

CARACTERISATION D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR TUBULAIRE EN POLYPROPYLENE SOUS FORME DE NATTE CAPILLAIRE

M. Hazami^{1*}, S. Kooli¹, M. Lazâar¹, A. Farhat¹, A. Belghith²

¹Centre de Recherche des Technologies de l'Energie. Hammam Lif, B.P. 95, 2050. Tunis.

Laboratoire de Maîtrise des Technologies de l'Energie

²Faculté des Sciences de Tunis, Campus, 1060 le belvédère, Tunis.

Hazamdi321@yahoo.fr; abdelhamid.farhat@crten.rnrt.tn

RESUME

Dans ce travail, on s'intéresse à la caractérisation d'un échangeur de chaleur en polypropylène, sous forme de nattes capillaires dans deux configurations différentes : échangeur eau/air et échangeur eau/eau. Cette caractérisation consiste à mettre au point une méthode permettant de déterminer la puissance échangée et l'efficacité thermique de l'échangeur en fonction des paramètres caractéristiques et de fonctionnement de ce dernier. Ainsi un modèle numérique, basé sur l'analogie électrique et faisant intervenir les nombres sans dimensions, a été conçu. En vue de valider les résultats numériques un dispositif expérimental pour chaque configuration (échangeur eau/air et échangeur eau/eau) a été mis au point. Les résultats numériques et expérimentales ont montré que l'échangeur possède une assez bonne efficacité thermique de l'ordre de 80 %. Les résultats ont aussi montré qu'il existe des valeurs optimales, pour le débit et pour la longueur de l'échangeur, pour lesquelles le coefficient d'échange atteint des valeurs maximales.

Mots clés : Caractérisation, nattes capillaires, efficacité thermique, coefficient d'échange global.

Nomenclature

C_p	Capacité calorifique de l'eau	(kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹)
S	Surface d'échange des nattes capillaires	(m ²)
T_F	Température de l'eau l'intérieur du tube capillaire	(°C)
\dot{m}	Débit de l'eau à l'intérieur du capillaire	(kg.s ⁻¹)
U	Coefficient d'échange global	(W.m ⁻² .°C ⁻¹)

Indice

x	Position de la tranche du capillaire
N	nombre de tranches

1. INTRODUCTION

L'étude de l'échange thermique à travers les échangeurs tubulaires, a suscité un intérêt particulier. La plupart de ces travaux de recherches se sont intéressés à l'amélioration des paramètres de dimensionnement et d'optimisation de l'échange thermique à travers les échangeurs tubulaires. Dans ce contexte, des études expérimentale et numérique, ont été présentées par R. T. Ogulata et F. Doba (1997) [1], A. Omar et S. Aboudi (1999) [2], M. Mahfoudh et al., (1999) [3] et R. L. Cornelissen et G. G. Hirs (1999) [4]. Ces études ont montré que le dimensionnement de l'échangeur dépend de la longueur de l'échangeur, du débit massique du fluide caloporteur et de la surface d'échange. D'autre part, l'effet de la variation des propriétés géométriques sur le comportement dynamique d'un échangeur tubulaire soumis à différentes conditions de température a été étudié expérimentalement par R. Romero-Méndez et al., (2000) [5], G. Fabbri (2000) [6], A. Nada et al., (2004) [7] et R.A. Seban et E.F. Mclaughlin (1963) [8].

Ils ont montré, dans leurs études, que le coefficient d'échange et la puissance thermique échangée dépendent de la longueur des tubes et de leurs diamètres. Des corrélations mathématiques sont utilisées dans le but de dimensionner l'échangeur. En tenant compte de la dispersion longitudinale de la chaleur à travers un échangeur tubulaire, ils ont développé un modèle numérique pour la résolution des équations de transferts de l'énergie en utilisant la méthode aux différences finies. Le modèle numérique leur permet d'évaluer, pour différentes gammes de température du fluide

caloporteur l'entrée de l'échangeur, le nombre de *Nusselt* relatif à l'échange thermique. Des études de conception et de dimensionnement de l'échangeur tubulaire ont été avancé par H. Ito (1959) [9] et Th. Bes et W. Roetzel (1993) [10]. Ils ont tenu compte, dans leurs études, du phénomène de l'irréversibilité de l'échange à travers l'échangeur thermique. Cette irréversibilité, est expliquée par les phénomènes de perte de charge et de perte de chaleur calculée par l'intermédiaire de l'entropie du système. Bien qu'ils possèdent une efficacité thermique très importante, les échangeurs tubulaires en cuivre sont confrontés au problème d'entartrage qui pénalise leur fonctionnement et qui réduit énormément leur durée de vie.

Dans ce travail, on s'intéresse à la caractérisation de ce nouveau type d'échangeur de chaleur, sous forme de nattes capillaires (*Figure .1*) utilisées dans deux configurations différentes : échangeur eau/air et échangeur eau/eau. Ces échangeur ne se colmatent pas par les eaux dures contrairement aux échangeurs tubulaires métalliques classiques Cette caractérisation consiste à mettre au point une méthode permettant de déterminer la puissance échangée et l'efficacité thermique de l'échangeur en fonction des paramètres caractéristiques et de fonctionnement de ce dernier.



Figure .1: Natte capillaire

2. ETUDE NUMERIQUE

Nous proposons, dans ce paragraphe, un modèle numérique mono-dimensionnel, pour caractériser les échangeurs eau/air et eau/eau. La modélisation consiste à diviser le tube capillaire en *N* tranches d'égales épaisseurs (*Figure.2*) et écrire le bilan d'énergie au niveau de chaque tronçon.

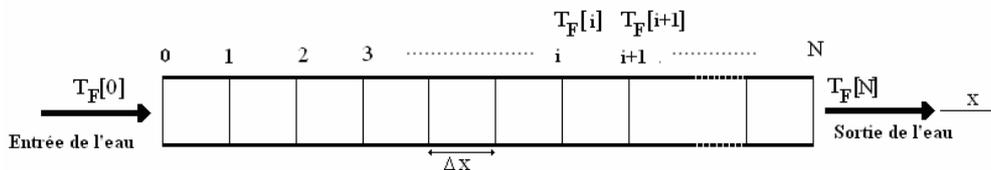


Figure .2 : Schéma d'un tube capillaire

En supposant que la température du fluide caloporteur est linéaire dans chaque section de tube et que le coefficient d'échange local reste constant tout au long de l'échangeur, la discrétisation de l'équation du bilan d'énergie donne :

$$\dot{m} C_p (T_{F,i+1} - T_{F,i}) = U_{i+1/2} \left[\left(\frac{T_{F,i+1} + T_{F,i}}{2} \right) - T_m \right] 2\pi r \Delta x \quad \text{avec } 0 \leq i \leq N-1 \quad (1)$$

L'équation précédente s'écrit sous la forme :

$$T_{F,i+1} = A T_{F,i} - B \quad \text{avec } 0 \leq i \leq N-1 \quad (2)$$

Avec :

$$A = \frac{1 + \frac{U_{i+1/2} \pi r \Delta x}{\dot{m} C_p}}{1 - \frac{U_{i+1/2} \pi r \Delta x}{\dot{m} C_p}} \quad \text{et} \quad B = \frac{\frac{2 U_{i+1/2} T_m \pi r \Delta x}{\dot{m} C_p}}{1 - \frac{U_{i+1/2} \pi r \Delta x}{\dot{m} C_p}}$$

La modélisation de l'échange à travers la natte revient donc à suivre l'évolution de la température le long d'un tube capillaire. Le coefficient d'échange global *U* est calculé par:

$$U = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} U_{i+1/2} \quad (3)$$

L'efficacité thermique de l'échangeur capillaire s'écrit [11]:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{US}{m C_p} \right) \right\} \quad (4)$$

3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Afin d'étudier l'échangeur capillaire dans les configurations d'échanges eau/eau et eau/air, nous avons mis au point un dispositif expérimental (Figure .3) constitué par : (i) une pompe à chaleur qui fournit une eau à débit et à température contrôlable, (ii) un réseau de nattes de type G10 de largeur égal à 1 m placé respectivement, suivant l'application étudiée, dans l'eau et dans l'air et (iii) un système d'acquisition de données formé par un ensemble de thermocouples de types T et K placés respectivement à l'entrée, à la sortie de l'échangeur et dans le milieu étudié (*eau* ou *air*). Ces thermocouples sont connectés à une chaîne d'acquisition de type *HP*. Pour la caractérisation dans la configuration eau/eau, le réseau de nattes de est immergé dans un bassin parallélépipédique en PVC de capacité 1 m³ rempli d'eau. Pour la caractérisation dans la configuration eau/air, le réseau de nattes est accroché à un support métallique au milieu d'un local d'essai de grandes dimensions (12m x 4m x 3m). L'approche expérimentale consiste à fixer les températures et les débits de l'eau à l'entrée de la natte et suivre l'évolution de la température à la sortie de l'échangeur. Lorsque la température à la sortie de l'échangeur se stabilise (régime permanent), on détermine la puissance thermique échangée. Différents essais, pour les deux types d'échanges, ont été effectué sur plusieurs nattes de longueurs (2.4 m, 3.2 m, 4.8 m et 6.4 m) dans une gamme de débit comprise entre 30 et 250 l.h⁻¹ et une gamme de température comprise entre 25 °C et 70 °C.

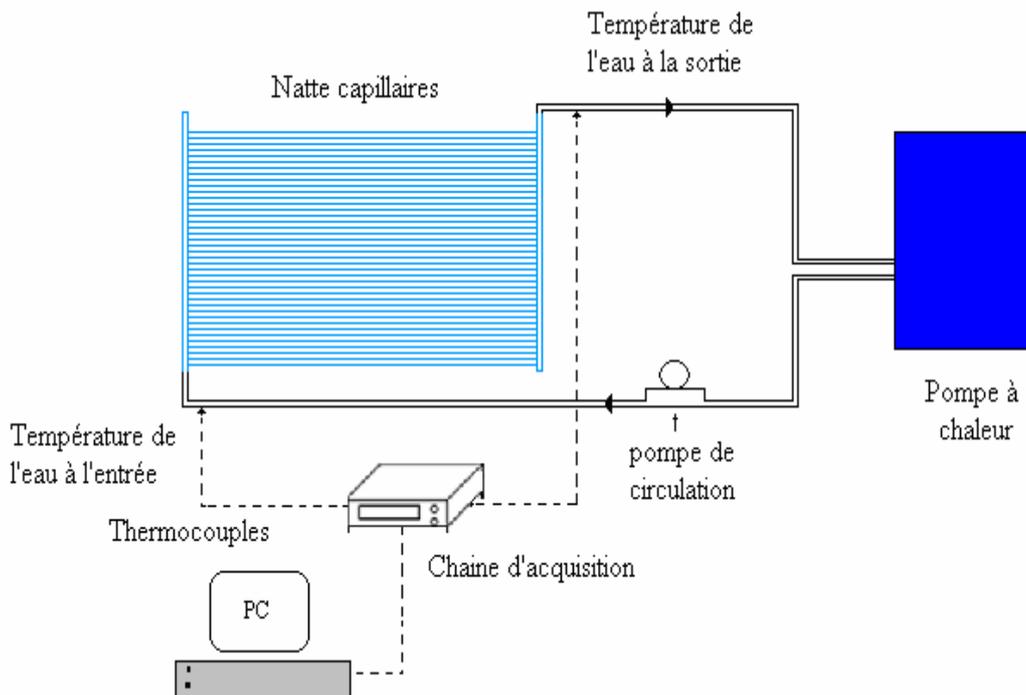


Figure .3 : Schéma du dispositif expérimental

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

L'étude analytique, effectuée sur les échangeurs eau/air et eau/eau, montre que le débit caloporteur détient un effet inéluctable dans l'étude thermique de l'échangeur capillaire. Les Figures (4 a, b) présentent l'effet du débit d'eau caloporteur sur le coefficient d'échange global U . Les résultats

montrent que le coefficient d'échange, U , augmente en fonction du débit de l'eau traversant les nattes. Cette augmentation n'est pas linéaire. Elle est freinée par les pertes de charge qui sont proportionnelles au débit. Le coefficient d'échange maximum atteint, au cours des expériences, dépend de la nature de l'échangeur. En effet, pour une longueur de 4.8 m) pour un débit supérieur à 180 l.h^{-1} , l'échangeur *eau/eau* atteint une valeur maximale du coefficient d'échange de l'ordre de $U_{\max} = 180 \text{ W.m}^{-2}\text{°C}$ tandis que l'échangeur *eau/air* atteint la valeur maximale $U_{\max} = 17 \text{ W.m}^{-2}\text{°C}$. L'utilisation des nattes capillaires avec des débits plus faibles réduit notablement le coefficient d'échange de l'échangeur. Le débit 180 l.h^{-1} correspond donc au débit optimal.

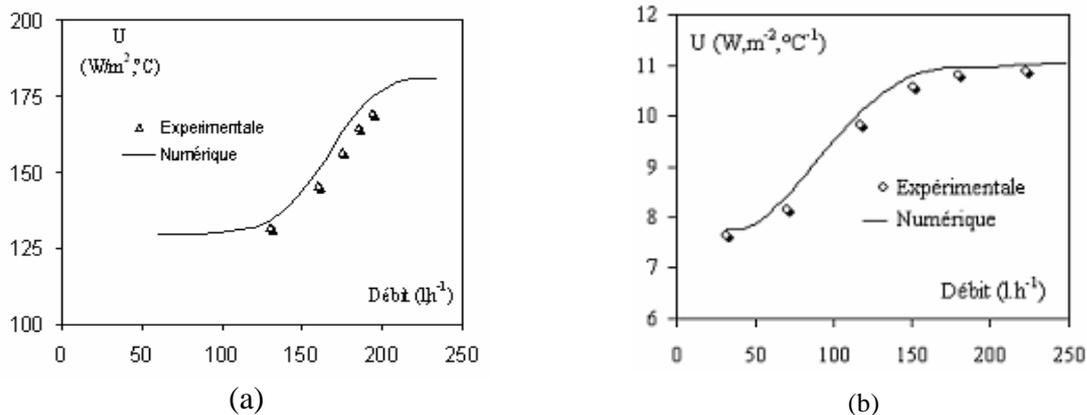


Figure. 4 : Variation du coefficient d'échange pour une longueur égale à 4.8 m en fonction du débit de l'eau caloporteur : (a) cas de l'échange eau/eau et (b) cas de l'échange eau/air

Les Figures (5 a, b) présentent l'effet de la longueur de la natte sur le coefficient d'échange global U . Pour un débit caloporteur fixé (180 l.h^{-1}), le coefficient d'échange, U , décroît en fonction de la longueur de la natte. En effet, plus la longueur de la natte est importante plus l'efficacité thermique est importante ce qui implique que l'écart de température, à la sortie de la natte, entre les fluides intérieur et extérieur est le moins important et par suite l'échange d'énergie entre les deux fluides est plus faible. Par conséquent, plus la longueur de la natte est importante plus le coefficient d'échange est faible. Pour un débit de 180 l.h^{-1} , les échangeurs *eau/eau* et *eau/air* atteignent respectivement les valeurs minimales, $U_{\min} = 110 \text{ W.m}^{-2}\text{°C}$ et $U_{\min} = 11 \text{ W.m}^{-2}\text{°C}$, du coefficient d'échange lorsque la longueur de la natte dépasse 4 m. La longueur 4 m correspond à la longueur optimale car elle correspond au meilleur compromis entre un bon coefficient d'échange global et une meilleure performances thermique qui implique un meilleur coût d'investissement.

Sur les Figures (6 a, b) sont représentées les courbes de variation, numériques et expérimentales, de l'efficacité thermique de l'échangeur *eau/eau* et respectivement l'échangeur *eau/air* en fonction du débit d'eau traversant la natte. Les résultats montrent que l'efficacité thermique des nattes capillaires, croit en fonction du débit de l'eau et de la longueur des nattes capillaires. L'efficacité maximale atteinte est de l'ordre de 80 %. L'échangeur capillaire (*eau/eau* et *eau/air*) atteint ses performances maximales ($E > 75\%$) pour une longueur supérieure à 4 m et pour un débit égal à 180 l.h^{-1} . L'utilisation des nattes capillaires avec des longueurs et des débits plus faibles réduit notablement l'efficacité de l'échangeur.

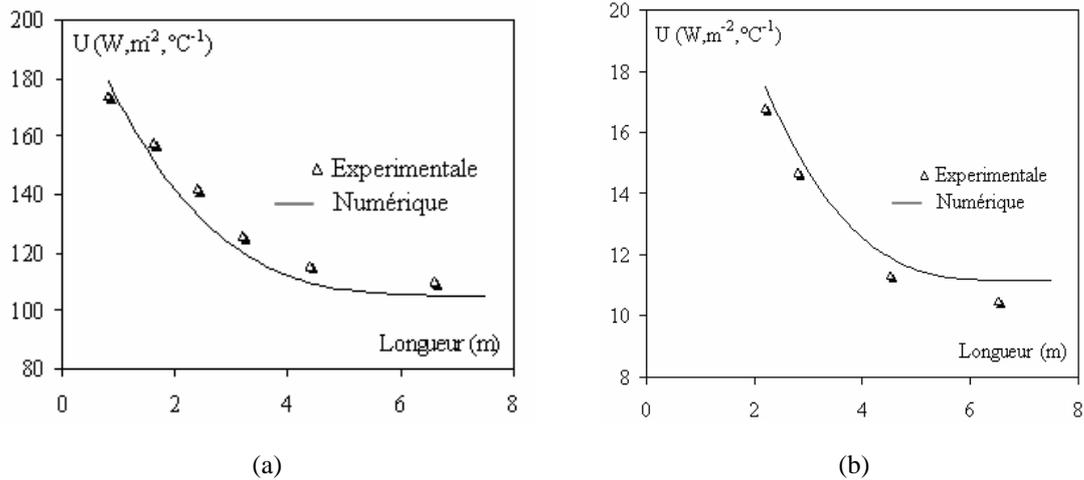


Figure 5 : Variation du coefficient d'échange en fonction de la longueur des nattes pour un débit égal à 180 l/h : (a) cas de l'échange eau/eau et (b) cas de l'échange eau/air

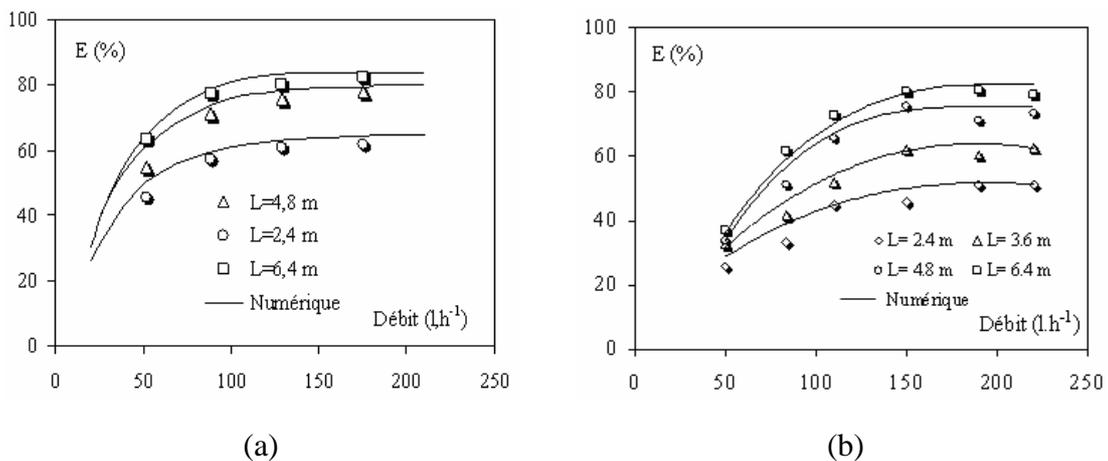


Figure .6 : Efficacité thermique de l'échangeur capillaire: (a) eau/eau et (a) eau/air

Nous constatons une bonne concordance entre les courbes numériques et les résultats expérimentaux. Le modèle numérique reproduit avec une bonne précision, de l'ordre de 5%, les coefficients d'échange expérimentaux. Ceci prouve la validité du modèle numérique, qui suppose que le coefficient d'échange local reste constant tout au long de l'échangeur.

5. CONCLUSION

Dans ce travail on s'est intéressé à la caractérisation des échangeurs de chaleurs, sous forme de nattes capillaires en milieu dynamique (échange *eau/air*, échange *eau/eau*). Cette étude a permis de dégager les points suivants :

- Le coefficient d'échange maximum dépend de la nature de l'échangeur et de la longueur de la natte :
- Dans le cas de l'échange *eau/eau* le coefficient U atteint la valeur maximale $U_{max} = 180 W.m^{-2}.^{\circ}C$ pour une longueur de 4.8 m et pour un débit supérieur à 180 $l.h^{-1}$.
- Pour l'échange *eau/air* la valeur maximale du coefficient d'échange $U_{max} = 17 W.m^{-2}.^{\circ}C$ pour une longueur de 2.4 m et un débit de l'ordre de à 180 $l.h^{-1}$.

En effet, l'utilisation des nattes capillaires avec des débits plus faibles réduit notablement le coefficient d'échange de l'échangeur.

- Pour un débit caloporteur fixé (180 l.h^{-1}), le coefficient d'échange décroît en fonction de la longueur de la natte. Le coefficient d'échange, U , augmente en fonction du débit de l'eau traversant les nattes. Cependant cette augmentation n'est pas linéaire à cause des phénomènes de pertes de charge.
- L'efficacité thermique des nattes capillaires utilisées comme échangeurs *eau/eau* et *eau/air*, croît en fonction du débit d'eau caloporteur et de la longueur des nattes capillaires pour atteindre une valeur maximale de l'ordre de 80 %. L'efficacité maximale est atteinte lorsque la longueur de la natte est gale à 4 m. Cette longueur correspond à la longueur optimale car elle correspond au meilleur compromis entre un bon coefficient d'échange global (rendement thermique) et une meilleure efficacité qui implique un meilleur coût d'investissement. Les résultats ont aussi montré que le débit 180 l.h^{-1} correspond au débit optimal.

Le modèle analytique que nous avons développé pour l'étude de l'échange en milieu dynamique reproduit avec une bonne précision, de l'ordre de 5%, les valeurs expérimentales du coefficient d'échange et de l'efficacité thermique.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 1 R. T. Ogulata et F.Doba, 1997, Experiments and entropy generation minimization analysis of a cross-flow heat exchanger" International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 41, n: 2, pp. 373-381.
- 2 A. Omar et S. Aboudi, 1999, Influence des propriétés physiques et géométries sur le comportement dynamique d'un échangeur de chaleur de géométrie cylindrique soumis à différentes conditions de flux : applications au problème d'une ailette". JITH 99, 9^{ième} journée internationale de la thermique. Belgique.
- 3 M. Mahfoudh, F.Abellaziz, M.Lebouche, M.Robert et G.Pierotti, 1999, Evolution du coefficient d'échange et des pertes de charges dans un faisceau de tubes en fonction de l'angle d'attaque". International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 30.
- 4 R. L. Cornelissen et G. G. Hirs, 1999, Thermodynamic optimisation of heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp. 951-959.
- 5 R. Romero-Méndez, M. Sen, K. T. Yang et R. McClain, 2000, Effect of fin spacing on convection in plate fin and tube heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp. 39-51.
- 6 G. Fabbri, 2000, Effect of disuniformities in vapor saturation pressure and coolant velocity on vapor back flow phenomena in single pass air cooled condensers. Heat and mass Transfer, vol. 49.
- 7 S.A. Nada, H.H. El-Ghetany, H.M.S. Hussein, 2004. Performance of a two-phase closed thermosyphon solar collector with a shell and tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering, vol. 24, pp. 1959-1968
- 8 R.A. Seban et E.F. Mclaughlin, 1963, Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow". Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 6, pp. 387-395.
- 9 H. Ito, 1959, Friction factors for turbulent flow in curved pipes, Journal of Basic engineering. Transactions of the ASME, American Society of Mechanical Engineers, vol. 81, pp 123-34.
- 10 Th. Bes et W. Roetzel, 1993, Thermal theory of the spiral heat exchanger" Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 36 n: 3, pp. 765-773.
- 11 J.F. Saccadura, Initiation aux transferts thermiques, 1972, Cast-INSA 1^{ière} Ed., Lyon.