

A thick dark blue vertical bar runs along the left edge of the page. A blue arrow-shaped banner points to the right from this bar, containing the text '2016/2017'. In the bottom left corner, there are several thin, curved, light blue lines that sweep upwards and to the right.

2016/2017

Compte rendu TP1 TRANSFERTS THERMIQUE

Echangeur à tubes concentriques

EL ATROUBI Ouided
BOUTALEB Younes
MOHAMAD HELMI Muhammad
GROUPE 1L
ENCADREE PAR MME D.DOPPLER

SOMMAIRE

I.	INTRODUCTION.....	p2
II.	PARTIE THEORIQUE.....	p3
	1) Formules et calculs utiles.....	p7
III.	EXPERIENCES.....	p10
	2) Quelques consignes.....	p10
	3) Influence de Re à Pr constant.....	p10
	4) Influence de Pr à Re constant.....	p18
IV.	CONCLUSION.....	p20
V.	BIBLIOGRAPHIES.....	p20
VI.	ANNEXE.....	p21

I. INTRODUCTION

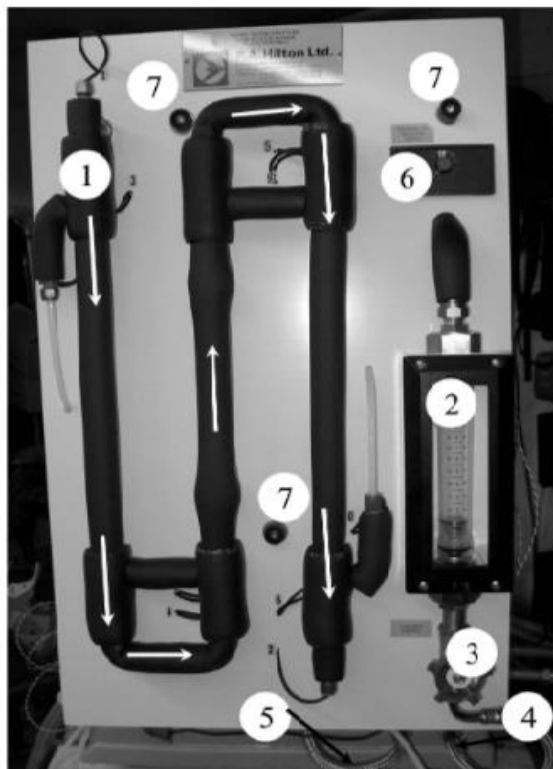
L'installation consiste en un échangeur thermique à tubes concentriques instrumenté en débits et températures.

Un tel banc va vous permettre de caractériser les transferts thermiques dans l'appareil avec deux points de vue :

- Caractérisation fine (étude de l'évolution de température au sein de l'échangeur) dont l'objectif est de mieux comprendre comment les transferts s'effectuent dans l'appareil. Cette approche permettrait, dans un contexte industriel, d'optimiser la conception (point de vue R&D < > conception)
- caractérisation globale (étude de la quantité de chaleur globalement échangée et influence de paramètres), dont l'objectif est de caractériser les performances de l'échangeur. Cette approche permettrait, dans un contexte industriel, de choisir un échangeur particulier pour une installation donnée (point de vue conception ↔ utilisation).

Notre but durant ce TP est de caractériser les échanges thermiques d'un tube concentrique.

Nous avons le circuit suivant :



1	Echangeur de Chaleur
2	Débitmètre eau chaude
3	Contrôle Eau Chaude
4	Arrivée eau chaude
5	Retour eau chaude
6	Interrupteur de thermocouple
7	Ecrous de maintien

Table 1: Photo de l'échangeur à tubes et légende. Les flèches indiquent le sens de l'écoulement d'eau chaude.

Petit tube	matériau	cuivre
Diamètre intérieur	d_i	7.9 mm
Diamètre extérieur	d_e	9.5 mm
Longueur totale	$3 * L$	3*350 mm

Gros tube	matériau	cuivre
Diamètre intérieur	D_i	11.7 mm
Diamètre extérieur	D_e	12.1 mm
Longueur totale	$3 * L$	3*350 mm

Tableaux de valeurs pour le petit tube et le gros tube

Comme on peut le voir sur la figure ci-dessus, on a une installation d'un circuit d'eau chaude et un circuit d'eau froide.

- Le circuit d'eau chaude est fermé et circule dans le petit tube (tube intérieur) en effet elle est chauffée dans le réservoir (4) ensuite traverse le débitmètre puis retourne au réservoir. De plus, des sondes de températures sont reliées au tuyau d'eau chaude qui permettent de mesurer la température en degré Celsius en différents points du tuyau d'eau chaude (Paroi entrée d'eau chaude $X=L$, 1^{er} coude $X=2L$, 2nd coude en sortie $X=3L$).
- Le circuit d'eau froide circule dans le gros tube (tube extérieur) en effet, elle arrive au robinet de l'évier et circule dans l'échangeur de chaleur. Or en sortant, l'eau est évacuée par un tuyau dans l'évier.

De plus, l'échangeur est à co-courant, c'est-à-dire que l'eau chaude et l'eau froide circulent dans le même sens. Il est possible d'inverser la situation en inversant le branchement des deux tuyaux (eau chaude et eau froide).

Par ailleurs, nous pouvons considérer notre échangeur comme adiabatique car les tubes sont entourés de mousses afin d'empêcher des échanges de température avec l'extérieur.

II. PARTIE THEORIQUE

Température moyenne logarithmique

$$\theta_{ln} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}}$$

avec ΔT_e la différence des températures d'entrée et ΔT_s la différence des températures de sortie dans la portion étudiée. Suivant les températures choisies, on note:

- θ_{ln}^f la température moyenne logarithmique entre paroi et fluide froid ($\Delta T = T_p - T_f$)
- θ_{ln}^c la température moyenne logarithmique entre fluide chaud et paroi ($\Delta T = T_c - T_p$)
- θ_{ln} la température moyenne logarithmique entre fluide chaud et fluide froid ($\Delta T = T_c - T_f$)

On peut montrer que $\theta_{ln}^f + \theta_{ln}^c = \theta_{ln}$, ce qui justifie l'emploi de la température logarithmique.

On considère que l'échangeur est droit d'air d'échange A.

- 1) On cherche à écrire le bilan thermique sur un élément de surface D_s avec \dot{m}_c, \dot{m}_f , C_{pc} , C_{pf} le débit massique et la capacité calorifique massique du fluide chaud et du fluide froid.

De plus, on note :

- T_c et T_f les températures du fluide chaud et du fluide froid
- Q_f le flux de chaleur paroi/fluide froid
- Q_c le flux de chaleur global paroi/fluide chaud

Bilan thermique : Fluide chaud

En régime stationnaire la somme des $\Phi_c=0$

Donc $Q_c = \dot{m}_c C_{pc}(T_{ec}-T_{sc})$

D'où $dQ_c = -HA(T_c(x)-T_f(x))$ (Transmet de la chaleur)

Bilan thermique : Fluide froid

$Q_f = -\dot{m}_f C_{pf}(T_{ef}-T_{sf})$

Comme pour le fluide chaud, on peut dire :

$dQ_f = HA(T_c(x)-T_f(x))$ (reçoit la chaleur)

Si on suppose positif les échanges de fluides froid et chaud, on obtient :

$$dQ = dQ_f + dQ_c$$

- 2) Après intégration, on va fournir l'expression $(T_c - T_f)$:

$$\text{➤ } dU_c = dQ_c = \dot{m}_c C_{pc} \frac{dT_c}{dx} = -HA(T_c(x)-T_f(x))$$

$$dU_c = \frac{dT_c}{dx} = \frac{-HA}{\dot{m}_c C_{pc}}(T_c(x)-T_f(x))$$

$$\text{➤ } dU_f = dQ_f = \dot{m}_f C_{pf} \frac{dT_f}{dx} = HA(T_c(x)-T_f(x))$$

$$dU_f = \frac{dT_f}{dx} = \frac{HA}{\dot{m}_f C_{pf}}(T_c(x)-T_f(x))$$

$$\text{Donc } dU_c - dU_f = -HA \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) (T_c(x)-T_f(x))$$

Pour la suite, on note $\frac{1}{L_0} = -HA \left(\frac{1}{mc C_{pc}} + \frac{1}{mc C_{pf}} \right)$

Ainsi $dU_c - dU_f = \frac{d}{dx}(T_c(x) - T_f(x)) = -\frac{1}{L_0} (T_c - T_f)$

$$\frac{d(T_c(x) - T_f(x))}{T_c(x) - T_f(x)} = -\frac{1}{L_0} dx$$

$$\ln(T_c(x) - T_f(x)) = -\frac{x}{L_0} + A$$

$$T_c(x) - T_f(x) = C e^{-x/L_0}$$

$$\text{A } x=0, T_{ce} - T_{fe} = C \text{ d'où : } (T_c - T_f)(x) = (T_{ce} - T_{fe}) e^{-x/L_0}$$

(Avec T_{ce} la température à l'entrée)

- 3) On cherche maintenant à donner l'expression théorique du flux de chaleur global Q , en fonction de la température moyenne logarithmique θ_{ln} .

On note $\Phi = \int_s$ densité surfacique du flux

$$\begin{aligned} \Phi &= \int_0^L H |T_c - T_f| A dx = AH \int_0^L (T_{ce} - T_{fe}) e^{-x/L_0} dx \\ &= AH (T_{ce} - T_{fe}) e^{-x/L_0} dx = AH (T_{ce} - T_{fe}) (-L_0) (e^{-L/L_0} - 1) \end{aligned}$$

En $x=L$: on a $T_c(L) = T_{cs}$

$$T_f(L) = T_{fs}$$

$$\text{Donc, } (T_c - T_f)(x=L) = (T_{ce} - T_{fe}) e^{-L/L_0} \rightarrow (T_{cs} - T_{fs}) = (T_{ce} - T_{fe}) e^{-L/L_0}$$

$$\text{D'où } \Phi = -HA L_0 [|T_{cs} - T_{fs}| - |T_{ce} - T_{fe}|]$$

$$\frac{-L}{L_0} = \ln \frac{|T_{cs} - T_{fs}|}{|T_{ce} - T_{fe}|}$$

$$\Phi = \frac{HA L (T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{|T_{cs} - T_{fs}|}{|T_{ce} - T_{fe}|}}$$

$$\text{De plus, on sait que } \theta_{ln} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}}$$

$$\text{Soit } \theta_{ln} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}} \text{ On a donc } \Phi = HAL \theta_{ln}$$

- 4) On rappelle la relation qui lie les coefficients de transferts convectifs paroi/fluide froid h_f , paroi/fluide chaud h_c et global H à l'aire d'échange au flux et à la température moyenne logarithmique θ_{ln} correspondants.

$$\text{On a } R_c = \frac{1}{h_c}, R_p = \frac{e}{\lambda} \text{ et } h_f = \frac{1}{h_f}$$

$$H = \frac{1}{R_c + R_p + R_f} = \frac{1}{\frac{1}{hc} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{hf}}$$

Or on sait que $Q = AH \Theta \ln$

On en déduit donc :

$$dQ_c = hc A_c \Theta \ln$$

$$\rightarrow hc = \frac{Q_c}{A_i \Theta \ln}$$

$$dQ_f = hf A_f \Theta' \ln$$

$$\text{Si } H = hc = hf \text{ et } A = A_c \pm A_f$$

$$\text{Alors } dQ_c = HA \Theta \ln$$

$$\text{Et } dQ_f = HA \Theta' \ln$$

5) Si on néglige les transferts par conduction dans la paroi, On obtient comme relation :

- $dQ_c = hc A \Theta \ln$
- $dQ_f = hf A \Theta' \ln$
- $\lambda Q = AH \Theta \ln$
- $\Theta \ln = \Theta' \ln + \Theta \ln$

$$\rightarrow dQ = AH(\Theta' \ln + \Theta \ln)$$

$$\rightarrow dQ = AH \left(\frac{dQ_f}{hfA} + \frac{dQ_c}{hcA} \right)$$

$$\text{Ainsi } dQ = HdQ \left(\frac{1}{hf} + \frac{1}{hc} \right)$$

$$\text{et donc } H = \frac{hf \cdot hc}{hf + hc}$$

1. Formules et calculs utiles

Calcul d'aires

- On a complétés le tableau ci-dessous pour les surfaces correspondant à l'échangeur pris dans la totalité :

Aire concernée	Symbole	Formule	Valeur	unité
Aire interne totale du petit tube	A_i	$\pi * d_i * 3 * L$	0,026	M^2
Aire externe totale du petit tube	A_e	$\pi * d_e * 3 * L$	0,031	M^2
Aire moyenne d'échange totale	A	$\frac{(A_i + A_e)}{2}$	0,0285	M^2
Section d'écoulement froid	S_f	$\frac{\pi * (D_e^2 - D_i^2)}{4}$	$7.47.10^{-6}$	M^2
Section d'écoulement chaud	S_c	$\frac{\pi * d_i^2}{4}$	$4.9*10^{-5}$	M^2

- Si on prend l'aire externe totale du petit tube :

$$\frac{|A_e - A|}{A_e} = \frac{|0,029 - 0,0265|}{0,029} = 8,6\%$$

$$\frac{|A_{\text{aire externe totale du petit tube}} - A_{\text{aire moyenne d'échange totale}}|}{A_{\text{aire externe totale du petit tube}}} = 8.6 \%$$

On obtient une l'erreur de 8.6%

Si on prend l'aire interne totale du petit tube

$$\frac{|Ai - A|}{Ai} = \frac{|0,024 - 0,0265|}{0,024} = 10,4\%$$

$$\frac{|\text{Aire interne totale du petit tube} - \text{Aire moyenne d'échange totale}|}{\text{Aire interne totale du petit tube}} = 10,4 \%$$

On obtient une erreur de 10.4%

3. A partir de l'aire moyenne d'échange pour l'échangeur dans sa totalité, on va calculer l'aire d'échange pour une portion d'échangeur :

Sachant que l'on a nommé A l'aire d'échange pour un échangeur de longueur totale 3L, on obtient donc comme aire d'échange A' pour une portion Δx :

$$A' = \frac{\Delta x}{3L} * A$$

Expression des températures logarithmiques moyennes pour chaque portion

On remplit le tableau ci-dessous, avec les formules qui font intervenir les températures $t_{i,1}$ $\leq i \leq 10$ des thermocouples concernés.

Pour remplir le tableau on s'aide des relations suivantes :

$$\theta_{lnc} = \frac{(T_{ce} - T_{pe}) - (T_{cs} - T_{ps})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{pe}}{T_{cs} - T_{ps}}\right)}$$

$$\theta_{lnf} = \frac{(T_{pe} - T_{fe}) - (T_{ps} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{pe} - T_{fe}}{T_{ps} - T_{fs}}\right)}$$

$$\theta_{ln} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{pe} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)}$$

Température logarithmique θ_{ln}	Portion A $X = L$	Portion B $X=2L$	Portion C $X =3L$	Total De 0 à 3L
Paroi /fluide froid				$\frac{(T5 - T11) - (T6 - T14)}{\ln(\frac{T5 - T11}{T6 - T14})}$
Fluide chaud/paroi				$\frac{(T7 - T5) - (T10 - T6)}{\ln(\frac{T7 - T5}{T10 - T6})}$
Fluide chaud/ fluide froid	$\frac{(T7 - T11) - (T8 - T12)}{\ln(\frac{T7 - T11}{T8 - T12})}$	$\frac{(T8 - T12) - (T9 - T13)}{\ln(\frac{T8 - T12}{T9 - T13})}$	$\frac{(T9 - T13) - (T10 - T14)}{\ln(\frac{T9 - T13}{T10 - T14})}$	$\frac{(T7 - T11) - (T10 - T14)}{\ln(\frac{T7 - T11}{T10 - T14})}$

Nous ne pouvons pas remplir toutes les cases, car il n'existe que deux thermocouples pour la paroi qui se trouvent en entrée et en sortie uniquement

Expression des nombres sans dimension

➤ Nombres de Reynolds :

Le nombre de Reynolds caractérise le régime de l'écoulement :

On a la relation suivante :
$$Re = \frac{UL}{\nu} = \frac{\rho UL}{\mu}$$

Avec U vitesse de l'écoulement en (m/s)

L : La longueur caractéristique, dans notre cas c'est le diamètre intérieur du petit tube (m)

ν : La viscosité cinématique du fluide (m²/s)

ρ : La masse volumique du fluide (kg/m³)

μ : La viscosité dynamique du fluide (kg/m/s)

➤ Nombre de PRANDTL :

Il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux :

On a :
$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

Avec μ la viscosité dynamique (en kg/m.s)) avec $\mu = \rho \nu$
 C_p la capacité calorifique massique (en J/(Kg.K))
 λ la conductivité thermique (en W/(m².K))
 ρ la masse volumique et ν la viscosité cinématique du fluide (kg* m⁻³)

➤ **Nombre de NUSSELT :**

La connaissance du nombre de Reynolds et de Prandtl permet de calculer pour un écoulement donné le nombre de Nusselt :
 On a la relation suivante :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda}$$

Avec h le coefficient de chaleur convectif (W*m⁻²degré⁻¹).

III. EXPERIENCES

1. Quelques consignes

- Nous allons effectuer deux manipulations que l'on détaillera un peu plus bas.
- On doit faire attention à ne pas dépasser la température de 70 °C pour les 2 manipulations, sinon la boucle de régulation de la chaleur n'aura pas assez d'énergie pour chauffer l'eau, et donc le système disjonctera.
- Quand on changera les paramètres, on devra attendre que les températures des thermocouples se stabilisent.
- En théorie on est en régime stationnaire. Expérimentalement, si on n'attend pas que les températures se stabilisent, on sera en régime instationnaire.
- Le nombre de Prandtl est lié à la température du fluide.
- Le nombre de Reynolds est lié à la vitesse, et donc au débit volumique de l'eau.

2. Influence de Re à Pr constant

Cette expérience consiste à faire varier la vitesse du fluide tout en maintenant une température constante. Ainsi on fait varier le nombre de Reynolds tout en gardant constant le nombre de Prandtl.

Après avoir fait tous les réglages nécessaires qui nous permettent de calculer, on vérifie que le débit maximal d'eau chaude est atteint.

Une fois le débit maximal d'eau chaude atteint, on programme la consigne de température de l'eau chaude sur 60°C.

On règle ensuite le débit d'eau froide de façon à amener la température moyenne de l'eau chaude $t_c = \frac{t_7 + t_{10}}{2} = 58.25^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ (d'après nos mesures)

On règle le débit d'eau froide à 8g.s^{-1} et le débit d'eau chaude à 10L.m^{-1}

Une fois toutes les températures stabilisées, on relève les 10 thermocouples et les deux débits (eau chaude/eau froide) pour un débit d'eau chaude à 100% ,80%, 60% et 40% sans changer le débit d'eau froide.

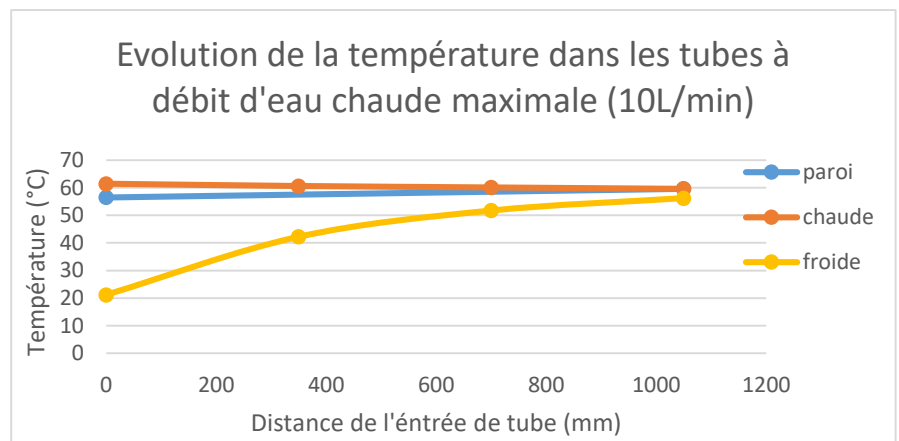
Pour avoir une variation de la vitesse, on fait varier le débit volumique grâce au débitmètre de l'eau chaude.

On trace la répartition des températures dans le fluide chaud, dans la paroi et dans le fluide froid le long du tube :

Le tableau ci-dessous représente les données des thermocouples mesurées à débit d'eau chaude maximale

On trace le graphe :

Thermo-couple			température (°C)
5	paroi	0	56,5
6		1050	59,6
7	Fluide chaude	0	61,4
8		350	60,6
9		700	60,1
10		1050	59,6
11	fluide froide	0	21,2
12		350	42,2
13		700	51,7
14		1050	56,2



Le graphe ci-dessus nous montre une évolution de la température dans les tubes de la paroi du fluide chaud et du fluide froid à débit d'eau chaude maximale soit 100% . Il correspond à celui de la théorie pour un écoulement co-courant.

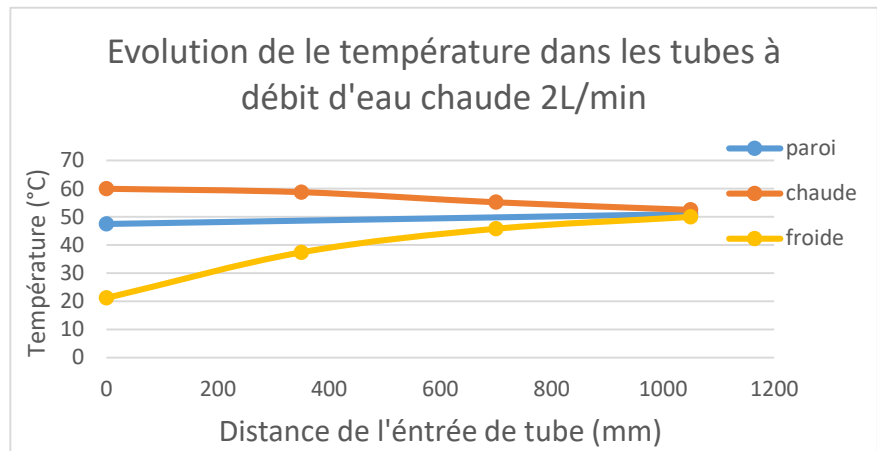
On remarque :

- la chaleur du flux chaud diminue légèrement le long du tube.
- Pour le flux froid, le coefficient directeur est plus important que pour le fluide chaud et sa température augmente avec la section.
- Ainsi, le flux froid a gagné plus de chaleur que le fluide chaud en a perdu.

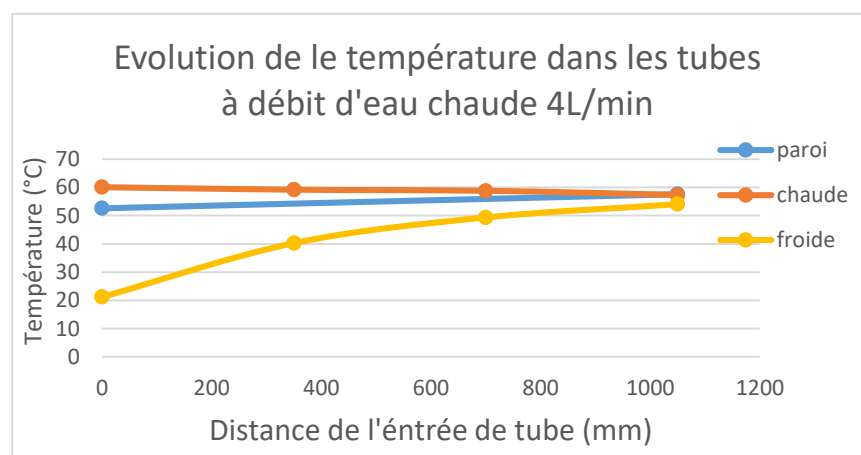
On vérifiera cette théorie en calculant les coefficients de chaleur convectifs, puis en traçant ces coefficients en fonction de la vitesse du fluide plus bas.

On trace les autres graphes pour 80%, 60% et 40% du débit d'eau chaude **en moins**, on remarque les mêmes commentaires que citée ci-dessus.

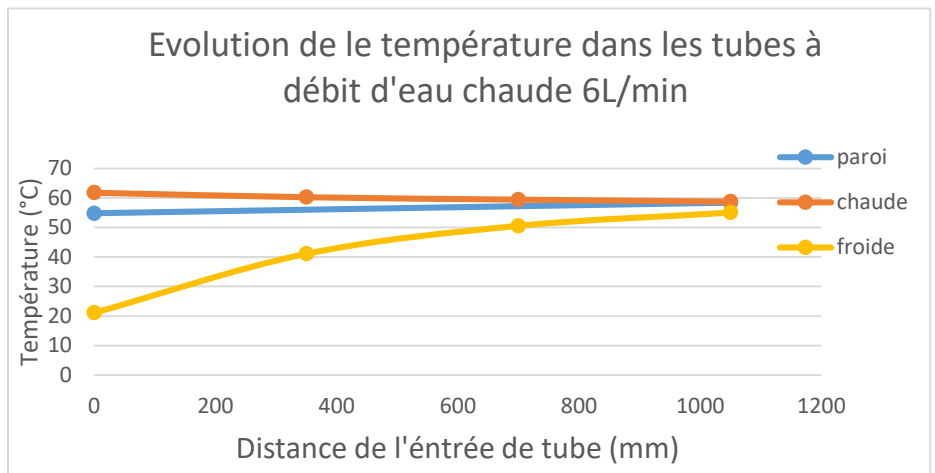
Thermo-couple			Température (°C)
5	paroi	0	47,5
6		1050	51
7	fluide chaud	0	60
8		350	58,8
9		700	55,2
10		1050	52,5
11	fluide froid	0	21,2
12		350	37,4
13		700	45,8
14		1050	50



Thermo-couple			Température (°C)
5	paroi	0	54,8
6		1050	58,4
7	fluide chaud	0	61,8
8		350	60,3
9		700	59,5
10		1050	58,8
11	fluide froid	0	21,1
12		350	41,1
13		700	50,6
14		1050	55,1



Thermo-couple			Température (°C)
5	paroi	0	54,8
6		1050	58,4
7	fluide chaud	0	61,8
8		350	60,3
9		700	59,5
10		1050	58,8
11	fluide froid	0	21,1
12		350	41,1
13		700	50,6
14		1050	55,1



On remarque :

Qu'en diminuant le débit on retrouve exactement la même allure des courbes sur chacun des graphes donc on a les mêmes analyses que pour le débit d'eau chaude maximales citée ci-dessus.

Néanmoins, seule la température augmente pour le fluide froid, puisqu'on a choisi de diminuer son temps de stabilisation.

On peut voir que plus le débit diminue, plus il faut faire chauffer l'eau dans le réservoir, plus il faut du temps à la température pour se stabiliser.

Calcul des flux de chaleur et des coefficients de chaleur convectifs :

On calcule ces valeurs pour plusieurs portions du système (Pour $X=L$, $X=2L$ et $X=3L$), Et pour le système total (de 0 à $3L$).

On prend arbitrairement un débit volumique maximal de l'eau chaude : $q_{c_v} = 10 \text{ L/min} = 1,66 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{s}^{-1}$.

On obtient les valeurs suivantes :

Température eau chaude				Température eau froide			
T7 à $X=0$	T8 à $X=L$	T9 à $X=2L$	T10 à $X=3L$	T11 à $X=0$	T12 à $X=L$	T13 à $X=2L$	T14 à $X=3L$
61.4	60.6	60.1	59.6	21.2	42.2	51.7	56.2

On regroupe ces valeurs dans un tableau.

Température logarithmique	Portion A : X=L	Portion B : X=2L	Portion C : X=3L	Portion totale : de 0 à 3L
Paroi /fluide froid (θ_{ln}^f)				13.63
Fluide chaud /paroi (θ_{ln}^c)				1.8
Fluide chaud/ fluide froid (θ_{ln})	27.89	12.75	5.8	15.43

Pour déterminer le flux de chaleur de l'eau chaude et de l'eau froide, on utilise la formule suivante :

$Q_c = \dot{m} C_{pc} (\dot{T}_e - T_s)$: flux de chaleur de l'eau chaude (J/s).

$Q_f = -\dot{m} C_{pf} (\dot{T}_e - T_s)$: flux de chaleur de l'eau froide (J/s).

$Q = H A_e \theta_{ln}$: flux de chaleur globale (J/s).

Avec $\dot{m} = q_v * \rho$ est débit massique de l'eau en kg/s

et $C_p = (0.000014177 * T^2) + (-0.0012833866 * T) + 4.207683181$ est capacité calorifique massique en kJ/kg/K

(Il est donné dans l'énoncé du TP dans la page 5)

On obtient les valeurs Q dans le tableau suivant :

Le flux de chaleur (J/s)	Domaine			
	[0,L]	[L-2L]	[2L-3L]	totale
Qc	557	348	70	975
Qf	14761	6678	3163	24602
Q	x	x	x	1701

On ne peut pas trouver le flux global, Q pour les portions: A, B et C car on n'a pas les valeurs de H suivant les 3 portions.

Pour déterminer le coefficient de chaleur convectif de l'eau chaude et de l'eau froide, on utilise la formule suivante :

$h_c = \frac{Q_c}{A * \theta_{ln}^c}$: coefficient de chaleur convectif de l'eau chaude ($W * m^{-2} \text{degré}^{-1}$).

$h_f = \frac{Q_f}{A * \theta_{ln}^f}$: coefficient de chaleur convectif de l'eau froide ($W * m^{-2} \text{degré}^{-1}$).

$H = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$: Coefficient de chaleur convectif global ($W * m^{-2} \text{degré}^{-1}$).

Avec A est l'aire intérieure du petit tube.

On obtient les valeurs H dans le tableau suivant :

Le coefficient d'échange convection (W/m ² /K)	Domaine			
	[0,L]	[L-2L]	[2L-3L]	total
hc	x	x	x	2087.466597
hf	x	x	x	5821.743342
H	x	x	x	355.4946826

On ne peut pas trouver les coefficients de chaleur convectif pour les portions : A, B et C parce que l'on n'a pas les valeurs de θ_{ln}^c et θ_{ln}^f suivant les 3 portions.

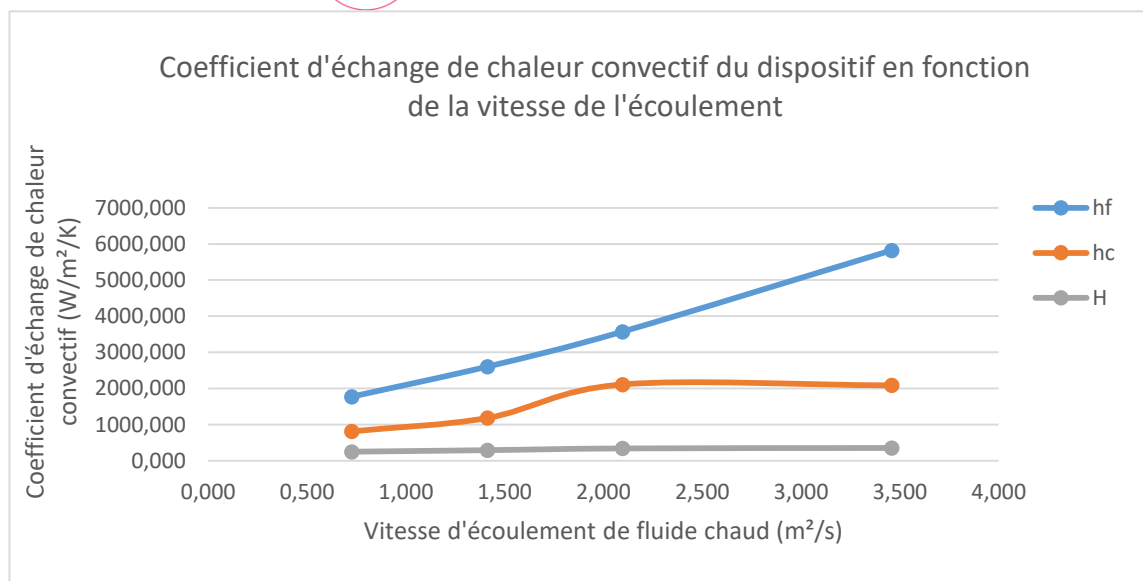
Analyse globale :

Dans cette partie, on trace les coefficients de chaleur convective en fonction de la vitesse de fluide chaud pour voir l'influence de nombre de Reynolds. On calcule le débit réel par la formule donnée par le constructeur de machine d'échangeur afin de convertir l'unité en $m^3 \cdot s^{-1}$ et calculer la vitesse de fluide chaud.

Débit réel(L/min) = Débit indique +(t6 *0.0041)-0.0796

Vitesse de fluide=Débit réel/Section du petit tube

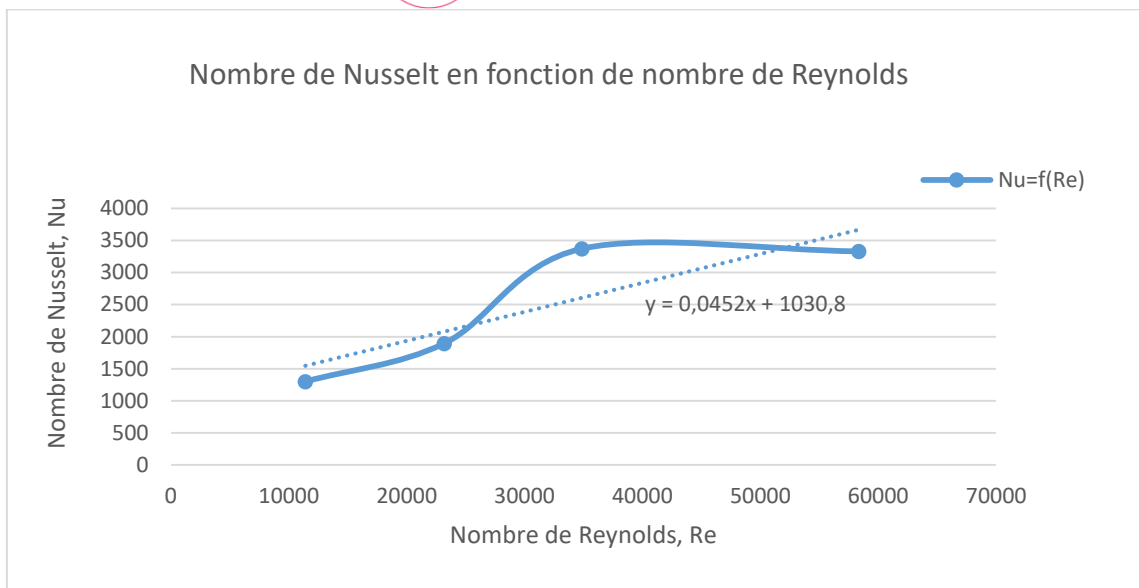
Débit volumique Indiqué de fluide chaud (L/min)	10	6	4	2
Débit volumique réel de fluide chaud (L/min)	10.1664	6.16148	4.15533	2.13565
Débit volumique réel de fluide chaud (m ³ /s)	0.00016944	0.00010269	6.9256E-05	3.5594E-05
Vitesse de fluide chaud (m/s)	3.458	2.096	1.413	0.726
Coef. d'échange convection chaud, hc (W/m ² /K)	2087.467	2112.597	1186.682	815.048
Coef. d'échange convection froid, hf (W/m ² /K)	5821.743	3572.677	2607.786	1775.090



Cette courbe représente le coefficient de chaleur convectif en fonction de la vitesse de l'écoulement du fluide chaud. On voit que le coefficient augmente quand la vitesse augmente. On voit également que le coefficient de la chaleur pour le fluide froid est le plus important que celle de fluide chaud. C'est parce que l'eau froide a reçu plus de chaleur que l'eau chaude transmet la chaleur. Ce qui vérifie que par convection, le flux froid a sa température qui augmente le long du tube.

Ensuite, On nous demande de tracer le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds à nombre de Prandtl constant. On calcule le nombre de Reynolds et le nombre de Nusselt en utilisant les formules données dans la partie théorique du TP. On obtient les valeurs dans le tableau suivant et on le trace :

Débit volumique Indiqué de fluide chaude (L/min)	10	6	4	2
Nombre de Reynolds, Re	58353	34855	23171	11398
Nombre de Nusselt, Nu	3331	3371	1894	1301



Le graphe ci-dessus représente le nombre de nusselt en fonction du nombre de Reynolds. Le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds, et donc avec la vitesse du flux aussi.

Donc, plus le nombre de Reynolds est grand plus le transfert par convection est élevé.

Cela signifie que si l'on ne veut pas que l'eau chaude transfère de la chaleur à l'eau froide par convection, il faut donc opter pour un nombre de Reynolds plus petit.

Le nombre de Nusselt représente le rapport entre le transfert thermique et le transfert par conduction et on introduit cette loi :

$$Nu = Nu_0 * Pr^{\beta} * Re^{\alpha}$$

α : Coefficient d'effusivité et β : coefficient d'expansion (K^{-1})

On souhaite à déterminer le coefficient α en utilisant la méthode du logarithme afin de linéariser l'équation et donc obtenir une droite. On a :

$$\ln(Nu) = \ln(Nu_0) + \beta * \ln(Pr) + \alpha * \ln(Re)$$

d'où $\ln(Nu_0) + \beta * \ln(Pr)$ est constant

On trace $\ln(Nu_0) = \alpha * \ln(Re) + Constant$:



Le graphe ci –dessus nous montre la courbe de tendance avec nos données que l'on a relevé pour trouver la valeur de α .

La courbe de tendance est parfaitement superposée avec la courbe obtenue. Donc on trouve bien $\alpha = 0.6342$

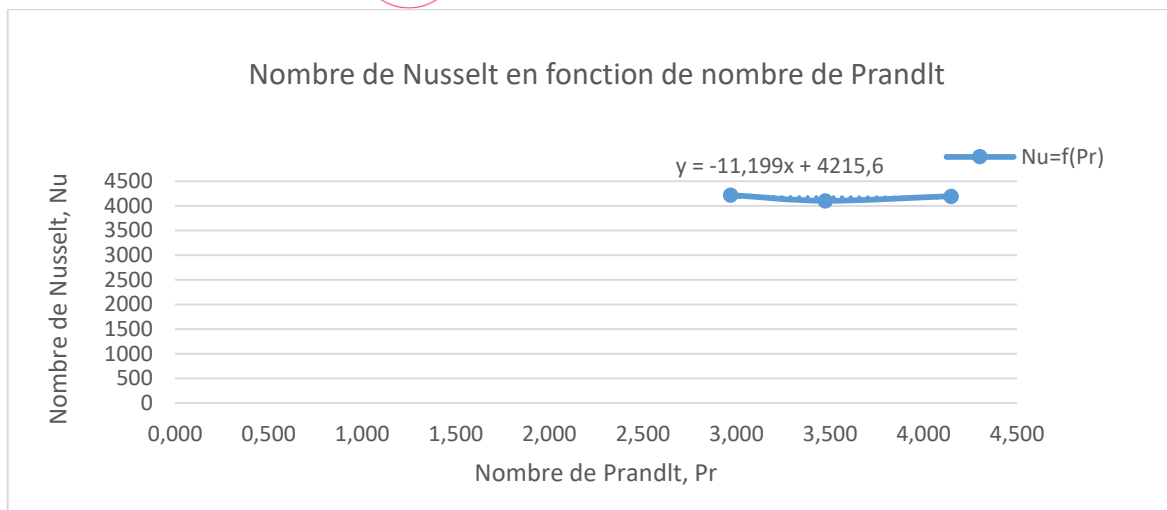
3. Influence de Pr à Re constant

Cette fois-ci, on veut garder la vitesse constante et faire varier la température moyenne du fluide chaud de façon à faire varier le nombre de Prandtl moyen Pr de l'écoulement chaud. Par conséquent, le nombre de Prandtl varie tandis que le nombre de Reynolds reste constant.

On choisit le débit à 100 % de la valeur maximale du débit volumique, pour permettre à l'eau de chauffer plus vite et aux températures de stationner plus rapidement. De plus, plusieurs grandeurs dépendent de la température (capacité calorifique massique, masse volumique, viscosité, conductivité thermique).

On fait varier la température et on note la température à chaque thermocouple. Basés sur les données, on calcule le nombre de Nusselt et nombre de Prandtl en utilisant les formules dans la partie théorique du TP, puis on trace le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Prandtl :

Température saisit sur la machine (°C)	60	50	40
Nombre de Prandtl, Pr	2.968	3.474	4.147
Nombre de Nusselt, Nu	4223	4106	4199



Le graphe ci-dessus nous montre le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Prandtl.

On voit que le nombre de Nusselt diminue légèrement et le nombre de Prandtl diminue quand la température augmente.

Ce qui signifie qu'à haute température le transfert par conduction sera donc plus important qu'à basse température.

De même pour le cas de Pr constant, on introduit cette loi :

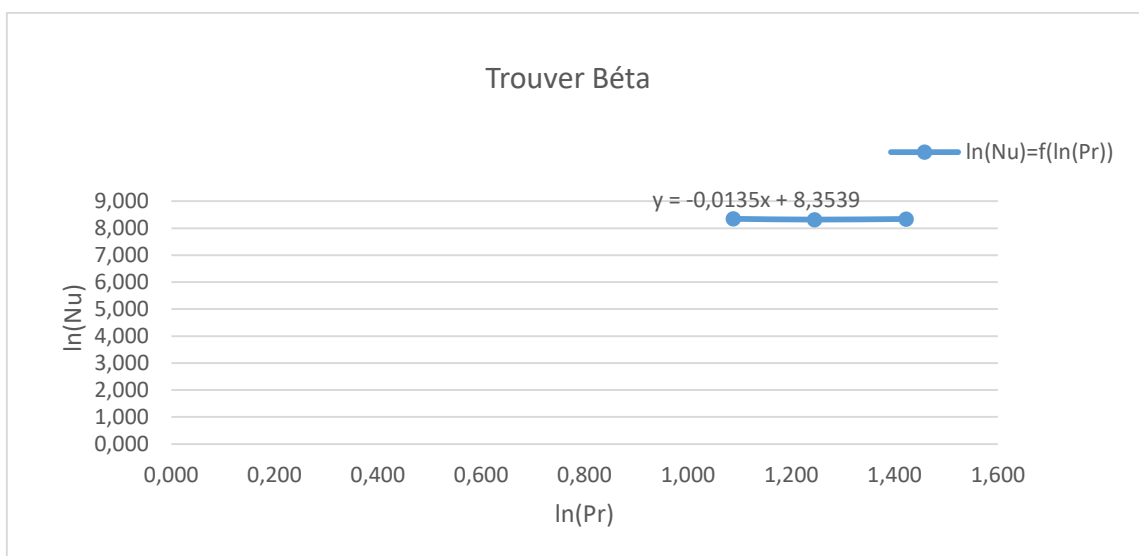
$$Nu = Nu_0 * Pr^{\beta} * Re^{\alpha}$$

En l'occurrence, on souhaite à trouver le coefficient β par la méthode du logarithme afin de linéariser l'équation et donc obtenir une droite. On a :

$$\ln(Nu) = \ln(Nu_0) + \alpha * \ln(Re) + \beta * \ln(Pr)$$

d'où $\ln(Nu_0) + \alpha * \ln(Re)$ est constant

On trace $\ln(Nu_0) = \beta * \ln(Pr) + Constant$:



Le graphe ci-dessus permet de trouver la valeur de β . On remarque que la courbe de tendance est parfaitement superposée avec la courbe obtenue. Donc on trouve bien $\beta = -0.0135$

IV. CONCLUSION

Ce TP, nous a permis de caractériser les échanges thermiques d'un tube concentrique. Après avoir fait une étude théorique, nous avons fait une étude expérimentale afin de vérifier notre étude.

Cette étude expérimentale se composait de 2 manipulations, la 1^{ère} qui consistait à faire varier la vitesse du fluide tout en maintenant une température constante. Ainsi on fait varier le nombre de Reynolds tout en gardant constant le nombre de Prandtl.

Et la 2nd qui consistait à garder la vitesse constante et faire varier la température moyenne du fluide chaud de façon à faire varier le nombre de Prandtl moyen Pr de l'écoulement chaud.

On a pu remarquer durant les expériences que lors des échanges thermiques, le fluide froid gagne plus de chaleur que le fluide chaud n'en perd.

De plus, par convection, on a remarqué qu'à haute température et avec une vitesse du fluide faible, l'eau chaude transfère plus facilement de la chaleur à l'eau froide.

Nous avons par la suite vérifié ses hypothèses à l'aide de la loi de Nusselt.

V. BIBLIOGRAPHIQUE

1. Principe de l'échangeur de chaleur
<http://www.thermique55.com/principal/chapitre6.pdf>
2. Caractéristiques physiques de l'eau à la pression atmosphérique
https://www.thermexcel.com/french/tables/eau_atm.htm

VI. ANNEXES

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g		
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1

FIGURE 3 – Propriétés de l'eau, d'après INCROPERA, Frank P., et David P. DEWITT. "Fundamentals of heat and mass transfer." (2007).