

PERFORMANCES D'UNE ARMOIRE DE CLIMATISATION A BASE DE NATTES CAPILLAIRES EN POLYPROPYLENE

*M. HAZAMI, *S. KOOLI, *M. LAZAAR, *A. FARHAT, *C. KERKENI, **A. BELGHITH
*INRST, BP 95 Hammam-Lif, Fax 430934, e-mail : abdelhamid.farhat@inrst.rnrt.tn
**Faculté des Sciences de Tunis, Campus universitaire, 1060 le belvédère Tunis

RESUME

Durant ces dernières décennies, la climatisation des bâtiments a fait l'objet de beaucoup de travaux de recherche. La plus part de ces études sont orientées vers l'utilisation des sources d'énergie disponibles et renouvelables. Dans cette optique innovatrice, une armoire de climatisation utilisant un nouveau type d'échangeur capillaires, en polypropylène, est fabriquée et testée au sein du Laboratoire des Applications Solaires (INRST) en vue d'évaluer ses performances. Les résultats expérimentaux montrent que le coefficient d'échange global de l'armoire dépend respectivement de la surface d'échange de la natte et du débit d'eau traversant l'échangeur. Enfin nous proposons un modèle basé sur l'analogie électrique qui fait intervenir des coefficients d'échange par convection et qui nous permet d'apprécier l'influence des différents paramètres sur le coefficient d'échange en convection libre.

Mots clés : Climatisation, Energies renouvelables, Armoire de climatisation, Coefficient d'échange.

NOMENCLATURE

C_{min}	Capacité thermique minimale (W/Kg.°C)	T	Température (C)
C_{max}	Capacité thermique maximale (W/Kg.°C)	U	Coefficient d'échange global des nattes (W/°C.m ²)
C_p	Chaleur spécifique de l'eau (W/Kg.°C)	λ	Conductivité thermique de l'air (W/°C.m)
D	Diamètre du collecteur (m)	ΔT_{LM}	différence de température logarithmique
E	Efficacité thermique (%)		moyenne
h	Coefficient d'échange (W/°C.m ²)		
Gr	Grachof		
L	Longueur de la natte (m)		
m	Débit d'eau (Kg/s)	Indice	
Nu	Nuselt	ext	relatif à l'extérieur
Qp	Puissance échangée (W)	e	entrée de la natte
Pr	Prandtl	int	relatif à l'intérieur
Re	Reynolds	s	sortie de la natte
S	Surface d'échange (m ²)	m	milieu ambiant
		i	numéraux des surfaces utilisées

1.INTRODUCTION

Un bâtiment d'habitation est une structure complexe qui donne une réponse spécifique à toute action climatique extérieure, sous forme d'un climat intérieur ressenti par les habitants comme confortable ou non. Pour parvenir à maîtriser le climat à l'intérieur d'un bâtiment, on fait souvent recours à des systèmes de climatisation assez coûteux et totalement dépendants de l'énergie électrique.

Durant ces dernières décennies, la climatisation des bâtiments à fait l'objet de beaucoup de travaux de recherche. La plus part de ces études sont orientées vers l'utilisation des sources d'énergies disponibles et renouvelables. Dans ce contexte, J. Michel et al [1] proposent d'utiliser l'énergie solaire pour le chauffage des bâtiments. Leur approche est basée sur le principe de la récupération des calories solaires, par effet de serre, à l'aide de capteurs accrochés aux murs orientés plein sud.

L'air chaud est piégé dans les capteurs sous forme de colonnes d'air de densité plus faible que celle de l'air de la pièce à chauffer. Ainsi, à l'aide des ouvrants situés en haut et en bas des murs, il se produit une circulation naturelle et permanente de l'air entre les capteurs et la pièce ; ce qui permet de chauffer l'habitat.

D'autres travaux, effectués au *CENERG* (France) par D. Marchio et al [2], envisagent le recours à des nouvelles technologies à faible consommation énergétique. Leur approche consiste à imbriquer un réseau de tuyauteries dans le plafond et y faire circuler une eau à une température supérieure à la température de rosée de l'air. Dans cette étude, l'eau de mer, des lac, des rivières ou des tours de refroidissement peuvent être utilisés comme source froide.

Dans le même contexte climatique, Q. Wei et al [3], proposent d'intégrer des échangeurs tubulaires dans un faux plafond. L'eau circulant dans ces derniers refroidit le local essentiellement par convection et par rayonnement. Récemment, la société Allemande « Clina » a mis sur le marché un nouveau type d'échangeurs sous forme de nattes capillaires qui présentent une surface d'échange très importante et un prix peu onéreux. Ces échangeurs peuvent être intégrés dans un plafond, dans un plancher, dans un mur massif ou dans un système énergétique sous forme d'armoire pour la climatisation des locaux. Pour des locaux non aménagés pour la climatisation, l'utilisation des armoires est la solution la plus avantageuse. Dans cette optique, une armoire de climatisation est fabriquée et testée au sein du Laboratoire des Applications Solaires (INRS) afin d'évaluer ses performances thermiques. Les essais sont complétés par une simulation numérique qui fait intervenir des coefficients d'échange par convection.

2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

L'armoire de climatisation, conçue sous une forme parallélépipédique, est fabriquée en plexiglas. Sur ses deux côtés latéraux sont accrochées trois batteries de nattes, utilisées comme échangeurs eau/air, dont les caractéristiques techniques sont présentées dans le tableau 1. L'armoire est dotée de deux trappes de même dimension placées en haut et en bas du système (Figure 1). Ainsi, un écoulement d'air se fait naturellement (entre 0,2 m/s et 0,4 m/s) entre ces dernières. Pour étudier les performances de notre système, nous avons utilisé une pompe à chaleur (type LAUDA) qui fournit une eau à température et à débit contrôlables. La gamme de température de l'eau délivrée est comprise entre 3°C et 100°C, avec un débit qui peut varier entre 20 et 270 l/h. Des prises de débit et de températures ont été effectuées à l'aide d'un débitmètre et de thermocouples (types T) placés respectivement à l'entrée et à la sortie des nattes capillaires et au niveau des trappes de l'armoire de climatisation. Les différentes mesures sont enregistrées à l'aide d'une chaîne d'acquisition de type Hp.

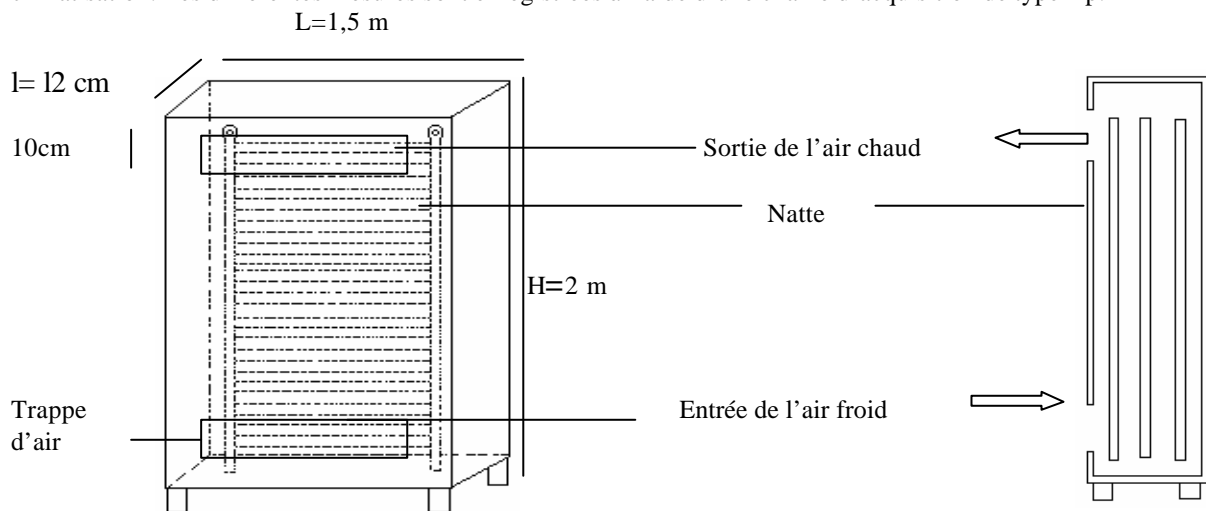


Figure 1 :Schéma de principe de l'armoire de climatisation.

Tableau 1 :Caractéristiques techniques des nattes utilisées.

	Diamètre(mm)	Nombre	Longueur (cm)	Espacement (cm)
Tube capillaire	3,2	56	133	10
Tube collecteur	20	2	55	133

3. MODELISATION

L'étude de l'échange de chaleur à travers un échangeur a pour but de déterminer son coefficient d'échange global. Bien que la littérature soit prolifique sur ce sujet [3, 4, 5], la détermination de ce coefficient d'échange reste assez délicate car toutes les études sont faites pour des conditions particulières de géométrie, de débit, de température ...etc. L'échangeur capillaire, utilisé dans cette étude (modèle G10), est constitué de 56 capillaires connectés en parallèle, aux extrémités, par deux tubes collecteurs. En supposant que l'évolution de la température de l'eau est la même dans tous les capillaires et que le débit de l'eau dans le tube capillaire reste constant (écoulement 'piston'), la modélisation de l'échange à travers la natte revient à suivre l'évolution de la température le long d'un tube capillaire. Pour ce faire, nous avons divisé le tube en plusieurs tranches et écrit le bilan d'énergie au niveau de chaque tronçon. La température de chaque tranche est prise comme une moyenne constante qui ne dépend que de la température de sortie de la tranche précédente et qui varie linéairement d'une tranche à une autre le long du tube capillaire. On détermine tout d'abord un coefficient d'échange local pour chaque tronçon, ensuite on calcule le coefficient d'échange global. Le modèle mono-dimensionnel, ainsi développé, est basé sur l'analogie électrique qui utilise les relations entre les nombres adimensionnels Re, Pr, Nu et Gr. Les entrées et les sorties ainsi que les paramètres du modèle utilisés sont présentés sur la figure 2.

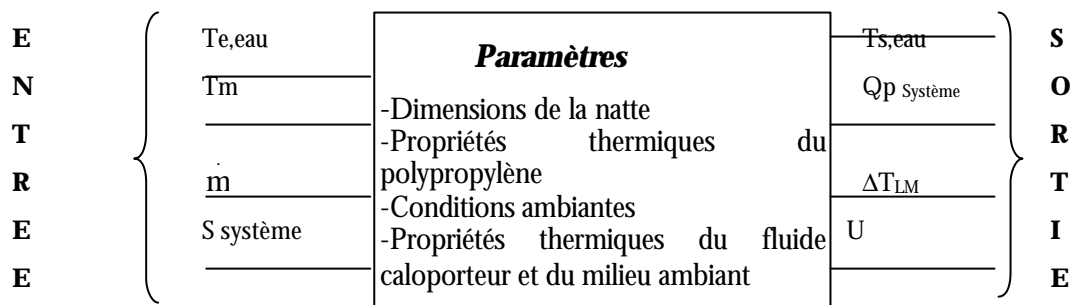


Figure 2 : Diagramme du modèle utilisé pour simuler l'échange thermique entre la natte et le milieu ambiant

Les équations de base de notre modèle sont les suivantes :

□ L'eau

$Nu_{eau} = \frac{h_{eau} \cdot D_{int}}{\lambda_{eau}}$ Dans cette approche, le nombre Nusselt est donné par les formules classiques sur les parois lisses d'une conduite. En régime laminaire ($Re < 2100$) on utilisera la formule empirique proposée par Sieder et Tate [3].

$$Nu = 1,86 (Re Pr D_{int}/L)^{0,33} \quad (1)$$

□ Le tube

La résistance thermique du tube est donnée par la relation suivante :

$$R_{tube} = \frac{L_n \frac{D_{ext}}{D_{int}}}{2 \pi \lambda_{tube}} \quad (2)$$

□ L'air ambiant

En utilisant la relation de Mc Adams en convection libre, le coefficient d'échange $h_{tube-air}$ est défini par les relations entre les nombres sans dimension suivants :

$$Nu_{air} = \frac{h_{tube-air} \cdot D_{ext}}{\lambda_{air}} \quad [3] \quad h_{tube-air} = C \frac{\lambda_{air}}{L} (Gr_{air} \cdot Pr_{air})^{0,25} \quad (3)$$

En régime laminaire de fonctionnement $10^4 < Gr Pr < 10^9$ $C = 0,59$

□ Puissance globale échangée

$$S_{système} \cdot U = \frac{Q_{psystème}}{\Delta T_{LM}} \quad \text{avec} \quad \Delta T_{LM} = \frac{T_{e,eau} - T_{s,eau}}{\ln \frac{T_{e,eau} - T_m}{T_{s,eau} - T_m}} \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_{tube-air}} + \frac{1}{h_{tube}} + \frac{1}{h_{eau}}} \quad (4)$$

□ Efficacité thermique du système

L'armoire climatique peut être traitée comme un échangeur à courants croisés. Dans notre cas l'air est le fluide brassé, sa capacité thermique ($C_{brassé}$) est égale à C_{min} Avec $C_{min}=(\dot{m} C_p)_{min}$; en posant

$$\Gamma=1-\exp[-(C_{max}/C_{min})US/C_{min}], \text{ l'efficacité s'écrit : } E=1-\exp(-\Gamma C_{max}/C_{min}) \quad (5)$$

4.RESULTATS ET DISCUSSIONS

Sur les figures 4.1 à 4.6 sont représentées les courbes de variation, expérimentale et numérique, de la puissance échangée en fonction de ΔT_{LM} . Les pentes de ces droites permettent de calculer le coefficient d'échange global [6]. Ces figures montrent que le coefficient d'échange de l'armoire dépend du débit de l'eau traversant les nattes. Sur les figures 4.7 et 4.8 est représenté le coefficient d'échange en fonction du débit. La figure 4.7 montre que ce coefficient croît avec le débit. Cette augmentation n'est pas linéaire, elle est freinée par les pertes de charge qui augmentent avec le débit. Le coefficient d'échange U tend asymptotiquement vers une valeur de l'ordre de $17 \text{ W/m}^2\text{C}$, obtenue pour une surface de nattes égale à $2,2 \text{ m}^2$. Toute augmentation du débit au-delà de la valeur optimale 180 l/h n'a pas d'effet sur le coefficient d'échange global. Les figures 4.1et 4.6 montrent que le coefficient d'échange global U dépend aussi de la surface d'échange de la natte. En effet, U passe de $16,8$ à $10,7 \text{ W/m}^2\text{C}$ lorsque la surface de natte passe $2,2$ à $6,5 \text{ m}^2$. En fait, le coefficient d'échange global est inversement proportionnel à la longueur de la natte [7, 8]. On note que le système de natte de surface $6,5 \text{ m}^2$ utilisé, est obtenu en raccordant trois nattes en série, de surface chacune de l'ordre de $2,2 \text{ m}^2$. En écrivant que :

$$Q_p=3S U_{eq} \Delta T_{LM}=U S \cdot \sum_{i=1,3} \Delta T_{LM_i} \text{ et en partant de l'hypothèse } T_e>T_{s1}>T_{s2}>T_s>T_m, \text{ on peut montrer que}$$

$$\Delta T_{LM}>\Delta T_{LM_1}>\Delta T_{LM_2}>\Delta T_{LM_3} \text{ et par suite } \Delta T_{LM}>\frac{1}{3}\sum_{i=1,3} \Delta T_{LM_i}. \text{ Par conséquent, le coefficient d'échange de}$$

la natte de surface $6,5 \text{ m}^2$ est inférieur à celui de la natte de surface $2,2 \text{ m}^2$. La figure 4.8 montre que lorsqu'on augmente la surface d'échange, la gamme de variation du coefficient d'échange de la natte diminue. De même, le débit optimal est affecté ; on obtient un débit optimal de l'ordre de 130 l/h pour une surface de nattes égale à $6,5 \text{ m}^2$.

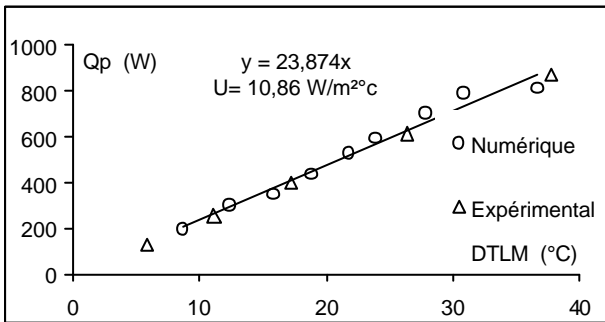


Figure 4.1:Puissance échangée en fonction de DTLM pour une surface d'échange $S=2,2\text{m}^2$, un débit =40 l/h et la gamme de température [26–66°C]

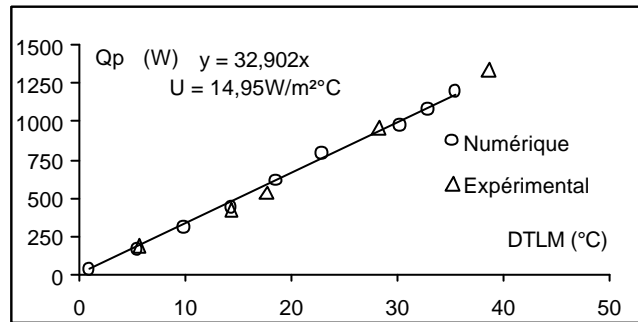


Figure 4.2 :Puissance échangée en fonction de DTLM pour une surface d'échange $S=2,2\text{m}^2$, un débit =70 l/h et la gamme de température [26–66°C]

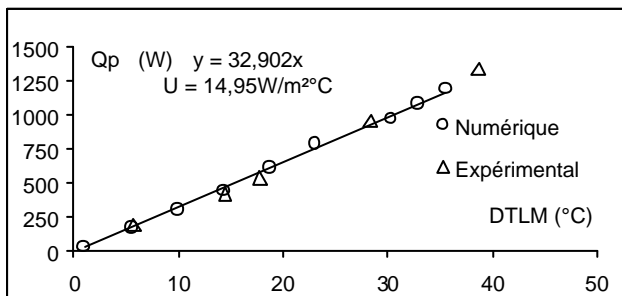


Figure 4.3 :Puissance échangée en fonction de DTLM pour une surface d'échange $S=2,2\text{m}^2$, un débit =110 l/h et la gamme de température [26–66°C]

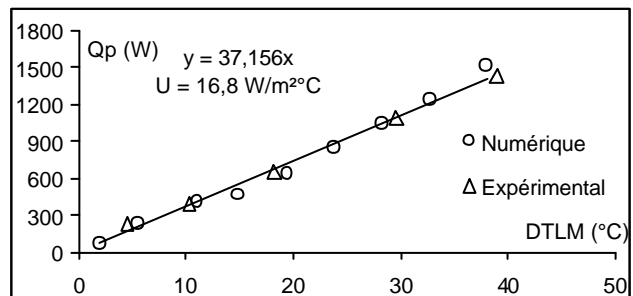


Figure 4.4 :Puissance échangée en fonction de DTLM pour une surface d'échange $S=2,2\text{m}^2$, un débit =160 l/h et la gamme de température [26–66°C]

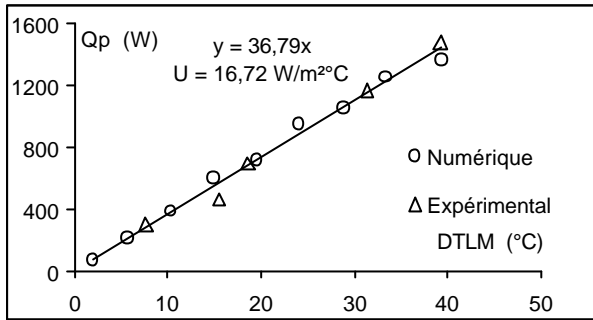


Figure 4.5 :Puissance échangée en fonction de DTLM pour une surface d'échange $S=2,2\text{m}^2$, un débit =200 l/h et la gamme de température [26–66°C]

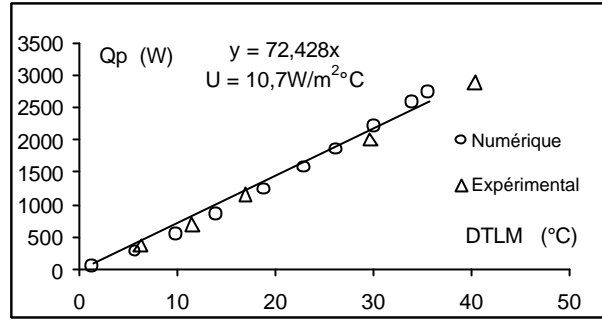


Figure 4.6 :Puissance échangée en fonction de DTLM pour une surface d'échange $S=6,5\text{m}^2$, un débit égal 160 l/h et la gamme de température [26–66°C]

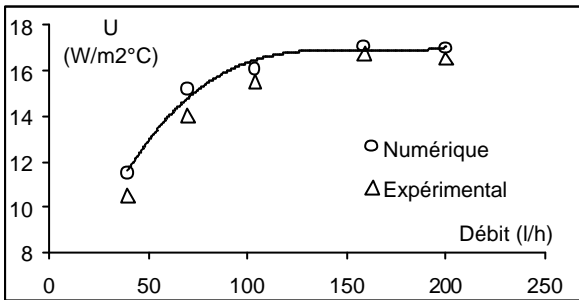


Figure 4.7 :Variation du coefficient d'échange pour une natte de surface d'échange $S=2,2\text{ m}^2$ en fonction du débit de circulation dans les nattes

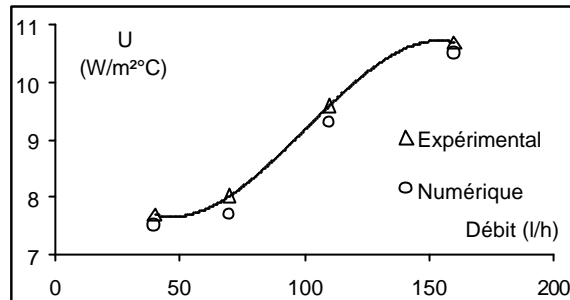


Figure 4.8 :Variation du coefficient d'échange d'une natte de surface d'échange égale à $6,5\text{ m}^2$ en fonction du débit de circulation dans les nattes

Sur les figures 4.9 et 4.10 sont représentées les courbes de variation de la puissance thermique fournie par l'armoire en fonction du débit, pour différentes températures d'entrées du fluide caloporteur. On constate que ce sont des droites. Il n'existe pas de valeur optimale pour la température d'entrée. Ces figures montrent que le dimensionnement de l'armoire de climatisation dépend de la température de l'eau à l'entrée des nattes et de la puissance thermique nécessaire pour le conditionnement du local. La vérification du modèle élaboré (figures 4.1 à 4.10) montre une bonne concordance entre les résultats numériques et les mesures effectuées.

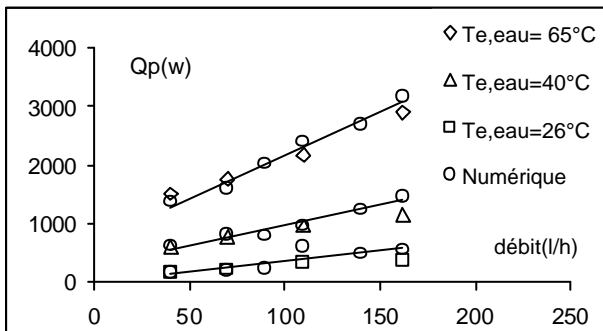


Figure 4.9 :Puissance échangée en fonction du débit de l'eau de chauffage pour une surface d'échange $S=6,5\text{m}^2$ et la gamme de température [26–66°C]

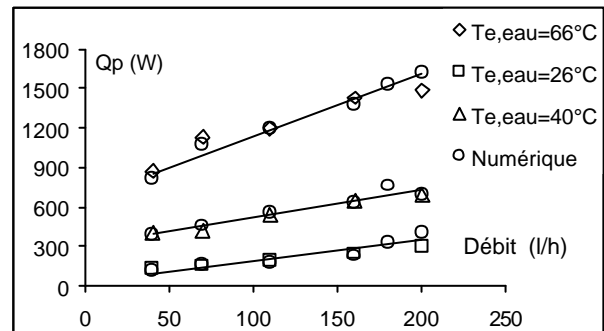


Figure 4.10 :Puissance échangée en fonction du débit de l'eau de chauffage pour une surface d'échange $S=2,2\text{m}^2$ et la gamme de température [26–66°C]

Les performances de l'armoire peuvent être également évaluées en calculant son efficacité thermique [9, 10, 11]. Sur la figure 4.11 nous avons représenté l'efficacité thermique E de l'armoire de climatisation en fonction du débit du fluide caloporteur et pour deux surfaces d'échange différentes. Les résultats montrent que pour la gamme de température utilisée [26°C, 66°C], le système possède une assez bonne efficacité comparée aux valeurs fournies par la littérature sur des échangeurs tubulaires en cuivre [6, 10].

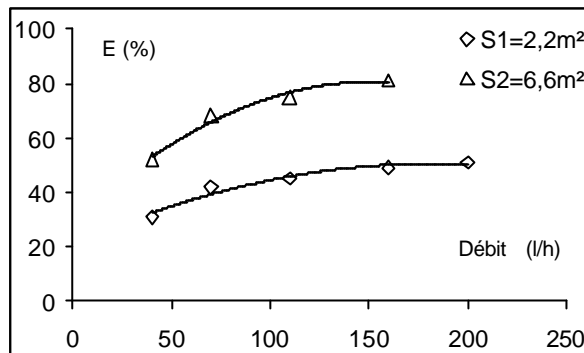


Figure 4.11 : Efficacité de l'armoire en fonction du débit d'eau

Afin de mieux apprécier le fonctionnement de l'armoire climatique, une application pour le conditionnement d'un local a été effectuée. Sur les figures 4.12 et 4.13 est représenté le profil vertical de température dans un local respectivement refroidi et chauffé par l'armoire de climatisation. On constate que le temps de réponse de l'armoire est assez important, de l'ordre de 50 minutes. Ensuite, un régime stationnaire s'établit. Le gradient de température dans le local est de l'ordre de $1^{\circ}\text{C}/\text{m}$ [12].

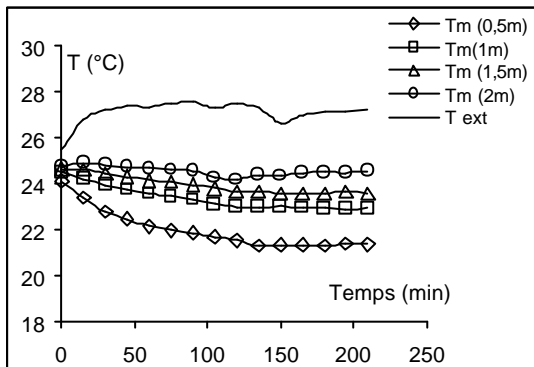


Figure 4.12 : Champs de température dans le local (cas de refroidissement) pour $m=160$ l/h, $S=6.5$ m², $T_{e,\text{eau}}=9^{\circ}\text{C}$ et $U_a=0$ m/s

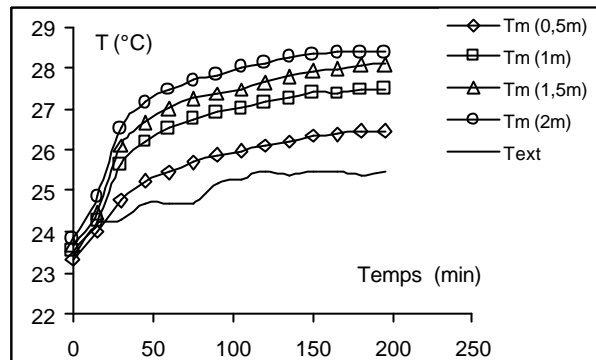


Figure 4.13 : Champs de température dans le local (cas de chauffage) pour $m=160$ l/h, $S=6.5$ m², $T_{e,\text{eau}}=40^{\circ}\text{C}$ et $U_a=0$ m/s

5.CONCLUSION

Les armoires de climatisation est une solution intéressante pour le conditionnement des locaux avec un faible coût énergétique. Les paramètres de dimensionnement de ces armoires sont la surface d'échange ainsi que la température d'entrée et le débit de l'eau traversant les nattes. Il existe un débit optimal de fonctionnement de l'armoire qui dépend de la surface d'échange des nattes. La modélisation des échanges de chaleur à travers l'armoire permet d'extrapoler les résultats expérimentaux sur une gamme plus importante de température, de débit et de surface d'échange.

Cette étude est entreprise sur les armoires fonctionnant en régime de convection naturelle ; le fonctionnement en régime forcé permettra de diminuer le temps de réponse et d'augmenter les performances de l'armoire.

6.REFERENCES

- [1] J. Michel, A. BOHLER, et E. FLEURY, « Utilisation de l'énergie solaire pour le chauffage d'un bâtiment ». December 1995 Available from Natural Ressources.
- [2] D. MARCHIO, J. R. MILLET et O. MORISOT, «Méthode de calcul des consommations d'énergie des bâtiments climatisés », CONSOCLIM, rapport CSTB ENEA/CVA -99.176R, janvier 2000.
- [3] Q. Wei, A. Ternouveau and C. Hannay, « modeling of a cooling ceiling using steady-state analysis», JITH 99, 9ième journées internationales de thermique, Belgique
- [4] E. Razafinjohany «Etude comparative dans les serres agricoles de deux systèmes de stockage de la chaleur influence de l'humidité de l'air » thèse de doctorat IN1989
- [5] A. Benallal « modélisation et commande d'un système de stockage de chaleur dans le sol » 1994
- [6] J. F. Saccadura, Initialisation aux transferts thermiques, CAST- INSA de Lyon, 1972
- [7] M. Laâzar « stockage et déstockage de l'énergie thermique dans une serre par des nattes capillaires » DEA 2000 FST
- [8] M. Hazami « Etude expérimental d'un échangeur capillaire : application au refroidissement des aquariums du musée de Salammbô » 10ième journées internationales de thermique 2001
- [9] J. Y. Yun and K. S. Lee, Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin and tube heat exchangers with interrupted surfaces », Int. J. Heat and Mass transfer, Vol. 42, 1999
- [10] R. Kübler, M. Bierer and E. Hahne, « Heat transfer from finned and smooth tube, heat exchanger coils in hot water stores, heat and mass transfer, Vol30, N°. 14, (1987)
- [11] M. Mahfoudh, F.Abellaziz, M.Lebouche, M.Robert et G.Pierotti, «Evolution du coefficient d'échange et des pertes de charge dans un faisceau de tubes, en fonction de l'angle d'attaque », Int. J. Heat and Mass transfer, Vol. 30, N°. 12, 1987
- [12] La norme européenne ISO STANDARD 7730, « ambiances thermiques modérées »1989