS ET
DISCUSSION***

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION.

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION

Procédures

Le protocole expérimental est le suivant:

1. Introduction du tube d'essai dans l'échangeur de chaleur.
2. Serrer les presse-étoupes.
3. Fixer les manomètres.
4. Introduction des thermocouples dans les fourreaux correspondants
5. relier tous les conduits aux débitmètres ainsi qu'aux dispositifs de pompage.
6. Mise en marche des pompes.
7. Fixer le débit de l'eau chaude.
8. Varier le débit de l'eau froide.
9. Enregistrer les pressions et les températures pour chaque débit d'eau froide.

Les résultats expérimentaux obtenus pour chaque tube sont représentés dans le tableau 3.

Tableau3 : Tableau des résultats expérimentaux obtenus.

Tube	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_f (kg/s)	u_i (m/s)	T_{fe} (°C)	T_{fs} (°C)	T_{ce} (°C)	T_{cs} (°C)	Re	P_e (Pa)	P_s (Pa)
Tube droit	0,066	0,0083	0,47864111	14,1	15	23,9	23,8	1836,430466	80000	79000
	0,066	0,01	0,57610355	16	16,6	24,1	23,8	2509,62441	80000	79000
	0,066	0,011	0,63434762	15,2	15,9	24,2	23,9	2433,823509	80000	79000
	0,066	0,013	0,74968355	15	15,7	24,3	24	2876,336874	80000	79000
	0,066	0,015	0,86501948	15	15,6	24,5	24,3	3318,85024	81000	80000
	0,066	0,016	0,92268744	14	14,6	24,6	24,3	3540,106922	81000	80000
Tube ondulé 1	0,066	0,0083	0,47816594	16,8	18,5	25	24,8	2082,98826	79000	70000
	0,066	0,01	0,57610355	14,7	16,3	25,1	24,8	2509,62441	79000	70000
	0,066	0,011	0,6337139	15,2	16,6	25,3	25	2760,58685	80000	72000
	0,066	0,013	0,74893461	14,9	16,2	25,4	25	3262,51173	80000	75000
	0,066	0,015	0,86415532	14,8	16	25,5	25,1	3764,43661	81000	76000
	0,066	0,016	0,92176568	16	17,4	26,5	26,2	4015,39906	81000	78000
Tube ondulé 2	0,066	0,0083	0,47816594	14,7	16,4	25,9	25,6	2082,98826	78000	72000
	0,066	0,01	0,57610355	15	16,5	26,1	25,8	2509,62441	78000	72000
	0,066	0,011	0,6337139	14,7	16,1	26,2	25,9	2760,58685	79000	75000
	0,066	0,013	0,74968355	17,1	18,1	26,3	26,1	3262,51173	79000	76000
	0,066	0,015	0,86415532	13,6	14,9	26,4	26	3318,85024	80000	78000
	0,066	0,016	0,92176568	14,5	15,8	26,5	26,1	4015,39906	80000	79000

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION.

III-1- Partie de l'hydrodynamique :

Le coefficient de frottement donné par l'équation (23) est lié à la chute de pression. On peut calculer ce coefficient à partir des mesures que nous avons obtenues pour les pressions à l'entrée et à la sortie de chaque conduit et pour les différents régimes d'écoulements.

Tableau 4 : tableau représente les valeurs de la chute de pression et du coefficient de frottement pour chaque débit dans les trois tubes.

Tube	\dot{m}_f (kg/s)	u_i (m/s)	Re	P_e (Pa)	P_s (Pa)	Δp (Pa)	f
Tube droit	0,0083	0,47816594	1836,43047	80000	79000	1000	0,11722881
	0,01	0,57610355	2509,62441	80000	79000	1000	0,08083969
	0,011	0,6337139	2433,82351	80000	79000	1000	0,06674292
	0,013	0,74968355	2876,33687	80000	79000	1000	0,04778635
	0,015	0,86415532	3318,85024	81000	80000	1000	0,03589286
	0,016	0,92176568	3540,10692	81000	80000	1000	0,03154646
Tube ondulé 1	0,0083	0,478165945	2082,98826	79000	70000	9000	1,056114382
	0,01	0,576103548	2509,62441	79000	70000	9000	0,727557197
	0,011	0,633713903	2760,586851	80000	72000	8000	0,53447728
	0,013	0,748934612	3262,511732	80000	75000	5000	0,239170676
	0,015	0,864155322	3764,436614	81000	76000	5000	0,179643752
	0,016	0,921765677	4015,399055	81000	78000	3000	0,09473401
Tube ondulé 2	0,0083	0,478165945	2082,98826	78000	72000	6000	0,704076254
	0,01	0,576103548	2509,62441	78000	72000	6000	0,485038132
	0,011	0,633713903	2760,586851	79000	75000	4000	0,26723864
	0,013	0,749683547	3262,511732	79000	76000	3000	0,143359047
	0,015	0,864155322	3318,85024	80000	78000	2000	0,071857501
	0,016	0,921765677	4015,399055	80000	79000	1000	0,031578003

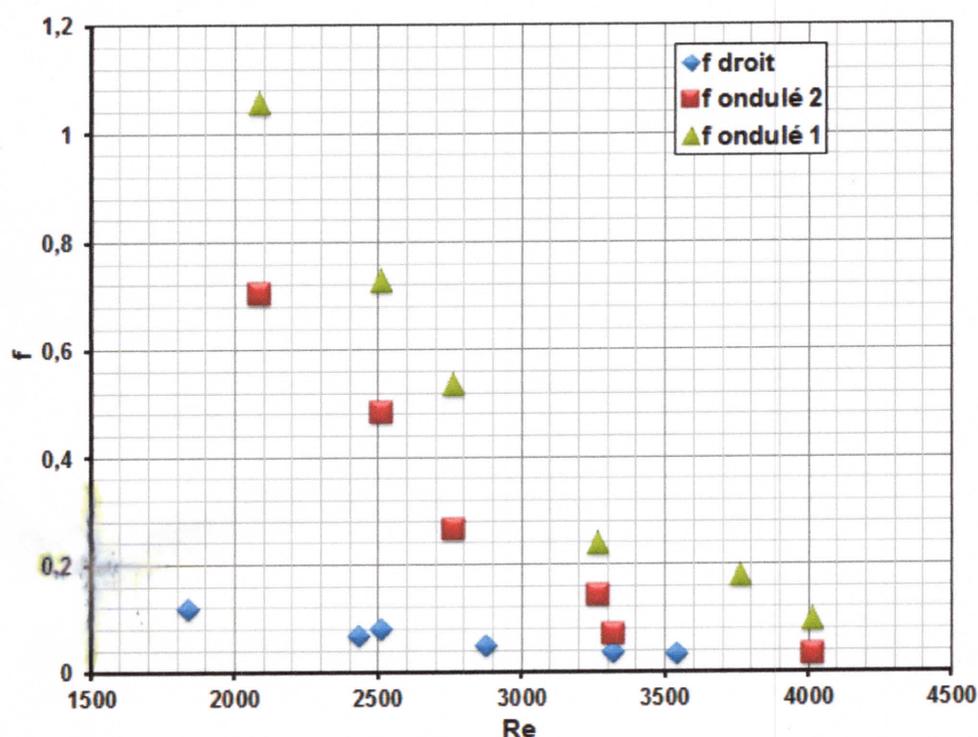


Figure 34 : la variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour différents tubes.

Nous notons que le coefficient de frottement est inversement proportionnelle au nombre de Reynolds pour les trois tubes.

Pour une valeur commune du nombre de Reynolds 2509,62 le coefficient de frottement pour le **tube ondulé 1** (le plus ondulé), prend des valeurs élevées par rapport à l'autre **tube ondulé 2** de l'ordre de ~ 50% et de ~ 800% par rapport au tube droit.

Notez également que Pour des valeurs du nombre de Reynolds plus grandes le coefficient de frottement pour le **tube ondulé 1**, prend des valeurs plus proches que celle pour le tube **ondulé 2** et **droit**.

III-2- Partie du transfert thermique :

Les mesures obtenues à partir des thermocouples sont reportées dans le tableau suivant :

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION.

Tableau 5 : tableau représente les valeurs de différents paramètres thermiques pour chaque débit dans les trois tubes.

Tube	\dot{m}_f (kg/s)	ΔT_1 (K)	ΔT_2 (K)	ΔT_{LM} (K)	C_{Pr} (J/kgK)	\dot{Q}_f (W)	$\frac{1}{u_i^n}$	$\frac{1}{UA}$ (K/W)
Tube droit	0,0083	9,8	8,8	9,29103251	4189	31,29183	1,87063557	0,2969156
	0,01	8,1	7,2	7,64116831	4184	25,104	1,597991749	0,30438051
	0,011	9	8	8,49018702	4189	32,2553	1,472386356	0,26321836
	0,013	9,3	8,3	8,79052214	4189	38,1199	1,277478846	0,23060192
	0,015	9,5	8,7	9,09413617	4189	37,701	1,131170307	0,24121737
	0,016	10,6	9,7	10,1433463	4189	40,2144	1,070788212	0,25223169
Tube ondulé 1	0,0083	8,2	6,3	7,20831403	4184	59,03624	1,872225491	0,15613097
	0,01	10,4	8,5	9,41807954	4184	66,944	1,597991749	0,14068594
	0,011	10,1	8,4	9,22390508	4184	64,4336	1,47363779	0,14315365
	0,013	10,5	8,8	9,62499133	4184	70,7096	1,278564621	0,13612001
	0,015	10,7	9,1	9,87841353	4184	75,312	1,13213173	0,13116653
	0,016	10,5	8,8	9,62499133	4184	93,7216	1,071698314	0,13360091
Tube ondulé 2	0,0083	11,2	9,2	10,1672361	4184	59,03624	1,872225491	0,1972274
	0,01	11,1	9,3	10,1734742	4184	62,76	1,597991749	0,16210125
	0,011	11,5	9,8	10,627348	4184	64,4336	1,47363779	0,16493488
	0,013	9,2	8	8,58602835	4184	54,392	1,277478846	0,14430087
	0,015	12,8	11,1	11,9298193	4189	81,6855	1,13213173	0,14604574
	0,016	12	10,3	11,128367	4184	87,0272	1,196285471	0,12787229

Les grandeurs thermiques sont définies pour une température moyenne entre la température à l'entrée et la température de sortie les valeurs de ces grandeurs sont prises de la table A.6 de [9].

D'après ces résultats on peut tracer les courbes de Wilson pour chaque tube (figures suivantes) :

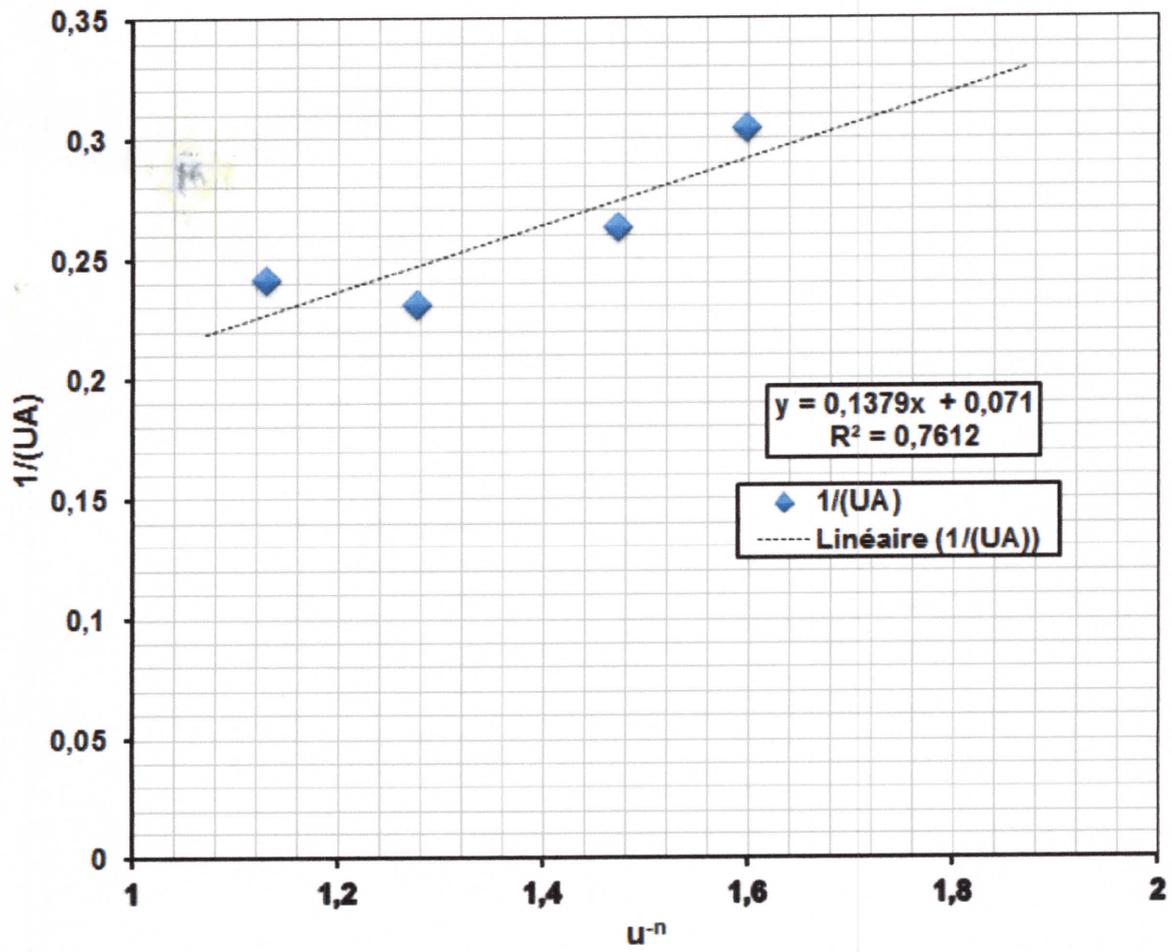


Figure 35 : la courbe de Wilson pour le tube droit.

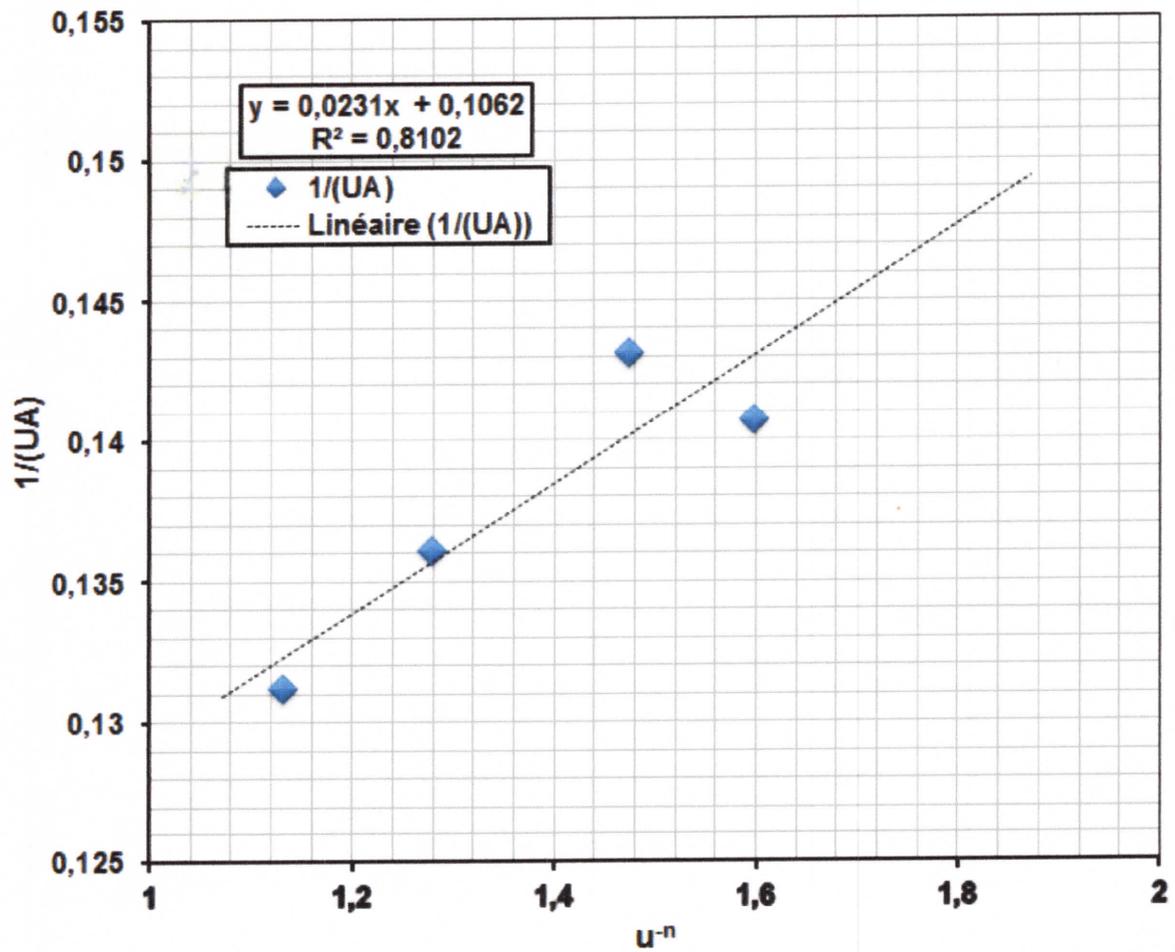


Figure 36 : la courbe de Wilson pour le tube ondulé 1.

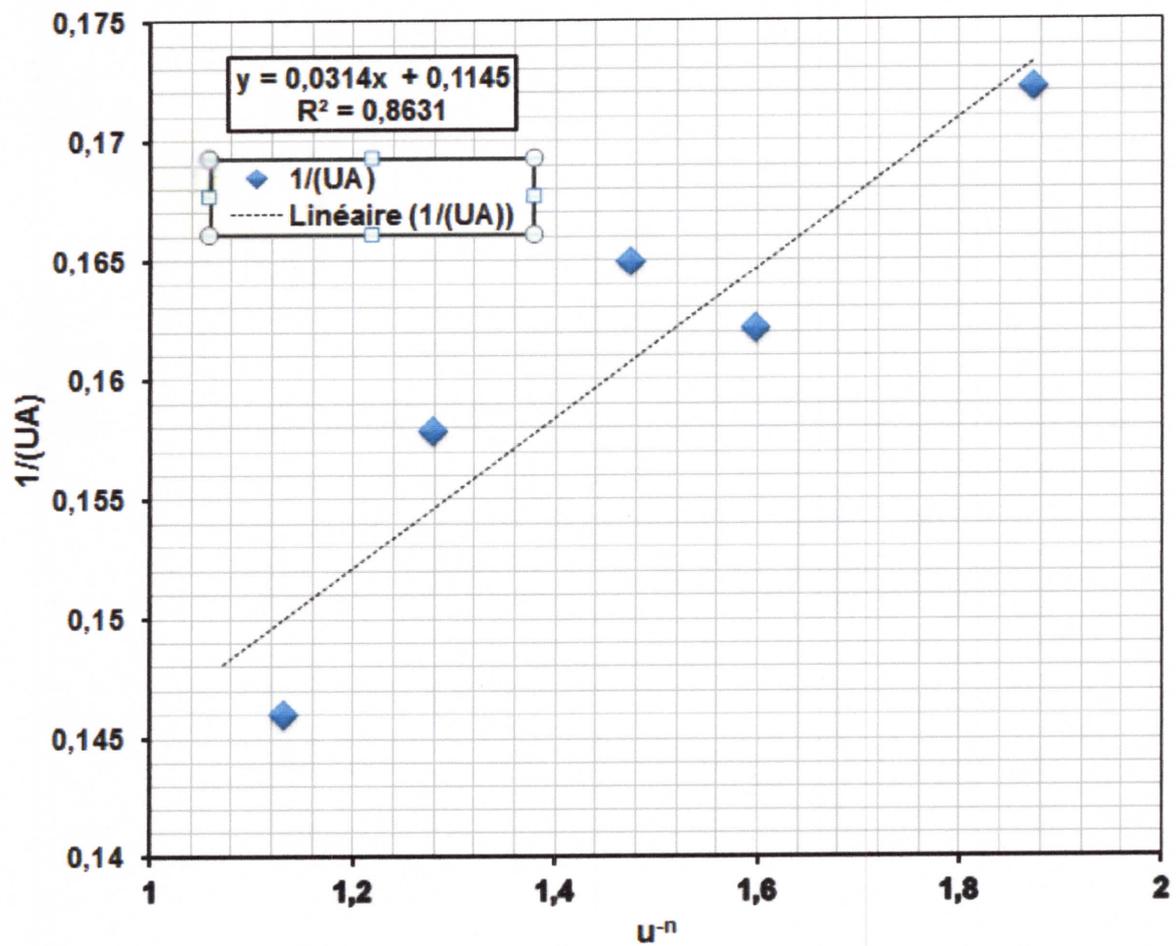


Figure 37 : la courbe de Wilson pour le tube ondulé 2.

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION.

Ces courbes nous permettent de calculer le coefficient d'échange par convection interne h_i et en suite de calculer le nombre de Nusselt pour chaque cas et pour chaque tube. Les calculs ont donné les résultats suivants :

Tableau 6 : tableau représente les valeurs du coefficient d'échange par convection interne et de nombre de Nusselt pour chaque débit dans les trois tubes.

Tube	\dot{m}_f (kg/s)	Re	k_{eau}	h_i	Nu
Tube droit	0,0083	1836,43047	0,590	1046,45117	8,336136477
	0,01	2509,62441	0,598	1224,99305	9,627871815
	0,011	2433,82351	0,590	1329,49398	10,59088421
	0,013	2876,33687	0,590	1532,33754	12,20675666
	0,015	3318,85024	0,590	1730,5341	13,78561063
	0,016	3540,10692	0,590	1828,11948	14,56298569
Tube ondulé 1	0,0083	2082,98826	0,598	4476,45596	35,18284781
	0,01	2509,62441	0,598	5244,66722	41,22062868
	0,011	2760,586851	0,598	5687,24215	44,69906034
	0,013	3262,511732	0,598	6554,95609	51,51888564
	0,015	3764,436614	0,598	7402,79133	58,18247363
	0,016	4015,399055	0,598	7820,23714	61,46340223
Tube ondulé 2	0,0083	2082,98826	0,598	3293,18893	25,88292306
	0,01	2509,62441	0,598	3858,33799	30,32473001
	0,011	2760,586851	0,598	4183,92655	32,88370362
	0,013	3262,511732	0,598	4826,37524	37,93304954
	0,015	3318,85024	0,590	5446,00253	43,38341002
	0,016	4015,399055	0,598	5753,10439	45,21670672

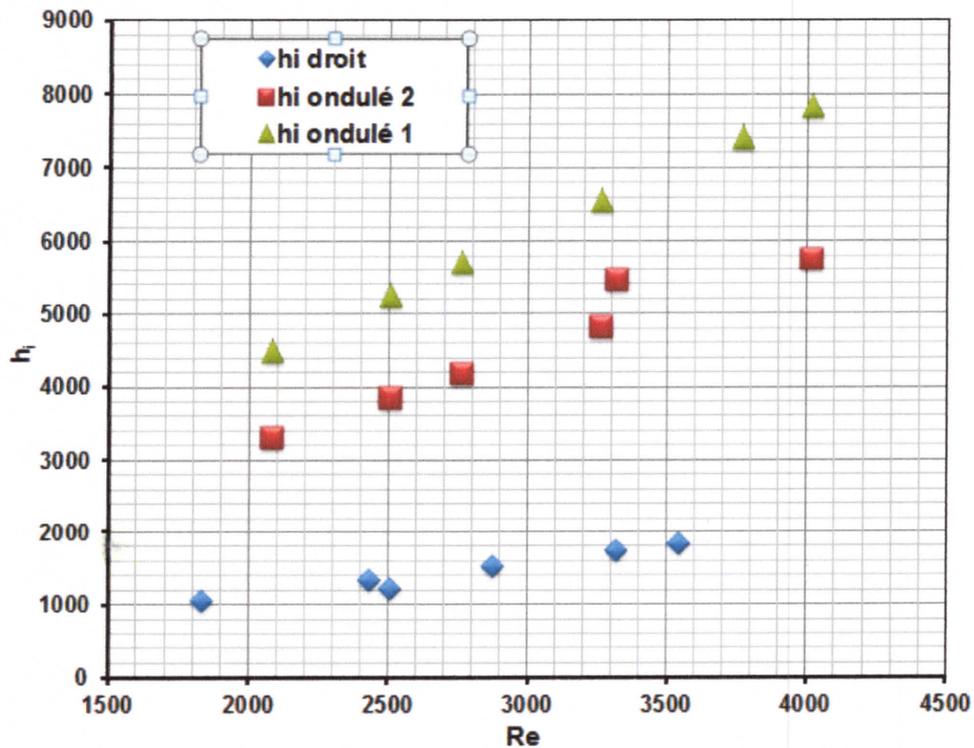


Figure 38 : La variation du coefficient d'échange par convection interne en fonction du nombre de Reynolds pour les trois tubes.

Nous notons que le coefficient d'échange par convection interne est proportionnelle au nombre de Reynolds pour les trois tubes.

Pour une valeur commune du nombre de Reynolds 2509,62 le coefficient d'échange par convection interne pour le **tube ondulé 1** (le plus ondulé), prend des valeurs élevées par rapport à l'autre **tube ondulé 2** de l'ordre de $\sim 150\%$ et de $\sim 400\%$ par rapport au tube droit.

Notez également que Pour des valeurs du nombre de Reynolds plus grandes le coefficient d'échange par convection interne pour le **tube ondulé 1**, prend des valeurs plus élevées par contre pour le tube **ondulé 2** et droit.

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION.

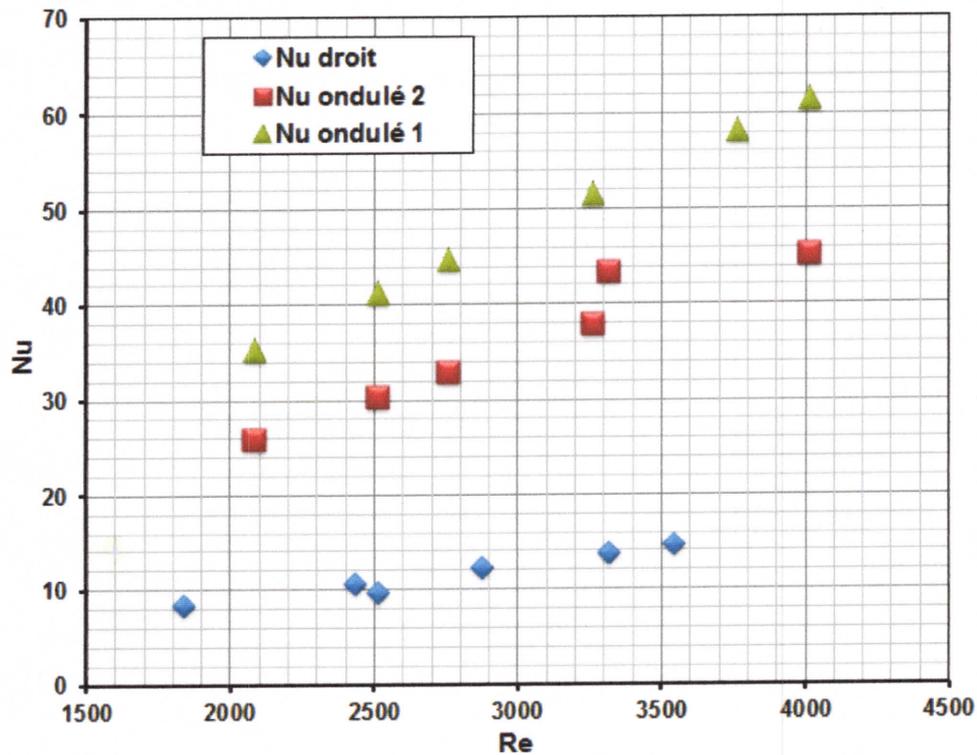


Figure 39 : La variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour les trois tubes.

Nous notons que le nombre de Nusselt est proportionnelle au nombre de Reynolds pour les trois tubes.

Pour une valeur commune du nombre de Reynolds 2509,62 le nombre de Nusselt pour le **tube ondulé 1** (le plus ondulé), prend des valeurs élevées par rapport à l'autre **tube ondulé 2** de l'ordre de $\sim 150\%$ et de $\sim 500\%$ par rapport au tube droit.

Notez également que Pour des valeurs du nombre de Reynolds plus grandes le nombre de Nusselt pour le **tube ondulé 1**, prend des valeurs plus élevées par contre pour le tube **ondulé 2** et droit.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE.

CONCLUSION GENERALE

L'étude expérimentale sur la caractérisation du transfert de chaleur et de la chute de pression dans des tubes ondulés a été faite. Le nombre de Nusselt est déterminé dans cette étude par la méthode de Wilson.

Il ressort que :

- Lorsque le nombre de Reynolds augmente le taux de transfert de chaleur augmente aussi.
- Le taux de transfert de chaleur dans un tube ondulé est amélioré de presque 100%, par rapport au tuyau droit, tandis que le coefficient de frottement est nettement supérieur au cas du tube droit.
- Le coefficient de frottement est inversement proportionnelle au nombre de Reynolds.
- Pour des valeurs du nombre de Reynolds plus grandes les coefficients de frottement du tube droit et des tubes ondulés sont confondus.

Il est à noter que les résultats obtenus par la présente étude sont à améliorer, en utilisant des moyens de mesures plus précis qui ne sont pas disponibles au niveau du Laboratoire d'Energétique de l'Université de Jijel.

Cette étude peut être complétée par l'étude des tubes en forme C, élaborer un banc d'essai plus performant, utiliser des conduits hélicoïdales.

REFERENCES

REFERECE

[1]: Généralités sur le transport et le transfert de l'énergie thermique. UTC-Université de technologie Compiègne.

[2]: Stéphane Petitot. Etude du champ dynamique dans une cellule d'échangeur a vortex : aspect expérimental et numérique.

[3]: T.W. Abou-Arab, T.K. Aldoss & A. Mansour (1991): Pressure drop in alternating curved tubes. *Applied Scientific Research* 48: 1-9, 1991.

[4]: Ru Yang, Fan Pin Chiang (2002) : An experimental heat transfer study for periodically varying-curvature curved-pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 3199–3204.

[5]: J.S. Jayakumara, S.M. Mahajania, J.C. Mandala, P.K. Vijayanb, Rohidas Bhoia (2008) : Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. *Chemical engineering research and design* 86 (2008) 221–232.

[6]: Fabio Bozzoli, Luca Cattani, Sara Rainieri, Giorgio Pagliarini (2014) : Estimation of local heat transfer coefficient in coiled tubes under inverse heat conduction problem approach. *Thermal Science et fluides expérimentale* Volume 59, Novembre 2014, Pages 246-251.

[7]: Jacopo De Amicis, Antonio Cammi, Luigi P.M. Colombo, Marco Colombo, Marco E. Ricotti (2014): Experimental and numerical study of the laminar flow in helically coiled pipes. *Progress in Nuclear Energy* 76 (2014) 206-215.

[8]: José Fernández-Seara, Francisco J. Uhl'a, Jaime Sieres, Antonio Campo (2007): A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 2745–2757.

[9]: Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt : *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.