

Comportements des échangeurs de chaleur à tubes coaxiaux face aux perturbations

N. Boultif^{1*}, C. Bougriou² et N. El Wakil³

¹ Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels, 'LESEI'
Département de Mécanique, Université Mohamed Khider, Biskra, Algérie

² Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels, 'LESEI'
Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Département de Mécanique,
Université Hadj Lakhdar, Rue Chahid M. El Hadi Boukhrouf, Batna, Algérie

³ Faculté des Sciences Exactes et Naturelles LTM/GRESPI, 51687 Reims, France

(reçu le 10 Août 2009 - accepté le 25 Décembre 2009)

Résumé - Dans cette étude, les distributions de température sont développées à travers les conditions transitoires pour atteindre l'état stationnaire dans un échangeur à deux tubes coaxiaux. Un schéma unidimensionnel de différences finies a été utilisé pour analyser la distribution de température et de pression dans cet échangeur de chaleur. Les propriétés thermophysiques des fluides utilisées varient avec la température le long de l'échangeur. La conduction thermique axiale dans les parois et le transfert convectif à travers les interfaces sont pris en compte. Les fluides transitant dans l'échangeur sont monophasiques. Le programme développé analyse la circulation des fluides à co-courant (anti-méthodique) et à contre-courant (méthodique).

Abstract - In this study the temperature distributions are developed through the transient conditions to steady state in a concentric heat exchanger. A one-dimensional, finite difference scheme has been used to analyze the distribution of temperature and pressure in this heat exchanger. The thermophysical properties of used fluids vary with the temperature along the heat exchanger. The axial thermal conduction in the walls and convective transfer through the interfaces are processed. The used fluids in the heat exchanger are monophasiques. The developed program analyzes either parallel or counter current configurations.

Mots clés: Echangeur de chaleur - Régime transitoire - Température – Pression - Différences finies.

1. INTRODUCTION

Généralement, l'échangeur de chaleur fait partie intégrante d'une installation thermique, qui peut être exposée à un nombre indéterminé de transitions non planifiées, tels que des démarrages et des arrêts dans un certain temps ou à des coupures électriques provoquant des changements de températures et de débits d'admission. Ces transitions induisent des effets indésirables et réduisent les performances de l'échangeur de chaleur.

Ainsi, il est primordial de savoir et d'être capable de prédire la réponse transitoire ou les caractéristiques dynamiques d'un échangeur de chaleur en plus de ces performances en état stationnaire dans l'ordre de fournir un système de commande (ou de contrôle)

* bw_boultif@yahoo.fr ; Cherif_bougriou@hotmail.com ; nadim.elwakil@univ-reims.fr

efficace. On voit la nécessité et l'utilité d'étudier le comportement de l'échangeur de chaleur dans sa phase transitoire [1].

Ce thème a été étudié par beaucoup de chercheurs. Gilles en 1971 [2] a employé un coefficient moyen de transfert de chaleur, déduit du régime stationnaire pour l'élaboration d'un modèle mathématique d'un échangeur tubulaire dans le cas d'une température d'entrée variable.

Correa *et al.* 1987 [3] ont généralisé cette approche pour un échangeur à tubes et calandre. Des études expérimentales accompagnant cette étude ont montré que l'allure de la réponse de la température face à un échelon de débit ou de température d'admission prend globalement l'allure d'une fonction exponentielle.

Pierson en 1986 [4] a utilisé la méthode de deux paramètres dans une étude théorique des systèmes thermiques en régime transitoire dans le cas d'un échangeur de chaleur à double tube, quand la température d'entrée de l'un des fluides est soumise à un échelon de température.

Gogus-Ataer en 1988 [5] a appliqué cette méthode dans le cas d'un échangeur de chaleur à ailettes pour une circulation des fluides à courant croisé.

Hadidi en 1993 [6] a étendu cette méthode pour le cas où les deux entrées subiraient un changement de température simultané. Guellal en 1995 [7] a généralisé cette approche dans le cas où les deux entrées seraient simultanément soumises à un débit variable.

En 1997 une formulation générale de la méthode de deux paramètres est exposée par Lachi *et al.* [8] quand un changement soudain des températures ou des débits est imposé aux deux entrées d'un échangeur à double tube.

Abdelghani-Idrissi et Bagui en 2000 ont réalisé une étude analytique et expérimentale adimensionnelle de la réponse transitoire de la température le long d'un échangeur de chaleur à contre-courant quand la variation du débit est appliquée au fluide chaud dans le tube intérieur.

Azilinson *et al.* en 1990 [9] ont développé une méthode pour déterminer l'efficacité moyenne des échangeurs de chaleur quand l'un des fluides est soumis à n'importe quel type d'effet thermique à l'entrée.

Mai *et al.* en 1999 [10], ont réalisé une étude de l'efficacité moyenne des échangeurs de chaleur soumis à toutes sortes de variation des débits, en introduisant les connaissances de base des efficacités moyennes sur le côté froid et le côté chaud de l'échangeur de chaleur.

On conclut de cette synthèse bibliographique qu'il existe trois types de réponse transitoire: réponse échelon, réponse en fréquence et réponse d'impulsion [11].

2. FORMULATION DU PROBLEME ET IMPLEMENTATION

Le but de cette étude est de simuler les champs thermiques pour les deux fluides et les deux parois en régime transitoire ainsi que les pertes de charge pour les deux fluides. L'échangeur de chaleur étudié est constitué de deux tubes coaxiaux.

Le fluide primaire noté '1' passe dans le tube central de rayons extérieur et intérieur r' et r respectivement et le fluide secondaire noté '3' passe dans l'espace annulaire de rayons extérieur et intérieur R' et R respectivement.

Les deux fluides peuvent circuler dans le même sens (anti-méthodique) ou en sens contraire (méthodique).

Ces deux fluides sont séparés par une paroi métallique notée '2' (tube central) à travers laquelle les échanges de chaleur se font par conduction. La transmission de chaleur entre les fluides et les parois relève de la convection thermique.

La paroi du tube extérieur notée '4' sert à séparer le fluide '3' du milieu extérieur. L'échangeur de chaleur est divisé en mailles sous forme des anneaux (Fig. 1).

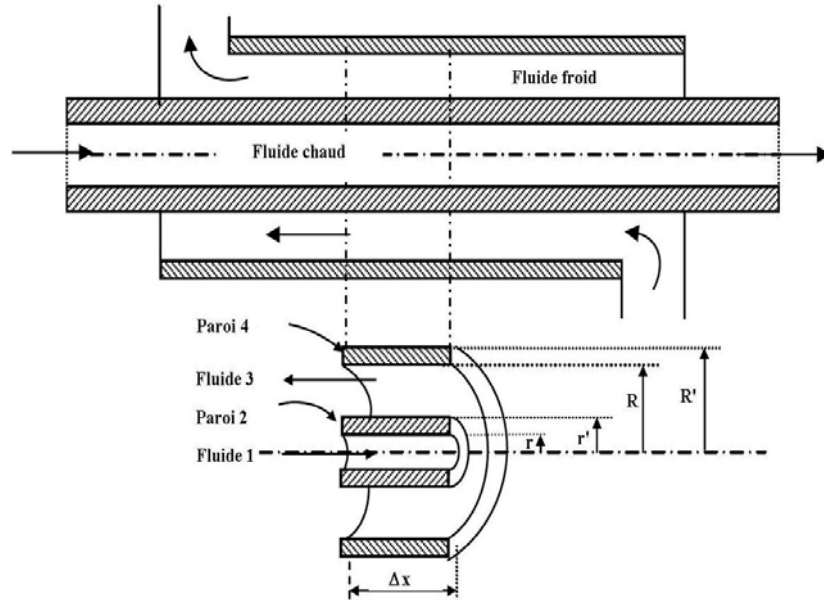


Fig. 1: Vue en coupe de l'échangeur de chaleur étudié

Cette étude a été réalisée sous les hypothèses suivantes: régime transitoire, sections de passage constantes, échangeur de chaleur parfaitement calorifugé, fluides monophasiques et incompressibles, propriétés thermophysiques variables, conduction thermique axiale uniquement dans les parois, calcul unidimensionnel et propriétés physiques variables.

Les bilans énergétiques locaux réalisés pour chaque volume de contrôle sont donnés par les équations suivantes (Fig. 2):

$$\Phi_H|_{x-\Delta x/2} - \Phi_H|_{x+\Delta x/2} + \Phi_V|_y - \Phi_V|_{y+\Delta y} = mC_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

Dans le cas de l'échangeur de chaleur méthodique, le bilan thermique pour chaque paroi et fluide est donné par les expressions suivantes.

Paroi 4

$$-\lambda S_{c4} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x-\Delta x/2} + \lambda S_{c4} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x/2} + h_3 S_3 \Delta T_3 = (mC_p)_4 \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

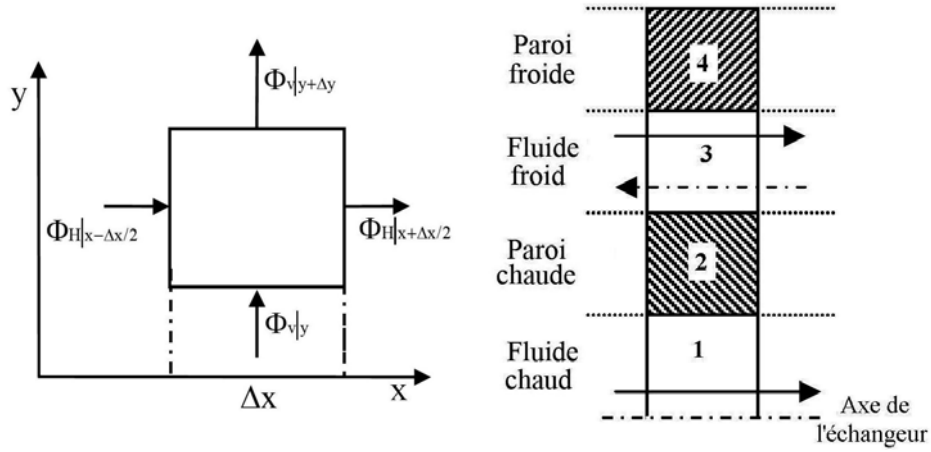


Fig. 2: Volume de contrôle

Fluide 3

$$\dot{m}H|_{x+\Delta x/2} - \dot{m}H|_{x-\Delta x/2} + h_2 S_2 \Delta T_2 - h_3 S_3 \Delta T_3 = (mC_p)_3 \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3)$$

Paroi 2

$$-\lambda S_{c2} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x-\Delta x/2} + \lambda S_{c2} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x/2} + h_1 S_1 \Delta T_1 - h_2 S_2 \Delta T_2 = (mC_p)_2 \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4)$$

Fluide 1

$$\dot{m}H|_{x+\Delta x/2} - \dot{m}H|_{x-\Delta x/2} + h_1 S_1 \Delta T_1 = (mC_p)_1 \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

La condition initiale en tout point de l'échangeur de chaleur est telle qu'à $t = 0$.

$$T(x, 0) = T_0 \quad (6)$$

Les conditions aux limites pour chaque fluide et paroi sont données par:

Parois 4 et 2

$$\frac{\partial T}{\partial x}(L, t) = \frac{\partial T}{\partial x}(0, t) = 0 \quad (7)$$

Fluide 3

$$T_3(L, t) = T_{\text{imposée}} \quad (8)$$

Fluide 1

$$T_1(0, t) = T_{\text{imposée}} \quad (9)$$

Dans le cas de l'échangeur anti-méthodique, les bilans énergétiques s'écrivent de la même manière que précédemment, la seule équation qui prend une nouvelle forme est celle du fluide froid.

$$\dot{m}H|_{x-\Delta x/2} - \dot{m}H|_{x+\Delta x/2} + h_2 S_2 \Delta T_2 - h_3 S_3 \Delta T_3 = (m C_p)_3 \frac{\partial T}{\partial t} \quad (10)$$

$$T_3(0, t) = T_{\text{imposée}} \quad (11)$$

Un schéma des différences finies implicite a été utilisé pour la discrétisation des équations et la notation indicielle. Les calculs sont basés entièrement sur les équations de la chaleur. Les propriétés thermophysiques des fluides utilisées varient avec la température le long de l'échangeur.

A l'intérieur de chaque volume d'incrément, les propriétés du fluide ou du solide sont supposées constantes à n'importe quel moment. En diminuant les volumes élémentaires, l'hypothèse faite en considérant les propriétés physiques constantes se rapproche de la réalité.

Un bilan thermique a été écrit pour chaque volume élémentaire en tenant compte du sens d'écoulement des fluides. L'équation développée pour une section annulaire reste identique pour les autres nœuds. Les coefficients d'échanges de chaleur locaux par convection sont calculés à partir des formules empiriques classiques. La distribution de température est calculée sur le long de l'échangeur pour les deux fluides et les deux parois séparatrices.

A partir des données d'entrée, le programme informatique distribue les positions nodales dans tout l'échangeur de chaleur. Une température initiale est assignée alors à tous les nœuds pour le temps $t = 0$. Deux sous-programmes sont appelés pour calculer les propriétés thermophysiques des fluides et le calcul des coefficients du transfert de chaleur locaux.

Après cela, les groupes adimensionnels utilisés dans les équations de la chaleur sont calculés et le sous programme contenant la méthode itérative de Gauss-Seidel est appelée pour résoudre les équations de la chaleur pour chaque nœud et fournit une nouvelle distribution de températures pour un pas de temps Δt . La résolution des distributions de température se fait simultanément. Les nouvelles températures sont comparées aux précédentes, si l'écart est supérieur à epsilon (précision du calcul) le programme calculera les distributions pour un autre pas de temps, sinon les calculs des distributions de température sont arrêtés.

Lorsque le régime stationnaire est atteint, le programme principal appelle le sous programme du calcul de la perte de la pression.

Le calcul des pertes de charge est effectué par l'expression suivante:

$$\Delta p = \left(\frac{3}{4} + \frac{\Omega}{2} \cdot \frac{L}{D_H} \right) \times \rho V^2 \quad (12)$$

3. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Les distributions de température le long d'un échangeur à double enveloppe en régime transitoire sont représentées ci-dessous (Fig. 3 à 6).

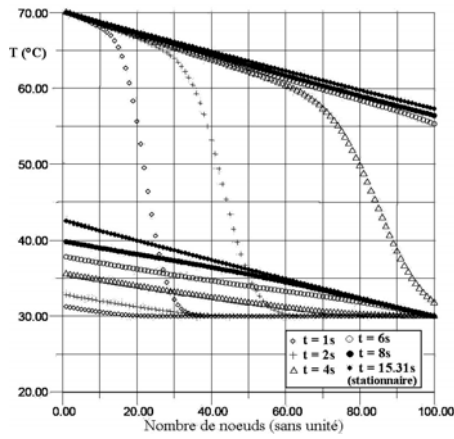


Fig. 3: Profils de température des fluides chaud et froid en régime transitoire (contre-courant)

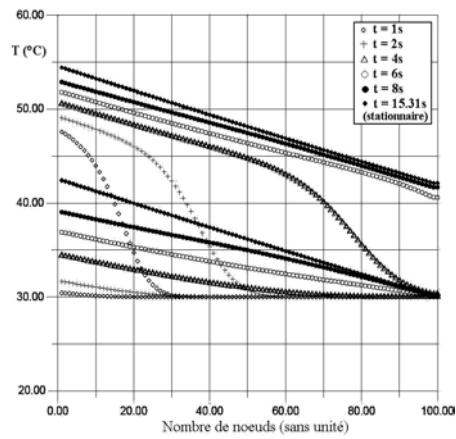


Fig. 4: Profils de température des parois chaude et froide en régime transitoire (contre-courant)

On remarque pour cet exemple, que le temps de passage du régime transitoire est de 15,51 s pour un écoulement méthodique et de 12,94 s en écoulement anti-méthodique.

A la première seconde, 1/3 de la surface d'échange participe aux échanges de chaleur. Toute la surface d'échange participe au bout de 4 secondes. Ce temps est appelé temps de retard, [8].

On constate que l'allure de coefficient d'échange de chaleur global ressemble à celle de la paroi chaude (Fig. 7). Il augmente avec le temps et atteint sa valeur maximale en régime permanent.

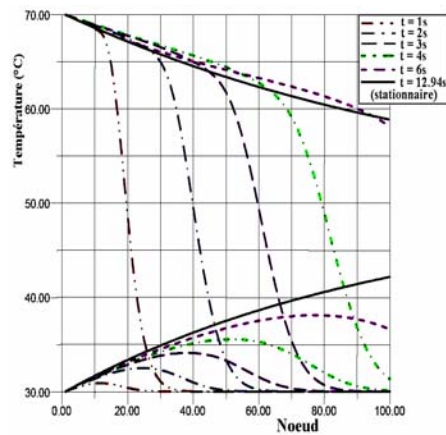


Fig. 5: Profils de température des fluides chaud et froid en régime transitoire (co-courant)

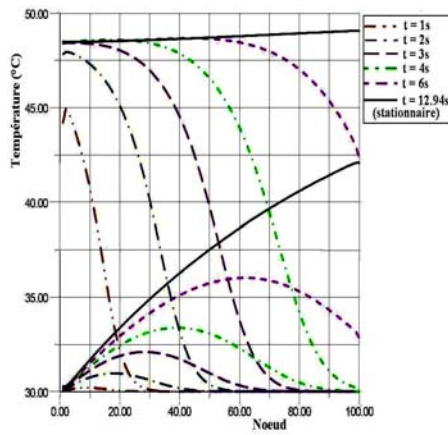


Fig. 6: Profils de température des parois chaude et froide en régime transitoire (co-courant)

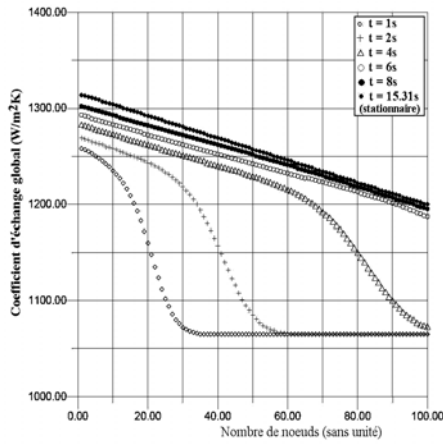


Fig. 7: Variation du coefficient global d'échange en régime transitoire (contre-courant)

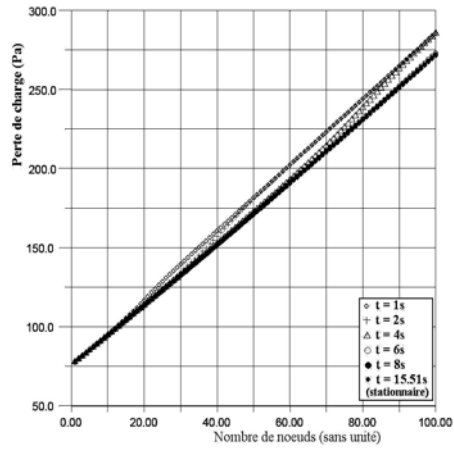


Fig. 8: Variation de la perte de charge côté fluide chaud en régime transitoire (contre-courant)

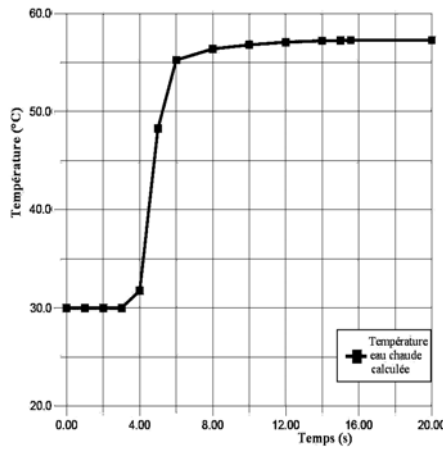


Fig. 9: Variation de température de sortie du fluide chaud en fonction du temps

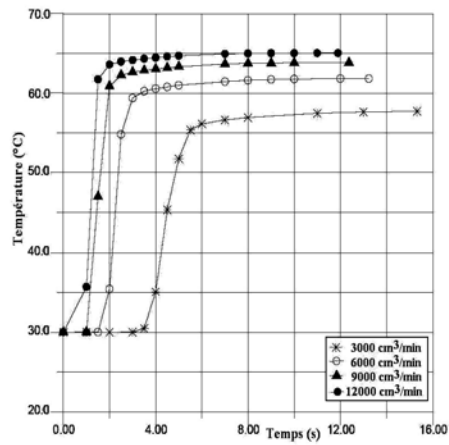


Fig. 10: Effet de la variation du débit du fluide chaud sur le temps de retard, (débit du fluide froid = 2800 cm³/min)

Durant les quatre premières secondes, les pertes de charge augmentent, cela est dû à l'augmentation de la masse volumique et à la longueur (Fig. 8).

Après 4 secondes, les pertes de charges ne dépendent plus du temps. La figure 9, illustre la variation de la température de sortie du fluide chaud en fonction du temps [8], ici le temps du retard est de 4 secondes.

Après cet intervalle du temps la température augmente jusqu'à la stationnarité. Ce temps de retard augmente avec le débit et la longueur de l'échangeur de chaleur (Fig. 10).

4. CONCLUSION

Nous avons développé un logiciel de calcul des distributions de température et de pertes de charge en régime transitoire. Les résultats trouvés sont en accord avec la littérature.

La période transitoire peut être subdivisée en deux intervalles de temps. On remarque dans le premier intervalle de temps un retard de la réponse au niveau du fluide primaire pour l'échangeur méthodique et pour les deux fluides chaud et froid pour l'échangeur anti-méthodique. Ce temps de retard est variable avec les grandeurs géométriques et de fonctionnement.

Dans le deuxième intervalle de temps, toute la surface d'échangeur participe à l'échange de chaleur et cela jusqu'à l'établissement du régime permanent.

Le coefficient d'échange global K a une forte variation pendant le temps de retard en régime transitoire et prends graduellement l'allure de celle du régime permanent après ce temps.

Malgré l'utilisation des fluides incompressibles, les pertes de charge varient dans l'intervalle du temps de retard, c'est-à-dire: variation appréciable de la masse volumique en fonction de la température. Au-delà de cet intervalle, les pertes de charge ne sont plus fonction du temps, elles dépendent uniquement de la longueur.

Cette étude représente un noyau pour d'autres études futures en régime transitoire sur les échangeurs de chaleur de géométrie plus complexes: tubes et calandre, à plaques, à surface ailetée, et ainsi qu'aux échangeurs biphasiques et à l'utilisation des fluides compressibles et des métaux liquides.

NOMENCLATURE

D_h : Diamètre hydraulique, (m)	H : Enthalpie du fluide, (J.Kg ⁻¹)
C_p : Chaleur massique à pression constante, (J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹)	h : Coefficient d'échange de chaleur par convection, (W.m ⁻² .K ⁻¹)
L : Longueur, Echangeur de chaleur, (m)	m : Débit massique du fluide, (kg.s ⁻¹)
P : Pression, (Pa)	R : Rayon du tube extérieur, (m)
r : Rayon du tube intérieur, (m)	s : Surface d'échange de chaleur, (m ²)
T : Température, (°C)	t : temps, (s)
Lettres Grecques	V : Vitesse, (m.s ⁻¹)
Δ : Ecart	λ : Conductivité ther. paroi, (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
ρ : Masse volumique, (kg.m ⁻³)	Ω : Coefficient de Darcy
Indices	Φ : Flux de chaleur, (W)
H : Horizontal	y : Ordonnée
V : Vertical	x : Abscisse

REFERENCES

- [1] J.J. Bellotty and D.E. Stock, 'A Numerical Design Scheme for Concentric Heat Exchangers', GIA-44, 2543, pp. 252 - 261, 1979.
- [2] G. Gilles, 'Elaboration d'un Modèle Mathématique et Commande Optimale par Calculateur Numérique d'un Echangeur Thermique Piloté', Thèse d'Etat, Université de Grenoble, 1971.

- [3] D.J. Correa and J.L. Marchetti, 'Dynamic Simulation of Shell and Tube Heat Exchanger', Heat Transfer for Engineering, Vol. 8, N°1, 1987.
- [4] P. Pierson, 'Etude Théorique et Expérimentale de Systèmes Thermiques en Régime Instationnaire: Echangeur, Capteur Solaire et Installations Solaires Actives', Thèse de Doctorat d'Etat, Université de Reims, 1986.
- [5] Y.A. Gogus and O.E. Ater, 'Effect of Fins and Transient Behavior of Cross-Flow Air and Liquid Heat Exchangers', Proceedings of Meetings on: Status of CFCs, Refrigeration Systems and Refrigerant Properties, International Institute of Refrigeration, Paris, pp. 219 - 227, 1988.
- [6] M. Hadidi, 'Comportement et Modélisation d'un Echangeur de Chaleur Soumis à des Températures Variables aux Entrées', Thèse de Doctorat, Université de Reims, 1993.
- [7] M. Guellal, 'Réponse en Température d'un Echangeur de Chaleur Fonctionnant avec des Débits Variables: Etude Expérimentale, Modélisation, Simulation', Thèse de Doctorat, Université de Reims, 1995.
- [8] M. Lachi, N. El Wakil and J. Padet, 'The Time Constant of Double Pipe and One-Pass Shell-and-Tube Heat Exchangers in the Case of Varying Fluid Flow Rates', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, pp. 267 - 279, 1997.
- [9] D. Azilinson, P. Pierson and J. Padet, 'Constante de Temps des Echangeurs Thermiques', Revue Générale de Thermique, Vol. 338, pp. 64 - 78, (1990).
- [10] T.H. Mai, 'Method for Heat Exchanger Effectiveness Calculation Under Variable Dynamic Conditions', International Com. Heat Mass Transfer, Vol. 26, N°5, pp. 739 - 748, 1999.
- [11] R.K. Shah, 'The Transient Response of Heat Exchangers', Harrison Radiation Division, General Motors Corporation.