Chapitre 3 : partie expérimentale

3.1 - Etude expérimentale :

L'échangeur de chaleur eau/eau en écoulement turbulent. H 951, a été conçu pour obtenir des résultats quantitatifs concernant les coefficients de transferts thermiques de surface et globaux d'un échangeur à tubes concentriques en écoulement turbulent. Cet appareil compact, destinée à être installer sur une table permet d'établir, entre autres, la relation entre le nombre de Nusselt, Reynolds et Prandtl, .Aussi, les profils de températures dans les deux modes d'écoulement co- couant et contre- courant en écoulement turbulent.

Figure (3.1) : dispositif expérimental Bond d'essai, Echangeur thermique Eau/Eau En Ecoulement Turbulent H 951.

Spécifications :

Echangeur à tubes concentriques. Surface 0.021$m^{2.}$

Résistance de chauffe 3KW avec variateur de puissance triac.

Pompe de circulation à couplage magnétique.

Trois débits mètres sont fournis pour eau chaude et froide.

Thermomètre digital, résolution 0.1 °C, avec commutateur

Robinet d'eau pour l'alimentation en eau.

Tous les composants électriques sont reliés à la terre protégés par fusible un thermostat limite la température de l'eau.

3.1.1- Description de l'échangeur coaxial :
L'échangeur de chaleur est du type à double tuyau avec de l'eau chaude coulant dans le tube central tandis que l'eau de refroidissement coule dans l'espace annulaire. L'échangeur de chaleur a été divisé en trois sections égales afin de permettre l'examen des températures du courant intermédiaire. Des thermocouples captent les températures du courant aux quatre stations et les températures du métal à l'entrée et à la sortie.

- **Circuit de l'eau chaude :** de l'eau chaude fournie par une résistance électrique du type réchauffeur d'eau, est amenée par une pompe au sommet du tube central de l'échangeur de chaleur. L'eau se refroidit à mesure qu'elle traverse l'échangeur de chaleur, et en sortant, passe soit par un débitmètre de débit élevé, soit par un débitmètre de faible débit (suivant le débit, et ensuite retourne dans le réchauffeur d'eau ou' elle est réchauffée.
- **Circuit de l'eau Froide :** De l'eau de ville froide passe par une vanne de régulation de débit et un débitmètre vers une paire de vannes à trois voies (contrôle le débit d'eau de refroidissement installée sur le devant du panneau. Ces vannes à trois voies dirigent l'eau froide à une extrémité quelconque de l'échangeur de chaleur. L'eau froide est réchauffée en passant par le tube externe de l'échangeur de chaleur et est aussi dirigée par les vannes à la vidange de l'unité. En réglant ces deux vannes aux positions indiquées par les flèches situées sur le panneau, il est même sens.
- **Dimensions et renseignement utiles de l'échangeur de chaleur :**

Tube Intérieur	Matériau : cuivre. Diamètre externe : (d_e =9.5 .10^{-3}m). Diamètre interne : (d_i =7.9 .10^{-3}m). Longueur : 3x 350.10^{-3}m. Aire de Transfert de chaleur externe : A_e= 0,031m^2 ; Interne : A_i = 0 ,0288 m^2. Aire d'écoulement Moyenne : A_m =0,0288 m^2. Surface intérieur : S_i= 49x 10 $^{-6}$ m^2.
Tube Extérieur	Matériau cuivre. Diamètre externe : 12 ,7 .10^{-3}m. Diamètre interne : 11,1 .10^{-3}m. Aire d'écoulement annulaire : S_a = 25,9x10^{-6} m^2. Chaleur spécifique de l'eau : C_P = 4,18 kj Kg^{-1} k^{-1} à 40 °C. = 4,22 kj kg^{-1} k^{-1} à 100 °C.

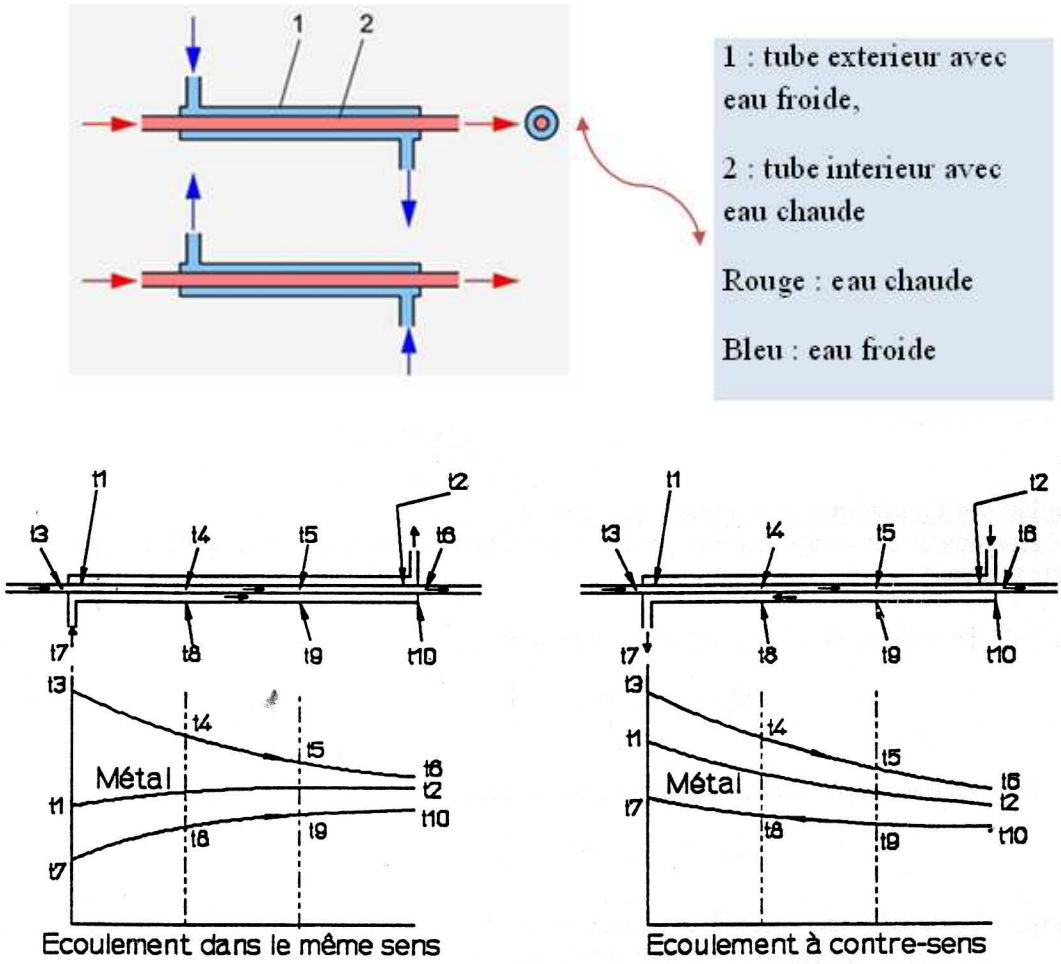


Figure (3.2) : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur coaxial et position des thermocouples dans l'échangeur.

Avec :

T1 : température de la paroi métallique de l'échangeur à l'entrée.

T2 : température de la paroi métallique de l'échangeur à la sortie

3.1.2 -Les Expériences réalisées :

1. Détermination du taux de transfert thermique, Ecart de logarithmique des moyennes de températures. Coefficient de transfert thermique global.
2. Détermination du Coefficient de surface à l'intérieur et à l'extérieur du tube, en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide.
3. Comparaison des résultats en écoulement Co-courant et à contre-courant.

4. Détermination de la relation entre les nombres de Nusselt (Nu, Reynolds (Re et Prandtl (pr pour des nombres de Reynolds jusqu'à 65000 et des nombres de Prandtl situés entre 2.5 et 5.
5. Détermination des constantes du nombre de Nusselt.

Expérience1 : détermination du flux de chaleur, de la différence de température moyenne logarithmique et du coefficient de transfert de chaleur.

1. Régler les vannes de régulation du débit de l'eau de refroidissement de façon à obtenir un débit à contre –sens.
2. Vérifier que le réservoir du réchauffeur contient le niveau correct de l'eau.
3. Fermer la vanne de régulation « faible débit » et ouvrir entièrement la vanne de régulation « débit élevé ».
4. Allumer le secteur et le réchauffeur et régler la commande du réchauffeur à une valeur élevée.
5. Faire augmenter la température de l'eau chaude (t5 jusqu'à environ 70°C, puis régler le débit de l'eau chaude à une valeur pratique par ex. 5 l min (80g. s^{-1}).
6. Régler le débit de l'eau froide jusqu'à l'obtention de condition de fonctionnement stable avec t5 d'environ 70°C.
7. Faire les observations du tableau suivant.

Les données expérimentales :

T_{fe}=20 C°=293 °K, T_{ce} = 70 C° =343 °K, p =1013 mb La date : 4/4/2010

$\dot{m}_f = 14.5(g.s^{-1}) = 0.0145(kg.s^{-1})$, $\dot{m}_c = 10(l.\min^{-1})$.

Ecoulement contre – sens :

Test	**1**
paroi métallique à l'entrée T1 (°C)	**69.1**
paroi métallique à la sortie T2 (°C)	**54.9**
Courant chaud à l'entrée T3 (°C)	**71.9**

Courant chaud ,1^{ére}intermediaire T4 (°C)	**71.5**
Courant chaud ,2^{éme}intérmediaire T5 (°C)	**70**
Courant chaud, à la sortie T6 (°C)	**68.7**
Courant froid, entrée /sortie T7 (°C)	**63.4**
Intermédiaire Courant froid T8 (°C)	**54.4**
Intermédiaire Courant froid T9 (°C)	**40.1**
Courant froid, entrée /sortie T10 (°C)	**20.9**
Débit indiqué de l'eau chaude $\dot{m}_c\left(l.\min^{-1}\right)$	**10**
Débit effectif de l'eau chaude $\dot{m}_c\left(kg.s^{-1}\right)$	**0.166**
Débit de l'eau froide $\dot{m}_f\left(kg.s^{-1}\right)$	**0.0145**
Température moyenne de l'eau chaude (T_3+T_6)/2 (°C)	**70.3**
Chaleur spécifique à moyenne température $C_P\left(J.Kg^{-1}.K^{-1}\right)$	**$4.19.10^3$**
Densité à l'entrée du débitmètre T6 $\rho\left(Kg.m^{-3}\right)$	**978**
Conductivité thermique à moyenne température $\mu(10^{-6}Kg/m.s)$	**0.661**
Nombre de Prandtl à moyenne Température Pr	**2.5**
Nombre de Reynolds à moyenne Température Re	**35065.96**

Calcul :

Température moyenne de l'eau chaude. $= \frac{T_3 + T_6}{2} = \frac{71.9 + 68.7}{2} = 70.3\,(°C)$.

Chaleur spécifique de l'eau à 70.3 C° : $C_p = 4.19.\ 10^3 \left(J.Kg^{-1}.K^{-1}\right)$.

Débit d'eau chaude indiqué : $\dot{m}_c = 10\left(l.\min^{-1}\right)$.

D'après la table de correction débit/ Température, le débit de volume effectif est de 10.2l/min.

A l'entrée du débitmètre (T_6= 68.7c°) la densité de l'eau $\rho = 978\left(Kg.m^{-3}\right)$.

Donc, Débit massique de l'eau chaude $= \frac{10.2.978}{1000}.\frac{1}{60} = 0.166\left(Kg.s^{-1}\right)$.

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$\dot{Q}_i = \dot{m}_i.C_p.\left(T_3 - T_6\right) = 0.166.4.19.10^3.(71.9 - 68.7)$; $\dot{Q}_i = 2225.72(W)$.

Transfert de chaleur depuis l'eau froide :

$\dot{Q}_o = \dot{m}_O.C_p.\left(T_7 - T_{10}\right) = 0.0145.4.18.10^3(63.4 - 20.9)$

$\dot{Q}_O = 2575.92(W)$.

La différence de 350.20W peut être attribuée à des erreurs d'instruments et d'observations.

Distribution de température : La distribution de température des courants chaud et froid peut être tracée comme illustré sur la figure (3.3). L'axe horizontal représente les positions relatives le long de l'échangeur de chaleur, avec une disposition en ligne droite. Suivant le tableau on a un échangeur de chaleur coaxial de longueur L=1050 mm= 3.350 mm partager en 3 section pour mesurer les températures à l'aide des thermocouples : (position 1=0, position 2 =350, position 3=700, position 4=1050).

fluide	Position (mm)	Température (C°)
paroi	0	T 1 =69.1

paroi	**1050**	**T 2 =54.9**
Fluide chaud	**0**	**T 3 =71.9**
Fluide chaud	**350**	**T 4 =71.5**
Fluide chaud	**700**	**T 5 =70**
Fluide chaud	**1050**	**T 6 =68.7**
Fluide froid	**1050**	**T10 =20.9**
Fluide froid	**700**	**T 9 =40.1**
Fluide froid	**350**	**T 8 =54.4**
Fluide froid	**0**	**T 7 =63.4**

Afin de déterminer le coefficient global de transfert de chaleur se produisant dans L'échangeur de chaleur, il est nécessaire de déterminer une différence de température moyenne représentative entre les deux courants, c'est ce qu'on appelle la différence de température moyenne logarithmique, et on l'obtient par :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_{entree} - \Delta T_{sortie}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{entree}}{\Delta T_{sortie}}\right)}$$

Pour l'échangeur de chaleur avec une disposition de courant à contre- sens :

$$\Delta TLM = \frac{(T_3 - T_7) - (T_6 - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_3 - T_7}{T_6 - T_{10}}\right)}$$

Pour le résultat de cet essai : $$DTLM = \frac{(71.9 - 63.4) - (68.7 - 20.9)}{\ln\left(\frac{71.9 - 63.4}{68.7 - 20.9}\right)}$$

$$\Delta TLM = 22.84(K).$$

Le coefficient de Transfert de chaleur global peut être obtenu à partir de :

$$\dot{Q}_i = A_{m.}.U.\Delta TLM$$

En réorganisant : $U = \dfrac{\dot{Q}_i}{A_m \Delta TLM}$; $U = \dfrac{2225.72}{0.0288.22.84}$

$$U = 3383.62\left(W.m^{-2}.K^{-1}\right).$$

La méthode ci-dessous peut être réalisée pour les autres débits de l'eau dans le tube central ; ou dans le tube annulaire. Les résultats montrent l'amélioration du coefficient globale de Transfert de chaleur due à l'augmentation de la vélocité du liquide étudiés.

3.2 – les Résultats :

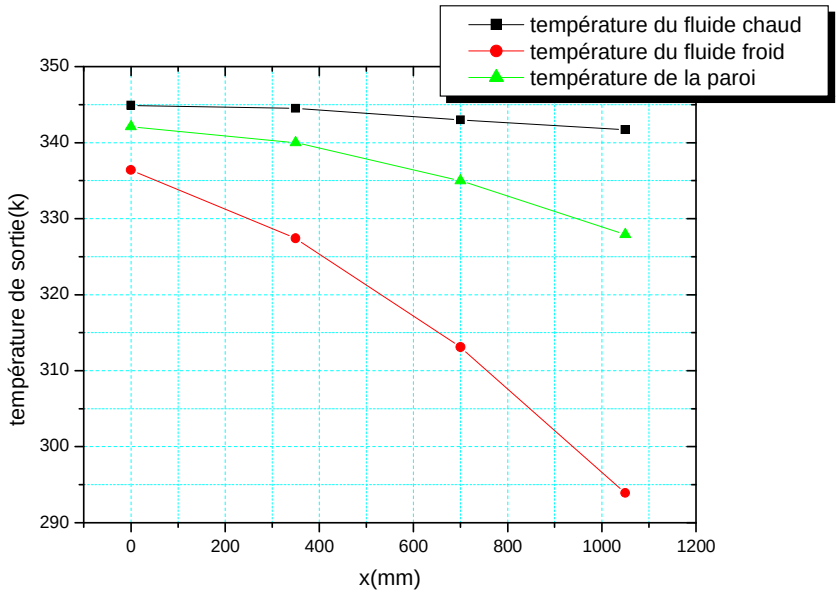


Figure (3.3) : Profil de température expérimentale en fonction de la distance x. (Écoulement contre sens)

La figure (3. 3) : montre le profil de température contre-courant, on voit que la température du fluide chaud diminue et la température du fluide froid augmente.

Explication : le fluide froid gagne la chaleur cédée par le fluide chaud.

Expérience 2 : détermination des coefficients de transfert de chaleur à l'intérieur et à l'extérieur du tube, et l'effet de la Vélocité du fluide sur ceux –ci :

1. Régler les vannes de régulation du débit de l'eau de refroidissement de façon à obtenir un débit à contre –sens.
2. Vérifier que le réservoir du réchauffeur contient le niveau de l'eau correct.
3. ouvrir entièrement la vanne de régulation « débit élevé », brancher le réchauffeur au maximum et faire monter la température de l'eau à environ 70°C.
4. Régler l'eau froide de façon à amener la température moyenne de l'eau chaude à environ 70°C.
5. laisser les conditions se stabiliser, puis faire les observations.
6. Réduire le débit de l'eau chaude à jusqu'à environ 80% du maximum et sans changer le débit de l'eau froide. utiliser la commande du réchauffeur pour ramener température moyenne de l'eau chaude à sa valeur initiale.
7. permettre aux conditions de se stabiliser, puis faire les observations.
8. Répéter 6 et 7 avec des débits de l'eau chaude d'environ 60%, 40% et 20% de la valeur initiale. Les résultats sont montrés dans le tableau suivant.

Les données expérimentales :

$(T_3+T_6)/2$ =70 C° , $\dot{m}_f$ =15 ($g.s^{-1}$) = 0.015 ($kg.s^{-1}$) La date : 11/4/2010à 12^H

$\dot{m}_c$ = 9.7, 9, 7, 6, 5, ($l.min^{-1}$), 50($g.s^{-1}$) , T_{ce} =70 C°, T_{fe} =21C°, P = 982,05 mb

Écoulement à contre sens :

Test	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Paroi métallique à l'entrée T1 (°C)	**69.2**	**69.6**	**69.6**	**69.7**	**69.8**	**70.2**
Paroi métallique à la sortie T2 (°C)	**53.5**	**53.5**	**51.8**	**50.9**	**49.5**	**45.7**
Courant chaud à l'entrée T3 (°C)	**72.1**	**72.5**	**73**	**73.4**	**73.9**	**76.4**
Courant chaud ,1^{ér}intermediaire T4 (°C)	**71.5**	**71.8**	**72**	**72.2**	**72.5**	**73.9**
Courant chaud ,2^{éme}intermédiaireT5 (°C)	**70.4**	**70.5**	**70.4**	**70.4**	**70.3**	**70.5**

Courant chaud, à la sortie T6 (°C)	**68.3**	**68.4**	**67.7**	**67.3**	**66.6**	**64.9**
Courant froid, entrée /sortie T7 (°C)	**62.6**	**62.6**	**61.9**	**61.6**	**61.2**	**60**
Intermédiaire Courant froid T8 (°C)	**54.5**	**54.3**	**53.3**	**53**	**52.5**	**50.7**
Intermédiaire Courant froid T9 (°C)	**40.4**	**40.4**	**39.6**	**39.3**	**39.1**	**37.7**
Courant froid, entrée /sortie T10 (°C)	**17.7**	**18.6**	**18.9**	**19.2**	**19.8**	**20.3**
Débit indiqué de l'eau chaud $\dot{m}_c\left(l.\min^{-1}\right)$	**9.7**	**9**	**7**	**6**	**5**	**50g /s**
Débit effectif de l'eau chaude $\dot{m}_c\left(kg/s\right)$	**0.163**	**0.149**	**0.117**	**0.101**	**0.081**	**0.052**
Débit de l'eau froide $\dot{m}_f\left(kg/s\right)$	**0.015**	**0.015**	**0.015**	**0.015**	**0.015**	**0.015**
Température moyenne de l'eau chaude (T_3+T_6)/2 (°C)	**70.2**	**70.45**	**70.35**	**70.35**	**70.25**	**70.65**
Chaleur spécifique à moyenne Température $C_P.10^3\left(J.Kg^{-1}.K^{-1}\right)$	**4.19**	**4.19**	**4.19**	**4.19**	**4.19**	**4.19**
Densité à l'entrée du débitmètre T6 $\rho\left(Kg/m^3\right)$	**978**	**978**	**978**	**978**	**978**	**978**
Conductivité thermique à moyenne Température $\mu\left(10^{-6}Kg/m.s\right)$	**0.661**	**0.661**	**0.661**	**0.661**	**0.661**	**0.661**
Nombre de Prandtl à moyenne Température Pr_i	**0.11**	**0.12**	**0.15**	**0.17**	**0.19**	**0.29**
Nombre de Reynolds à moyenne Température Re_i	**244800**	**21851**	**18154**	**15771**	**14429**	**9283**

Calculs :

Pour l'essai 1 :

Température moyenne de l'eau chaude. $= \frac{T_3 + T_6}{2} = \frac{72.1 + 68.3}{2} = 70.2$ C°

Chaleur spécifique de l'eau à 70.2 C° : $C_p = 4.19.10^3 \left(J.Kg^{-1}.K^{-1}\right)$.

Débit d'eau chaude indiqué : $\dot{m}_c = 9.7\left(l.\min^{-1}\right)$.

D'après la table de correction Débit/ Température, le débit de volume effectif est de 10 l/min.

À l'entrée du débitmètre (T6= 68.3°C) la densité de l'eau $\rho = 978\left(Kg.m^{-3}\right)$.

Donc, débit massique de l'eau chaude $= \frac{10.978}{1000}.\frac{1}{60} = 0.163\left(Kg.s^{-1}\right)$.

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$\dot{Q}_i = \dot{m}_i.C_p.(T_3 - T_6) = 0.163.4.19.10^3.(72.1 - 68.3)$

$\dot{Q}_i = 2595.28(W)$.

Transfert de chaleur depuis l'eau froide :

$\dot{Q}_o = \dot{m}_O.C_p.(T_7 - T_{10}) = 0.015.4.18.10^3(62.6 - 17.7)$

$\dot{Q}_O = 2815.23(W)$.

Vélocité de l'eau dans le tube central de l'échangeur de chaleur :

$V_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i.S_i} = \frac{0.163}{978..49.10^{-6}} = 3.40\left(m.s^{-1}\right)$.

Vélocité de l'eau dans l 'espace annulaire de l'échangeur de chaleur :

$V_o = \frac{\dot{m}_O}{\rho_O.S_O}$

La Température moyenne de l'eau de refroidissement,

$\frac{T_7 + T_{10}}{2} = \frac{62.6 + 17.7}{2} = 40.15\,C°$

La densité à cette température : $\rho = 991\left(kg.m^{-3}\right)$.

Donc : $V_o = \dfrac{0.015}{991.25.9.10^{-6}} = 0.58\left(m.s^{-1}\right)$.

Différence de température moyenne log entre l'eau chaude et la surface interne du tube :

$$\Delta\text{TM} = \frac{\left(T_3 - T_1\right) - \left(T_6 - T_2\right)}{\ln\left(\dfrac{T_3 - T_1}{T_6 - T_2}\right)} = \frac{\left(72.1 - 69.2\right) - \left(68.3 - 53.5\right)}{\ln\left(\dfrac{72.1 - 69.2}{68.3 - 53.5}\right)} = 7.34\left(°K\right).$$

Différence de température moyenne log entre l'eau froide et la surface externe du tube :

$$\Delta\text{TM} = \frac{\left(T_1 - T_7\right) - \left(T_2 - T_{10}\right)}{\ln\left(\dfrac{T_1 - T_7}{T_2 - T_{10}}\right)} = \frac{\left(69.2 - 62.6\right) - \left(53.5 - 17.7\right)}{\ln\left(\dfrac{69.2 - 62.6}{53.5 - 17.7}\right)} = 17.27\left(°K\right).$$

Différence de température moyenne log entre l'eau froide et l'eau chaude :

$$\Delta\text{TM} = \frac{\left(T_3 - T_7\right) - \left(T_6 - T_{10}\right)}{\ln\left(\dfrac{T_3 - T_7}{T_6 - T_{10}}\right)} = \frac{\left(72.1 - 62.6\right) - \left(68.3 - 17.7\right)}{\ln\left(\dfrac{72.1 - 62.6}{68.3 - 17.7}\right)} = 24.61\left(°K\right).$$

Remarque : $\Delta\text{TM}_{global} = \Delta TLM_i + \Delta TLM_o$ dans le cadre des limites de mesure.

Coefficient de Transfert de chaleur de surface sur la surface interne du tube central :

$$h_i = \frac{\dot{Q}_i}{A_i.\Delta TLM_I} = \frac{2595}{0{,}0261.7{,}34}$$

$$h_i = 13657\left(W.m^{-2}K^{-1}\right).$$

Coefficient de Transfert de chaleur de surface sur la surface externe du tube central :

$$h_o = \frac{\dot{Q}_o}{A_o.\Delta TLM_o} = \frac{2815}{0{,}031.17{,}27}$$

$$h_o = 5258\left(W.m^{-2}K^{-1}\right).$$

Coefficient de Transfert de chaleur global :

$$\dot{Q}_i = U..A_m.\Delta TLM \quad ; \quad U = \frac{\dot{Q}_i}{A_m.\Delta TLM} = \frac{2595}{0{,}0288.24{,}61} \quad U = 3661\left(W.m^{-2}K^{-1}\right).$$

Remarque : Si l'on ignore la résistance thermique du tube de cuivre et que l'on suppose que toutes les aires de transfert sont nominalement égales, soit :

$$A_o = A_i = A_m \quad ; \quad \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{13657} + \frac{1}{5258} \qquad U = 3796.37\left(W.m^{-2}K^{-1}\right).$$

Ce qui est comparable à 3661w par mesure globale directe.

Les différences peuvent être attribuées aux erreurs d'instruments et de lecture.

Résultats de calculs similaires :

Test	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
$\dot{Q}_i\,(W).$	**2595**	**2559**	**2598**	**2581**	**2477**	**2505**
$V_i\,(m/s)$	**3.40**	**3.10**	**2.44**	**2.10**	**1.68**	**1.08**
$V_o\,(m/s)$	**0.58**	**0.59**	**0.59**	**0.59**	**0.59**	**0.59**
$h_i\left(W.m^{-2}K^{-1}\right).$	**24766**	**21851**	**18154**	**15771**	**14429**	**9283**
$h_0\left(W.m^{-2}K^{-1}\right).$	**4750**	**4712**	**4499**	**4494**	**4260**	**4741**
$U\left(W.m^{-2}K^{-1}\right).$	**4152**	**4024**	**3706**	**3596**	**3358**	**3158**
$\Delta TLM\,(°K)$	**24.61**	**24.78**	**25.47**	**25.92**	**26.23**	**28.2**
Température du fluide chaud à						

l'entrée T_3(°K)	**345,1**	**345,5**	**346**	**346,4**	**346,9**	**349,4**

Ces résultats sont représentés graphiquement sur les figures (3.4), (3.5).

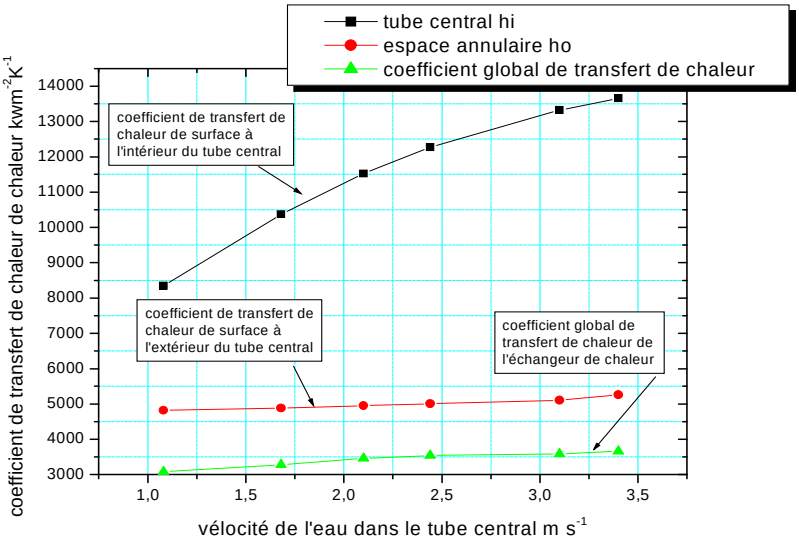
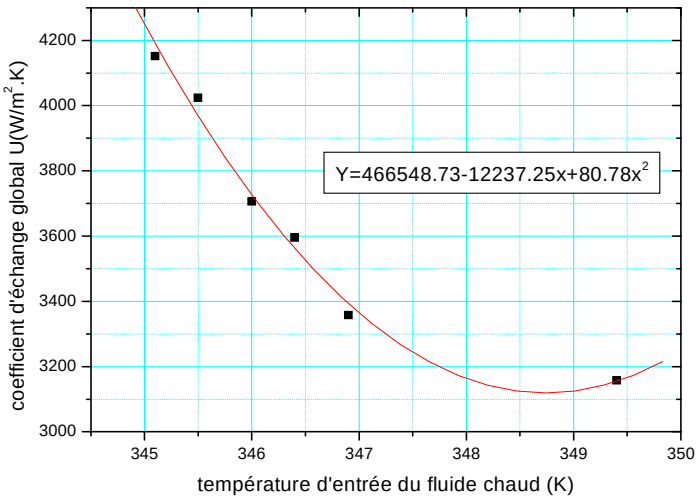


Figure (3.4) : Effet de la vélocité du fluide sur la surface d'échange et les coefficients globaux de transfert de chaleur.



effet de la température d'entrée du fluide chaud sur le coefficient d'échange U

Figure (3.5) : effet de la température d'entrée du fluide chaud sur le coefficient d'échange.

3.3- Exploitation des résultats:

De la figure (3.4) : On peut constater qu'à l'extérieur du tube, où la vélocité de l'eau de refroidissement est restée constante, le coefficient de surface n'a pas changé de façon mesurable. Cependant, on note son changement rapide avec la vélocité de l'eau à l'intérieur du tube.

De la figure (3.5) : On remarque que le coefficient de transfert global diminue avec l'augmentation de la température d'entrée de l'eau chaude dans le tube central.

Le coefficient d'échange global évolue d'une façon inversement proportionnelle avec l'augmentation de la température d'entrée de l'eau chaude du tube central. Donc pour avoir un bon échange de chaleur il faut diminuer la température d'entrée du fluide chaud.

3.4 - Conclusion :

- le coefficient U de transfert de chaleur global s'améliore avec l'augmentation de la vélocité du fluide chaud à l'intérieur du tube central.
- De même, la diminution de température d'entrée de l'eau chaude dans le tube central fait augmenter le coefficient de transfert global.
- donc l'une des méthodes d'amélioration du coefficient d'échange dans un échangeur coaxial est de faire augmenter la vélocité du fluide ceci en augmentant le débit volumique de l'eau chaude à l'intérieur du tube central.
- La deuxième méthode d'amélioration du coefficient d'échange dans un échangeur coaxial consiste à faire baisser la température d'entrée du fluide chaud.
- L'équation : $\mathbf{y=466548.73-12237.25x+80.78x^2}$ explique la relation entre le coefficient d'échange global et la température d'entrée du fluide chaud dans un échangeur coaxial.

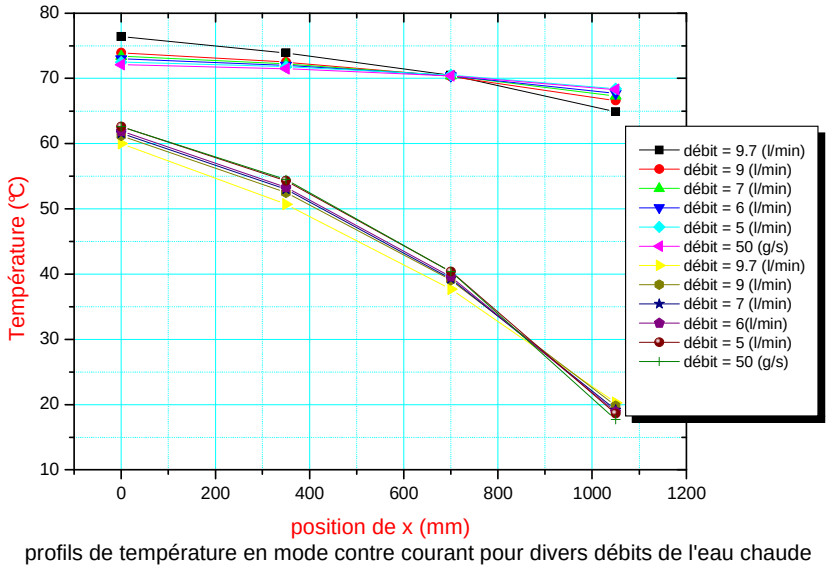


Figure (3.6) : profils de température en mode contre- courant pour différents valeurs de débit de l'eau chaude.

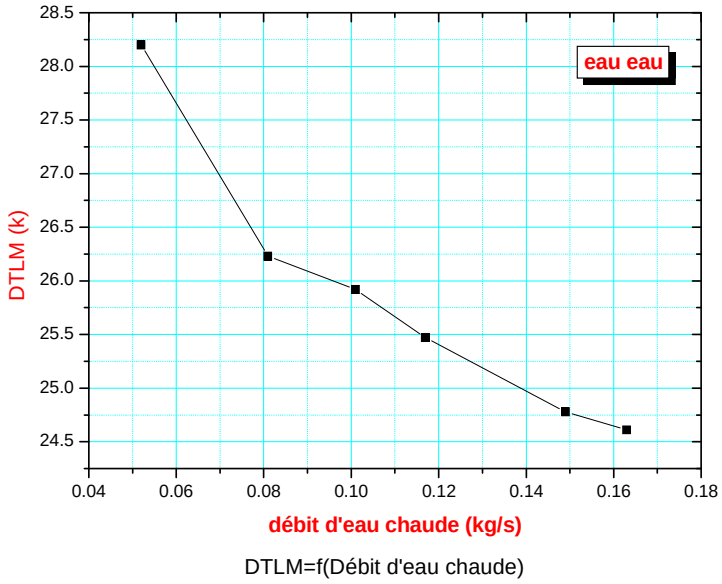


Figure (3.7): Effet du débit de l'eau chaude sur la température moyenne logarithmique ΔTLM .

Des figures (3. 6), (3. 7): on observe que : la température logarithmique moyenne ΔTLM diminue avec l'augmentation du débit de l'eau chaude, et d'après la relation :

P=K.S. ΔTLm, on remarque facilement que la puissance d'échange diminue lorsque le débit de l'eau chaude augmente.

Conclusion :

- L'augmentation du débit de l'eau chaude a un mauvais effet sur la température logarithmique moyenne.
- Pour avoir un bon échange de chaleur il faut diminuer le débit de l'eau chaude afin d'augmenter la température logarithmique moyenne et ainsi la puissance d'échange.

L'expérience 3 : comparaison entre l'écoulement dans le même sens et à contre sens dans un échangeur de chaleur.

1. Régler les vannes de régulation du débit de l'eau de refroidissement de façon à produire un écoulement à contre –sens.
2. Vérifier que le réservoir du réchauffeur contient un niveau de l'eau correct.
3. ouvrir entièrement la vanne « débit élevé », allumer le secteur et le réchauffeur et faire monter la température de l'eau chaude T5 à environ 50 °C.
4. Réduire le débit de l'eau chaude à environ 50g.s^{-1}. Et régler le débit d'eau froide à environ 20 g.s^{-1}.
5. Régler la commande de réchauffeur de façon que T5 soit stable à environ 50°C.
6. Faire les observations détaillées.
7. Inverser rapidement la position des vannes de régulation du débit d'eau de refroidissement afin d'inverser l'écoulement de l'eau de refroidissement et d'obtenir un écoulement dans le même sens.
8. Le cas échéant, remettre les débits de l'eau chaude et de l'eau froide et T1 le plus prés possible des mêmes valeurs qu'aux paragraphes 4 et 5 ci-dessus. (les valeurs effectives ne sont pas importantes mais pour une comparaison stricte les débits et les températures initiales doivent être les mêmes pour l'écoulement dans le même sens et l'écoulement à contre sens).
9. Refaire les observations effectuées précédemment.

Les données expérimentales :

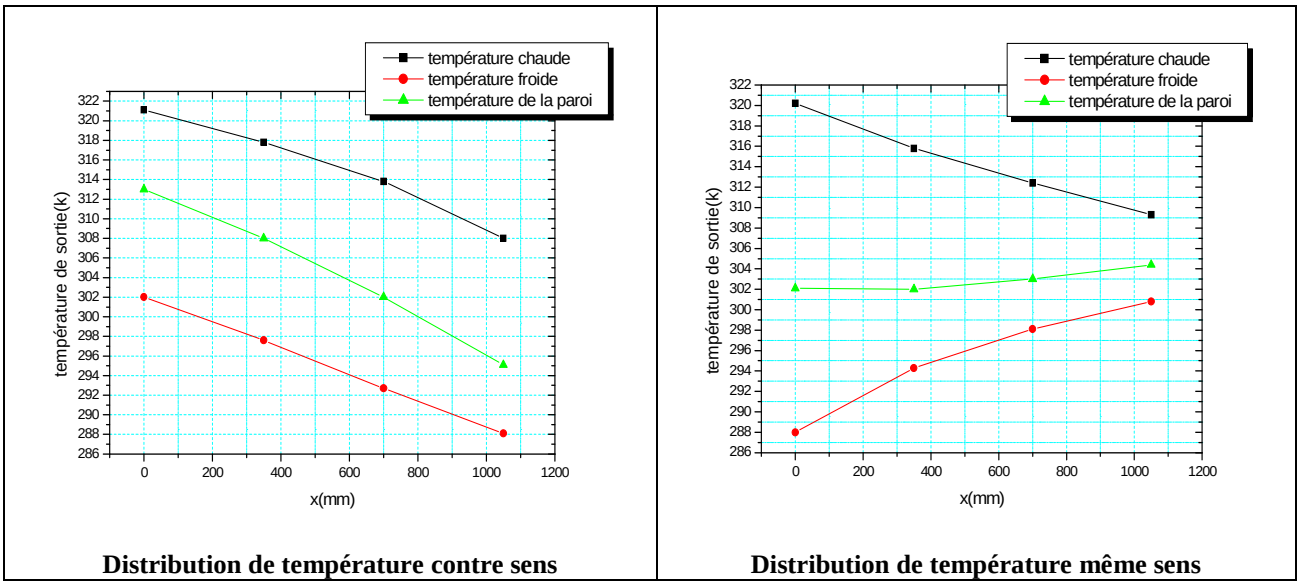
$\dot{m}_c$ = 0.15 Kg.s^{-1}, $\dot{m}_f$ =0. 15 Kg.s^{-1}, T $_5$= 50 C° Date : 15 / 4 / 2010 à 12 ^{H}

Chaleur spécifique à moyenne température $C_P = 4.18\left(kJ \cdot k \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}\right)$, P = 1017.9 mb,

Les résultats :

Mode d'écoulement	Contre courant	Co courant
Test	1	1
paroi métallique à l'entrée T1 (°K)	313	302.1
paroi métallique à la sortie T2 (°K)	295.1	304.4
Courant chaud à l'entrée T3 (°K)	321.1	320.2
Courant chaud, 1erintermediaire T4 (°K)	317.8	315.8
Courant chaud ,2^{éme}intermediaire T5 (°K)	313.8	312.4
Courant chaud, à la sortie T6 (°K)	308	309.3
Courant froid, entrée /sortie T7 (°K)	302	288
Intermédiaire Courant froid T8 (°K)	297.6	294.3
Intermédiaire Courant froid T9 (°K)	292.7	298.1
Courant froid, entrée /sortie T10 (°K)	288.1	300.8

La distribution de température des courants chaud et froid peut être tracée comme illustré sur la figure (3.6). L'axe horizontal représente les positions relatives le long de l'échangeur de chaleur, avec une disposition en ligne droite. On a un échangeur de chaleur coaxial de longueur 1050 mm= 3.350 mm partager en 3 section pour mesurer les températures à l'aide des thermocouples : (position 1=0, position 2 =350, position 3=700, position 4=1050).



Distribution de température contre sens | **Distribution de température même sens**

Figure (3.8) : Les profils de températures expérimentales.

Calculs :

Pour un l'écoulement à contre sens :

Température moyenne de courant $\frac{T_3+T_6}{2}=\frac{48.1+35}{2}=41.55\,C°$

D'après la table la densité à l'entrée du débitmètre (T6=35C°), $\rho=994\left(Kg.m^{-3}\right)$.

Débit de volume observé = 0. 15($Kg.s^{-1}$).

Chaleur spécifique : C_p =4.18. $10^3\left(J.Kg.^{-1}K^{-1}\right)$.

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$\dot{Q}_i=\dot{m}_i.C_p.\left(T_3-T_6\right)=\ 0.15.4.18.10^3\left(48.1-35\right)$

$\dot{Q}_i=8213.7(W)$.

Transfert de chaleur depuis l'eau froide :

$\dot{Q}_o=\dot{m}_O.C_p.\left(T_7-T_{10}\right)=\ 0.15.4.18.10^3\left(29-15.1\right)$

$\dot{Q}_O=8715.3(W)$.

Pour un l'écoulement à même sens : En utilisant une méthode similaire à la méthode ci-dessus ;

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i.C_p.(T_3 - T_6) = \quad 0.15.4.18.10^3(47.2 - 36.3)$$

$$\dot{Q}_i = 6834.3(W).$$

Transfert de chaleur depuis l'eau froide :

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_O.C_p.(T_7 - T_{10}) = 0.15.4.18.10^3(15 - 27.8)$$

$$\dot{Q}_O = 8025.6(W)$$

Les différences peuvent être attribuées aux erreurs d'instruments et de lecture.

Le calcul des incertitudes expérimentales :

T échangeur neuf (Protocole de l'appareil) **Contre sens**	**Texp Du doctorat**	ΔT Incertitudes Expérimentales	**T échangeur neuf (Protocole de l'appareil)** **Co courant**	**Texp Du doctorat**	ΔT Incertitudes Expérimentales
T3= 49.3°C	**48.1°C (321.1K°)**	**1.2°C**	**49.7°C**	**47.2°C (320.2K°)**	**2.5°C**
T7= 37.9°C	**29°C (302K°)**	**8.9°C**	**19°C**	**15°C (288K°)**	**4°C**
T3- T7 =11.4°C	**19.1°C**	**7.7°C**	**T3- T7 = 30.7c°**	**32.2°C**	**1.5°C**
Barres d'erreurs moyennes	$\Delta T = \pm 4.6°C$ **Ce calcul est fait pour les mêmes conditions du débit de l'eau chaude et froide.** **Explication :** ❖ **La différence de 4.6°C peut être attribuée à des erreurs d'instruments et d'observations.**				

Exploitation des résultats :

On constate qu'en gardant les mêmes débits du liquide ou les conditions d'entrée, l'écoulement dans le même sens a pour résultat un transfert de chaleur plus faible que l'écoulement à contre sens.

On remarque en particulier sur ces figures que : dans un échangeur à contre - courant, la température de sortie du fluide « le plus froid » peut être supérieure à celle de sortie du fluide « le plus chaud », cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

Pour le mode Co courant Les deux fluides voient leurs température se rapprocher d'une température limite T_{lim} cette température est telle que : $T_{lim} = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_{fe}}{C_c + C_f}$

En aucun cas on ne peut avoir $T_{fs} > T_{cs}$ car à partir de l'abscisse où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange de chaleur possible.

Dans un fonctionnement à contre –courant il est possible d'obtenir $T_{fs} > T_{cs}$. Il est par contre impossible d'obtenir $T_{fs} > T_{ce}$ ou $T_{ce} < T_{fs}$.

Comparaison des deux modes de circulation Co-courant et contre- courant :

contre courant	Co courant
$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fe}$ $\Delta T_e = T_{ce} - T_{fs}$	$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fs}$ $\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$

ΔT_s : l'écart de température à la sortie

ΔT_e : l'écart de température à l'entrée

Comparaison de l'écart de température à deux modes

Puisque ΔT est l'écart de température, c'est-à-dire différence existant entre les températures du fluide chauffant et du fluide réchauffé, au lieu considéré de la surface de réchauffement

dans le système à contre-courant, la valeur moyenne est plus élevée dans le système contre-courant que dans le système à courant de même sens, les échangeurs de chaleur à contre-courant nécessitent donc des surfaces d'échange plus petites que les échangeurs à courant de même sens pour produire un même effet. Mais si la température de l'un des deux fluides est constante, la valeur moyenne ΔT est la même dans les deux systèmes.

L'étude comparative permet de déduire que :

- La puissance maximum d'échange est obtenue lorsque l'un des fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil, qui est la différence entre les températures d'entrée des fluides chaud et froid. Dans l'échangeur à courants parallèles ce maximum n'est jamais atteint, au mieux avec un échangeur très long et sans pertes, T_{fs} approchera T_{cs} ce qui montre bien que cet échange est plus efficace que le précédent.

Conclusion :

Des figures précédentes on constate que :

- Sans changement dans les débits de liquide ou les conditions d'entrée, l'écoulement dans le même sens a pour résultat un transfert de chaleur plus faible que l'écoulement à contre sens, donc pour une meilleure application et rentabilité le système contre-courant est mieux adapté que le système Co-courant.
- C'est le fluide qui possède la plus faible capacité thermique C, qui subit la contrainte thermique imposée par le fluide disposant la plus forte valeur de C.
- La puissance maximum d'échange serait obtenue avec un échangeur idéal à contre –courant pur, infiniment long et sans pertes. Dans ces conditions, la température de sortie du fluide de plus faible capacité thermique (on appelle ainsi la quantité $(c = \dot{m}.c_p)$ serait égale à la température d'entrée de l'autre fluide, le fluide de plus faible capacité thermique subissent un changement de température égal au gradient de température maximum dans l'appareil, $(T_{ce} - T_{fe})$.

- La température maximale du fluide froid est toujours inférieure à celle minimale du fluide chaud dans un Co courant et il est fréquent que la température de sortie du fluide froid soit supérieure à la température de sortie du fluide chaud dans un contre- courant. Sur le plan énergétique, on privilégiera donc le contre -courant. On dit aussi que, pour un même coefficient d'échange global, l'échangeur à contre- courant est plus efficace.
- En revanche, l'évolution en fonction de x de la température de la paroi commune est plus faible dans l'échangeur à Co courant que dans l'échangeur à contre- courant.

Expérience 4 : Recherche de la relation entre le nombre de Nusselt, le Nombre de Reynolds et le Nombre de Prandtl.

La méthode suivante dépend de l'hypothèse selon laquelle pour un transfert de chaleur par convection turbulent dans un tube, le Nombre Nusselt est uniquement une fonction du nombre Prandtl et du nombre Reynolds : $Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$

Ceci peut être démontré par les deux méthodes d'essai suivantes :

a) en gardant Pr constant, on peut établir la relation entre Nu et Re.
b) de même en gardant Re constant, on peut établir la relation entre Nu et Pr.
c) Enfin on peut établir les coefficients pour donner : $Nu = k\,\mathrm{Re}^{a}\,\mathrm{Pr}^{b}$

➢ **Procédure (A) nombre de Prandtl constant :**

Puisque Pr dépend de la température, il est nécessaire d'obtenir un ensemble d'observations à partir d'expériences dans lesquelles la température moyenne de l'eau chaude est constante, c.à.d. $\frac{T_3 + T_6}{2}$.

(i) Régler les vannes de régulation de débit de l'eau de refroidissement de façon à obtenir un écoulement à contre sens.

(ii) Vérifier que le réservoir du réchauffeur est correctement rempli.

(iii) ouvrir complètement la vanne de régulation de débit élevé, allumer le secteur et régler le réchauffeur au maximum. Faire monter la température de l'eau à environ70°C.

(iv) Régler le débit de l'eau froide jusqu'à ce que la température moyenne de l'eau chaude $\frac{T_3 + T_6}{2}$ atteigne la valeur désirée par ex (70 ±2°C).

(v) laisser les conditions se stabiliser, puis faire les observations.

(vi) Réduire le débit de l'eau chaude à environ70% de sa valeur initiale, et régler le réchauffeur jusqu'à ce que la température moyenne de l'eau chaude atteigne encore la valeur constante désirée par ex (70 ±2°) C.

(vii) laissé les conditions se stabiliser, puis répéter les observations.

(viii) Répéter (vi) et (vii) à environ 50 %, 35%, et 20% respectivement, du débit de l'eau chaude initial. On peut refaire cette expérience à une température moyenne de l'eau chaude constante.

- Veuillez remarquer qu'un exemple statistiquement plus correct peut être obtenu en prenant un plus grand nombre de lecture à des intervalles de débit de courant chaud plus petits.

Les données expérimentales:

$T_c = 70C°$, $T_f = 21C°$, $P = 982{,}05mb$ La date : 11/4/2010

$\dot{m}_f = 0.0175\left(kg.s^{-1}\right) = 17{,}5\left(g.s^{-1}\right)$, $\dot{m}_f = 0.02\left(kg.s^{-1}\right) = 20\left(g.s^{-1}\right)$, $\mathrm{Pr} = cte$

Ecoulement à contre sens :

Test	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
paroi métallique à l'entrée T1 (°C)	**68.7**	**68.2**	**67.7**	**64.5**	**64.0**	**65.4**
paroi métallique à la sortie T2 (°C)	**54.4**	**53.6**	**52.0**	**48.3**	**45.5**	**42.2**
Courant chaud à l'entrée T3 (°C)	**71.8**	**71.6**	**71.6**	**68.9**	**69.7**	**74.1**
Courant chaud ,1^{ere}intermediaire	**71.1**	**70.7**	**70.5**	**67.6**	**67.8**	**70.6**

T4 (°C)						
Courant chaud ,2^{éme}intermediaire T5 (°C)	**69.9**	**69.4**	**68.8**	**65.8**	**65.3**	**66.6**
Courant chaud, à la sortie T6 (°C)	**68**	**67.4**	**66.5**	**63.2**	**61.9**	**61.1**
Courant froid, entrée /sortie T7 (°C)	**60.6**	**59.2**	**57.6**	**53.6**	**52.0**	**50.8**
Intermédiaire Courant froid T8 (°C)	**52**	**50.3**	**48.6**	**44.5**	**42.8**	**41.0**
Intermédiaire Courant froid T9 (°C)	**38.7**	**37.1**	**35.2**	**32.2**	**31.0**	**29.6**
Courant froid, entrée /sortie T10 (°C)	**20.4**	**19.6**	**18.2**	**17.2**	**17.2**	**17.3**
Débit indiqué de l'eau chaude $\dot{V}_c\left(l.\min^{-1}\right)$	**9.7**	**9**	**8**	**7**	**5**	**50g /s**
Débit effectif de l'eau chaude $\dot{m}_c\left(kg/s\right)$	**0.166**	**0.150**	**0.134**	**0.118**	**0.085**	**0.05**
Débit de l'eau froide $\dot{m}_f\left(kg/s\right)$	**0.0175**	**0.0175**	**0.0175**	**0.02**	**0.02**	**0.02**
Température moyenne de l'eau chaude (T_3+T_6)/2 (°C)	**69.9**	**69.05**	**69.05**	**66.05**	**65.8**	**67.6**
Chaleur spécifique à moyenne Température $C_P.10^3\left(J.Kg^{-1}.K^{-1}\right)$.	**4.19**	**4.19**	**4.19**	**4.19**	**4.19**	**4.19**
Densité à l'entrée du débitmètre T_6 $\rho\left(Kg.m^{-3}\right)$.	**978**	**978**	**978**	**978**	**978**	**978**

Conductivité thermique à moyenne Température $k.10^{6}\left(W.m^{-1}\circ K^{-1}\right)$	**0.660**	**0.660**	**0.660**	**0.660**	**0.660**	**0.660**
Viscosité à moyenne température $\mu\left(10^{-6}Kg/m.s\right)$	**400**	**400**	**400**	**400**	**400**	**400**
Nombre de Prandtl à moyenne Température Pr_i	**2.55**	**2.55**	**2.55**	**2.55**	**2.55**	**2.55**
Nombre de Reynolds à moyenne Température Re_i	**65672**	**60457**	**53503**	**45885**	**34064**	**20314**
Nombre de Nusselt Nu_i	**166**	**162**	**160**	**148**	**125**	**94**

Calcul :

Température moyenne de l'eau chaude. $= \frac{T_3 + T_6}{2} = \frac{71.8 + 68}{2} = 69{,}9C°$

Chaleur spécifique de l'eau à 69,9 C° : C_p =4.19. $10^3\left(J.Kg^{-1}.K^{-1}\right)$.

Débit d'eau chaude indiqué : $\dot{m}_c = 9{,}7\left(l.\min^{-1}\right)$.

D'après la table de correction Débit/ Température, le débit de volume effectif est de 9,9l/min.

A l'entrée du débitmètre (T6= 68°C), la densité de l'eau $\rho = 978\left(Kg.m^{-3}\right)$.

Donc, Débit massique de l'eau chaude : $= \frac{9;9}{1000}.978.\frac{1}{60} = 0.161\left(kg.s^{-1}\right)$.

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$\dot{Q}_i = \dot{m}_i.C_p.\left(T_3 - T_6\right) =$ $0.161.4.19.10^3.(71.8 - 68) = 2563.44(W)$.

$\dot{Q}_i = 2563.44(W)$.

D'après la table de nombre de Prandtl, à une température moyenne de 69 ,9C°, le nombre de Prandtl pour l'eau Pr = 2.55

D'après la table de la densité de l'eau à une température moyenne de l'eau chaude de 69 ,9C°, $\rho = 978\left(kg.m^{-3}\right)$.

Vélocité de l'eau dans le tube central chaud de l'échangeur de chaleur,

$$V_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i.S_i} = \frac{0{,}161}{978.49.10^{-6}} = 3\left(m.s^{-1}\right).$$

Différence de température moyenne logarithmique entre l'eau chaude et la surface interne du tube chaud

$$DTM_i = \frac{\left(T_3 - T_1\right) - \left(T_6 - T_2\right)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_1}{T_6 - T_2}\right)} = \frac{\left(71.8 - 68.7\right) - \left(68 - 54.4\right)}{\ln\left(\frac{71.8 - 68.7}{68 - 54.4}\right)} = 7.14(K).$$

Coefficient de Transfert de chaleur de surface sur la surface interne du tube central :

$$h_i = \frac{\dot{Q}_i}{A_i.\Delta TLM_I} = \frac{2563}{0{,}0261.7{,}14}$$

$$h_i = 13753.39\left(W.m^{-2}.K^{-1}\right).$$

D'après la table de la conductivité thermique de l'eau, à une température moyenne d'eau chaude de 69 ,9(C°) la conductivité thermique est de : $0.660\left(W.m^{-1}.k^{-1}\right)$.

Nombre de Nusselt : $Nu = \frac{h_i d_i}{k} = \frac{13753.0.0079}{0.660} = 164.6$

Nombre de Reynolds : $\mathrm{Re} = \frac{V_i d_i \rho_i}{\mu}$

D'après la table, μ **à** 69 ,9C°est de, $400\left(10^{-6}\, Kg/m.s\right)$

$$\mathrm{Re} = \frac{3.0.0079.978}{400.10^{-6}} = 57946.5$$

Des calculs similaires donnent les résultats exposés sur le tableau.

Le tracé logarithmique du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds, comme illustré sur la figure (3.9), donne le résultat suivant : $Nu \alpha \mathrm{Re}^{0.79}$

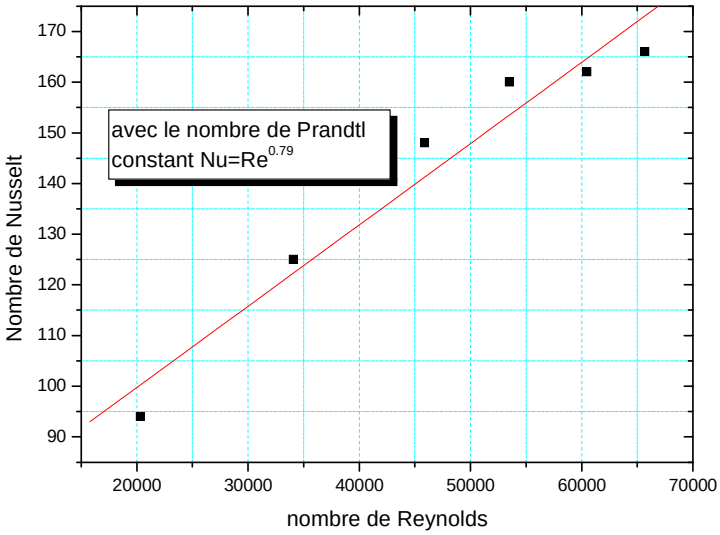


Figure (3.9):Tracé de Nusselt par rapport à Reynolds si Prandtl est constant.

Discussion :

De la figure (3.9) on observe que le tracé de Nusselt par rapport à Reynolds si Prandtl est constant présente une ligne droite suivant l'équation **: Nu=Re$^{0.79}$.**

Procédure (B)- Nombre de Reynolds constant :

Avant de commencer l'expérience, il est nécessaire de décider la valeur constante de Re que l'on va utiliser (habituellement entre 10000 et 40000) et de déterminer le débit massique approximatif pour une température moyenne donné et le nombre de Prandtl. Par exemple, si l'on choisit Re=40000,

$$\mathrm{Re} = \frac{V_i d_i \rho_i}{\mu} \; 40000 = U_i .0.0079 \frac{\rho_i}{\mu} \; 5{,}063.10^6 = V_i . \frac{\rho_i}{\mu}$$

Pour une température moyenne $= \frac{\mathrm{T}_3 + \mathrm{T}_6}{2}$ de 40C° :

D'après la table, μ **à** 40C°est de, $651\left(10^{-6} Kg/m.s\right)$

D'après la table, ρ **à** 40C°est de, $992\left(kg.m^{-3}\right)$.

Donc : $V_i = \dfrac{5.063.10^{-6}.651.10^{-6}}{992} = 3.32\left(m.s^{-1}\right)$.

Le débit de volume effectif : $\dot{m} = V_i.A_i$.

$\dot{m} = 3.32.49.10^{-6} = 1.62.10^{-4}\left(m^3.s^{-1}\right). = 9.8\left(l.\min^{-1}\right)$.

Dans un but absolu, l'écoulement apparent ou indiqué à la température moyenne désirée devrait être déterminé d'après la table ; Cependant, dans le but de maintenir un Nombre de Reynolds constant, les débits de volume effectif et indiqués peuvent être considérés comme étant identiques.

Des calculs similaires produisent les réglages de débit suivants :

$\frac{T_5 + T_8}{2}(C°)$	$\mu(10^{-6} Kg/m.s)$	$\rho_i\left(kg/m^3\right)$	$V_i(m/s)$	$\dot{m}_c(l/\min)$
40	**651**	**992**	**3.32**	**9.8**
50	**544**	**988**	**2.66**	**7.8**
60	**463**	**985**	**2.38**	**7.0**
70	**400**	**977**	**2.07**	**6.1**

(i) ouvrir entièrement la vanne de débit élevé, allumer le secteur et faire monter la température de l'eau chaude à plus haute température requise (par ex : 70 C°).

(ii) régler le débit de l'eau froide à environ 15($g.s^{-1}$).

(iii) régler le débit de l'eau chaude de façon à obtenir le Nombre de Reynolds désiré à la température choisie (soit 6.1 L à 70 C°), et régler la puissance d'entrée du réchauffeur jusqu'à ce que la température moyenne de l'eau chaude $\frac{T_3 + T_6}{2}$ atteigne la valeur choisie.

(iv) lorsque les conditions se sont stabilisées, faire les observations.

(v) régler le débit et le réchauffeur de façon à obtenir la température moyenne suivante, et quand les conditions se sont stabilisées, refaire les observations.

(Remarque : il est peut être nécessaire de régler le débit de l'eau froide pour obtenir des valeurs raisonnables de T_3 et T_6.

(vi) répéter (v) jusqu'à ce que toutes les tests aient été effectués.

Cette expérience peut être répéter avec un autre nombre de Reynolds constant.

Les données expérimentales :

Re = *cte* La date : 12/4/2010

$T_c = T_f = 20C°$, $P = 982mb$, $\dot{m}_f = 0.015,0.025,0.035,0.042$, $\dot{m}_c = 6,6.9,7.8,9.75$

Ecoulement contre sens :

Test	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
paroi métallique à l'entrée T1 (°C)	**69.1**	**58.0**	**47.3**	**37.3**	-	-
paroi métallique à la sortie T2 (°C)	**52.1**	**43.4**	**35.8**	**28.5**	-	-
Courant chaud à l'entrée T3 (°C)	**73**	**63.3**	**52.8**	**42.2**	-	-
Courant chaud ,1erintermediaire T4 (°C)	**71.8**	**61.9**	**51.5**	**41.2**	-	-
Courant chaud ,2^{éme}intermediaire T5 (°C)	**70.0**	**60.0**	**49.9**	**40.1**	-	-
Courant chaud, à la sortie T6 (°C)	**67.2**	**57.5**	**47.8**	**38.5**	-	-
Courant froid, entrée /sortie T7 (°C)	**59.7**	**47.5**	**38.2**	**29.4**	-	-
Intermédiaire Courant froid T8 (°C)	**50.1**	**39.9**	**32.8**	**25.4**	-	-
Intermédiaire Courant froid T9 (°C)	**36.2**	**30.3**	**26.3**	**20.5**	-	-
Courant froid, entrée /sortie T10 (°C)	**18**	**18.8**	**19.2**	**15.3**	-	-
Débit indiqué de l'eau chaude $\dot{m}_c(m/s)$	**6**	**6.9**	**7.8**	**9.75**	-	-
Débit effectif de l'eau chaude	**0.100**	**0.113**	**0.130**	**0.161**	-	-

$\dot{m}_c\,(m/s)$						
Débit de l'eau froide $\dot{m}_f\,(m/s)$	**0.015**	**0.025**	**0.035**	**0.042**	-	-
Température moyenne de l'eau chaude (T_3+T_6/) 2 (°C)	**70.1**	**60.4**	**50.3**	**40.35**	-	-
Chaleur spécifique à moyenne Température $C_P.10^3\,(J.kg^{-1}.k^{-1})$.	**4.19**	**4.19**	**4.18**	**4.18**	-	-
Densité à l'entrée du débitmètre T6 ρ $(kg.m^{-3})$.	**977**	**982**	**988**	**992**	-	-
Conductivité thermique à moyenne Température $\mu(10^{-6}\,Kg/m.s)$	**0.661**	**0.652**	**0.641**	**0.63**	-	-
Nombre de Prandtl à moyenne Température Pr_i	**2.6**	**2.95**	**3.5**	**4.2**	-	-
Nombre de Reynolds à moyenne Température Re_i	**40000**	**40000**	**40000**	**40000**	-	-
Nombre de Nusselt Nu_i	**134**	**139**	**151**	**170**	-	-

Calculs :

Re = 40000

Température moyenne de l'eau chaude. $= \dfrac{T_3 + T_6}{2} = \dfrac{73 + 67.2}{2} = 70.1(C°)$.

D'après la table, le Nombre de Prandtl à 70.1C°= 2.5

Chaleur spécifique de l'eau à 70.1C° C_P = 4.19 $.10^3\,(J.kg^{-1}.k^{-1})$.

Densité de l'eau à 70.1°C d'après la table est de : $\rho = 977(kg.m^{-3})$.

Débit indiqué à 70.1°C = $6\left(l.\min^{-1}\right)$. . D'après la table le débit effectif $\dot{m} = 6.2\left(l.\min^{-1}\right)$.

Débit massique de l'eau chaude :

$$\dot{m}_c = \frac{6.2}{1000}977.\frac{1}{60} = 0.100\left(Kg.s^{-1}\right).$$

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$\dot{Q}_i = \dot{m}_i.C_p.(T_3 - T_6)$ $\dot{Q}_i = 0.100_i.4.19.10^3.(73-67.2)$ $\dot{Q}_i = 2430.2(W).$

Différence de Température moyenne logarithmique entre l'eau chaude et la surface interne du tube chaud

$$DTM_i = \frac{(T_3 - T_1) - (T_6 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_1}{T_6 - T_2}\right)} = \frac{(73-669.1) - (67.2-52.1)}{\ln\left(\frac{73-69.1}{67.2-52.1}\right)} = 8.29(K).$$

Coefficient de transfert de chaleur de surface : $h_i = \frac{\dot{Q}_i}{A_i.\Delta TLM_I}$ $h_i = \frac{2430}{0{,}0261.8.29.10^3}$

$h_i = 11230\left(W.m^{-2}K^{-1}\right)$.

A T=70.1 °C, d'après la table : $K = 0.661\left(W.m^{-1}.K^{-1}\right)$.

Nombre de Nusselt : $Nu = \frac{h_i d_i}{k}$ $Nu = \frac{11230.0.0079}{0.661} = 134$

Le tracé du nombre de Nusselt par rapport au nombre Pr, donne les résultats suivants : $Nu \alpha \Pr^{0.47}$

À partir de la méthode A, nous avons : $Nu \alpha \mathrm{Re}^{0.79}$ avec Pr constant.

À partir de la méthode B, nous avons : $Nu \alpha \Pr^{0.47}$ avec Re constant·

Quand ils varient tous les deux : $Nu \alpha \mathrm{Re}^{0.79} \Pr^{0.47}$ Ou $Nu = K \mathrm{Re}^{0.79} \Pr^{0.47}$

En traçant Nu en fonction de $\mathrm{Re}^{0.79} \Pr^{0.47}$, on peut trouver la valeur de K.

En prenant les données obtenues des deux méthodes A et B, on peut produire la table suivante :

Pr_i	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2 .55	2.6	2.95	3.5	4.2
Re_i	65672	60457	53503	45885	34064	20314	40000	40000	40000	40000
$Re^{0.79}\ Pr^{0.47}$	9926	9298	8442	7472	5909	3928	6771	7185	7786	8483
Nu_i	166	162	160	148	125	94	134	139	151	170

A partir de ceci, on peut tracer la figure (3.9) et en déduire l'équation suivante :

$$Nu = 0.036\,Re^{0.79}\ Pr^{0.47}$$

Les résultats :

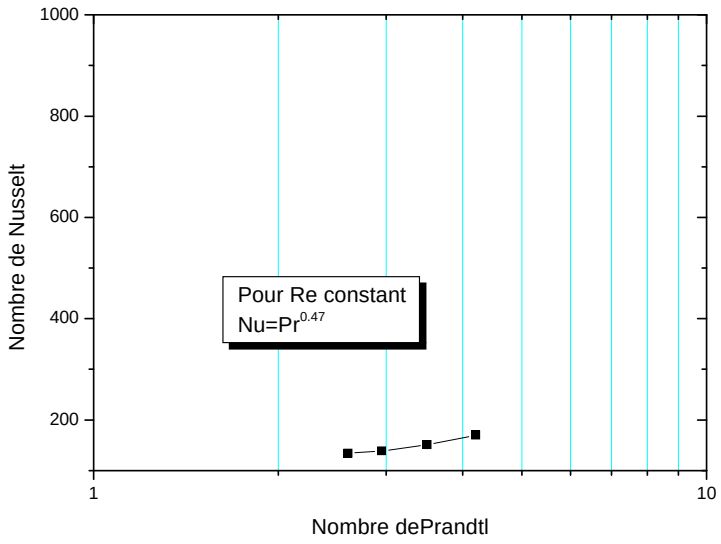


Figure (3.10): Nombre de Nusselt par rapport au nombre de Prandtl, le nombre Reynolds étant constant.

Discussion :

De la figure (3.10) on observe que le tracé de Nusselt par rapport à Prandtl si Reynolds est constant présente une ligne droite suivant l'équation : **$Nu=Pr^{0.47}$.**

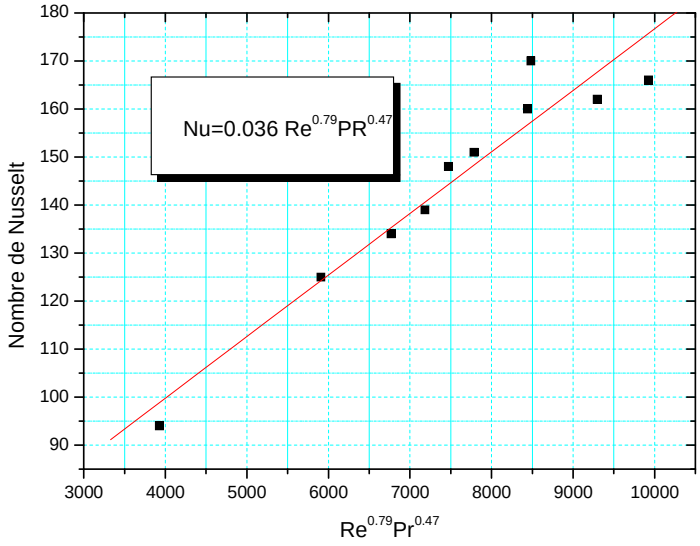


Figure (3.11): Nombre de Nusselt par rapport à $Re^{0.79}\ Pr^{0.47}$.

Discussion : de la figure (3.11) on observe que le tracé de Nusselt par rapport à par rapport à $Re^{0.79}\ Pr^{0.47}$ Présente une ligne droite suivant l'équation : **$Nu=0.036\ Re^{0.79}\ PR^{0.47}$.**