

# Refroidissement/réchauffement d'air de ventilation dans l'habitat par modules thermoélectriques

Matthieu Cosnier<sup>1\*</sup>, Gilles Fraisse<sup>1</sup>, Lingai Luo<sup>1</sup>

<sup>1</sup> LOCIE. – Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement  
Campus scientifique Savoie Technolac, 73376 Le Bourget du lac Cedex

\* (auteur correspondant : matthieu.cosnier@etu.univ-savoie.fr)

**Résumé :** Cette étude concerne un système de refroidissement d'air de ventilation dans l'habitat à partir de modules thermoélectriques (modules TE). Ce type de dispositif réversible (possibilité de réchauffement), fonctionne sans fluide frigorigène et ne contient aucune pièce mobile (ni bruit ni maintenance). L'étude a permis de mettre en évidence la possibilité de refroidir et réchauffer un débit d'air par thermoélectricité. Un modèle a été validé expérimentalement en terme de perte de charge et de températures. Les résultats expérimentaux permettent d'obtenir des COP satisfaisants (supérieurs à 1,5) en vue d'une intégration à la ventilation double flux des habitats.

Mots-clés : Refroidissement/ ventilation/ thermoélectricité.

## Nomenclature

$D_H$	diamètre hydraulique, m	$Q_f$	puissance sur la face froide, W
$f_{app}$	coefficient de friction apparent	$T_c$	température de face chaude, K
$G$	rapport géométrique des TE, m	$T_f$	température de face froide, K
$I$	intensité, A	$V_d$	vitesse débitante, m/s
$k$	conductivité thermique, W/m.K	<i>Symboles grecs</i>	
$L$	longueur, m	$\alpha$	pouvoir thermoélectrique, V/K
$N$	nombre de couples thermoélectriques	$\Delta P$	perte de charge, Pa
$N_m$	nombre de modules thermoélectriques	$\mu$	masse volumique, kg/m <sup>3</sup>
$Q_c$	puissance sur la face chaude, W	$\rho$	résistivité électrique, $\Omega.m$

## 1. Introduction

Au cours du siècle dernier, la concentration mondiale de gaz à effet de serre a augmenté de 50%. Or, les bâtiments représentent 25% des émissions totales en France et la tendance est à la hausse si l'on considère l'augmentation actuelle des ventes de systèmes de climatisation (augmentation de la consommation et des rejets de GES). Dans ce contexte, nous nous sommes intéressés à l'utilisation de modules thermoélectriques pour le refroidissement de l'air de ventilation dans les bâtiments. Ce type d'appareil ne contient aucun fluide frigorigène, ni pièce mobile (peu de maintenance et de bruit).

Les modules thermoélectriques équipent aujourd'hui de nombreux objets de la vie courante comme des glacières électriques, des chauffe-plats ou permettent par exemple de refroidir les CPU d'ordinateurs. Toutefois il est également possible d'utiliser de tels éléments pour refroidir l'air de certaines pièces et ainsi concurrencer les systèmes de climatisation classiques qui utilisent des gaz réfrigérants néfastes pour l'environnement. Plusieurs études peuvent être recensées concernant le refroidissement d'un espace, notamment celles de J.C.

Stockholm [1], pour des cabines de trains, ou celle de Sanz-Bobi [2] concernant la fabrication de pompe à chaleur. Cette solution a même été envisagée pour la climatisation des TGV en France [3], avec la réalisation d'une unité pouvant absorber une puissance de 700 à 900 W à partir de 48 modules thermoélectriques pour un COP d'environ 0,4. Toutes ces études mettent en avant les avantages des modules thermoélectriques, tels que la rapidité d'établissement du régime permanent, leur taille, leur silence, leur simplicité d'utilisation et l'absence de fluides réfrigérants. Toutefois, elles s'accordent également sur le fait que ces éléments possèdent une efficacité beaucoup trop faible par rapport aux systèmes de refroidissement classiques à compression de vapeur [4]. La condition nécessaire pour maximiser le coefficient de performance des modules thermoélectriques est de minimiser l'écart de température entre les faces des modules tout en appliquant une intensité faible [5]. Pour cela, les auteurs ont cherché à maximiser le transfert thermique sur les faces chaudes des modules par divers moyens, comme des matériaux à changements de phase [6]. D'autres auteurs ont quant à eux cherché des stratégies de fonctionnement favorables, en utilisant par exemple des flux d'air en courant croisé [7] ou en réduisant l'espace à refroidir pour minimiser les puissances mises en jeu [8].

L'objectif de notre démarche est d'appliquer un dispositif thermoélectrique au réseau de ventilation des bâtiments pour refroidir ou réchauffer l'air intérieur. Dans l'étude suivante, nous avons mis en place un système expérimental permettant de refroidir ou réchauffer un débit d'air circulant dans un dissipateur métallique compact mis en contact avec des modules thermoélectriques. Un modèle mathématique permettant de définir les performances thermiques et les pertes de charges du système a été établi. La description du banc expérimental, celle du modèle et les résultats obtenus sont présentés.

## 2. Expérimentation

Le dispositif expérimental a été conçu pour refroidir ou réchauffer un débit d'air à l'aide quatre modules thermoélectriques de type CP2-127-06L de la société Melcor. L'échange thermique entre les faces des modules thermoélectriques et l'air est assuré par un dissipateur à ailettes. Celui-ci est conçu à partir de tôles d'aluminium pliées, formant un réseau de 101 canaux de dimension  $0,7 \times 10 \times 135$  mm. L'épaisseur des parois mesure 0,2 mm. Après calcul du facteur d'ailette et de la surface d'échange à mettre en œuvre nous avons décidé d'utiliser trois dissipateurs de ce type. Ils sont accolés les uns aux autres, des plaques de cuivre de faible épaisseur et de la graisse thermique garantissant un bon contact thermique. Les modules thermoélectriques sont placés de chaque côté, séparés également par une plaque de cuivre de 0,6 mm d'épaisseur et une couche de graisse thermique (figure 1).

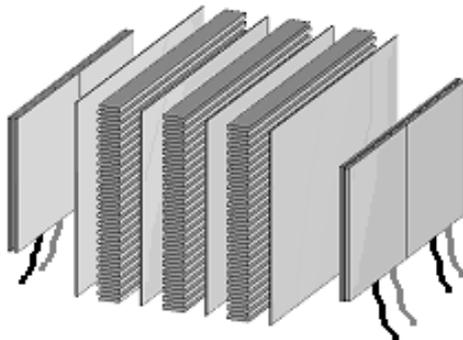


Figure 1 : dissipateur à ailettes et modules TE

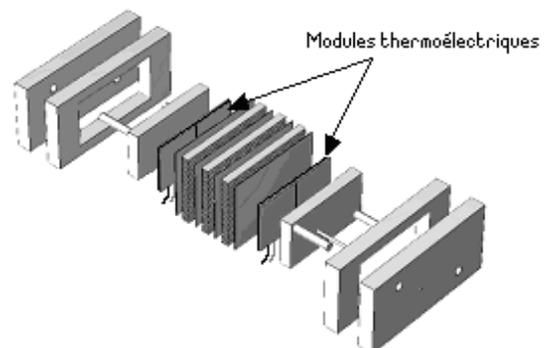


Figure 2 : vue éclatée de l'ensemble isolé

Dans cette étude, nous avons imposé des conditions aux limites sur la face des modules thermoélectriques qui n'est pas en contact avec ces dissipateurs (face externe), grâce à des échangeurs en cuivre de type boîte à eau à chicanes. Ils sont dimensionnés de telle sorte que leur surface soit exactement égale à celle des modules thermoélectriques. Nous avons également réalisé un coffrage en mousse isolante, tandis que la distribution de l'air dans le dissipateur est assurée par un canal plexiglas de grande longueur avec entrée conique.

L'expérimentation consiste à évaluer les performances de notre système dans une plage de débits d'air variant de 100 à 500 l/mn à 21.1°C et 1 atm et d'intensités appliquées variant de 1 à 5A. Les pertes de charge sont mesurées par des prises de pression situées en entrée et en sortie des dissipateurs à ailettes; la différence de pression étant visualisée par différence de niveau de liquide (eau + colorant) dans un tube en U. Les températures sont mesurées par dix thermocouples de type K placés de manière à quantifier les puissances fournies à l'air et à l'eau, ainsi que celles absorbées et fournies par les modules thermoélectriques. Les températures au centre du dissipateur nous donnent l'évolution de la température le long de l'écoulement. Le protocole expérimental consiste à mesurer les températures pour un débit d'air, en augmentant au fur et à mesure l'intensité appliquée par paliers, de manière à caractériser l'évolution dynamique du système. L'étude expérimentale a été menée aussi bien en mode refroidissement de l'air qu'en mode réchauffement.

Quelques exemples de résultats sont présentés ici. La figure 3 montre l'évolution de la puissance absorbée à l'air en fonction de l'écart de température entre les faces des modules. Ces résultats corroborent les relations théoriques de puissance des modules thermoélectriques puisque nous retrouvons une relation linéaire en fonction de la différence de températures entre les faces des modules.

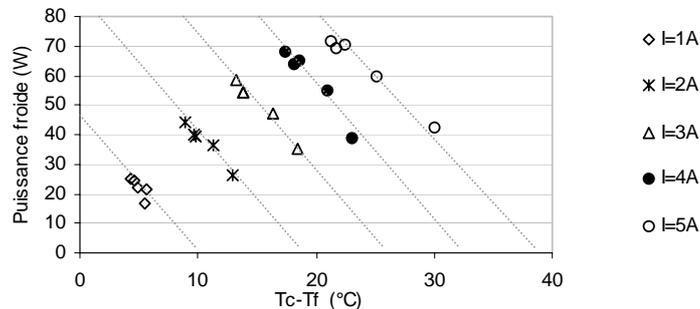


Figure 3 : Puissances absorbées à l'air

La figure 4 représente l'évolution des coefficients de performance (COP) en fonction de l'écart de température entre les faces des modules.

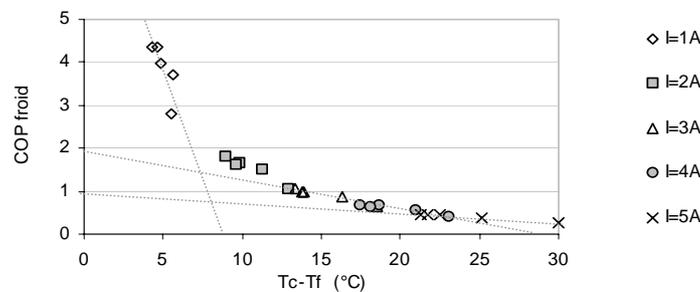


Figure 4 : COP du système

Dans le cas du refroidissement de l'air, le COP varie de 4,5 à 0,3 pour une différence de température de 5 à 30 °C. Pour une intensité fixée, nous pouvons remarquer qu'une relation

linéaire apparaît entre le COP et l'écart de température (matérialisée sur les graphiques par les lignes pointillées pour I=1,3 et 5A). En extrapolant ces résultats, on peut par exemple compter obtenir des COP de 1,5 pour une intensité de 4 ampères, à condition que la différence de température soit de l'ordre de 5°C. Il faut pour cela minimiser les résistances thermiques du système et se placer dans des conditions de fonctionnement favorables pour que l'écart de température entre les faces des modules soit le plus faible possible. Dans le cadre de l'application des modules thermoélectriques à la ventilation, la solution double flux à contre courant est une condition de fonctionnement favorable.

### 3. Modélisation du dispositif expérimental

La modélisation du dispositif expérimental tient compte d'une part des écoulements d'air au sein de l'échangeur et des pertes de charge qui en découlent, et d'autre part des transferts thermiques et des profils de températures déduits. Pour le calcul des pertes de charge, nous assimilerons le dissipateur à ailettes à un réseau de canaux identiques de sections rectangulaires. Le calcul s'effectue en utilisant un coefficient de friction apparent  $f_{app}$ , calculé à partir des corrélations de Shah [9] pour un écoulement laminaire établi :

$$\Delta P = 4 f_{app} \frac{L}{D_h} \mu \frac{V_d^2}{2} \quad (1)$$

Pour la modélisation des transferts thermiques, les différentes conditions de symétries nous permettent de réduire le domaine d'étude à la géométrie définie sur la figure 5.

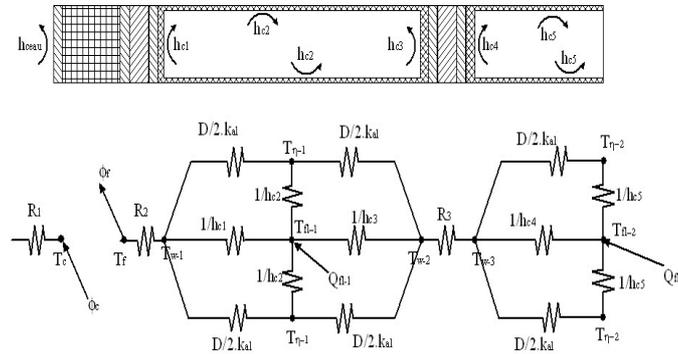


Figure 5: modélisation analogique du dispositif expérimental

Etant donnée la faible inertie du système nous nous limiterons dans cette étude à la modélisation du dispositif en régime permanent. Nous négligerons de plus l'effet du rayonnement entre chaque paroi du canal du fait des faibles différences de températures. Enfin, la modélisation du transfert côté eau sera effectuée par ajout d'un terme convectif.

En régime permanent, Rowe [5] donne les relations permettant de calculer la puissance dissipée sur la face chaude et la puissance absorbée sur la face froide :

Puissance absorbée (face froide):

$$Q_f = 2.N.Nm. \left[ \alpha.I.T_f - \frac{\rho.I^2}{2.G} - k.G.(T_c - T_f) \right] \quad (2)$$

Puissance dissipée (face chaude):

$$Q_c = 2.N.Nm. \left[ \alpha.I.T_c + \frac{\rho.I^2}{2.G} - k.G.(T_c - T_f) \right] \quad (3)$$

La modélisation du dispositif a été réalisée à partir de l'analogie électrique (figure 6) en se basant sur les travaux de Ammari [10]. En écrivant à chaque nœud la conservation du flux de chaleur, nous obtenons un système composé de 7 équations à 7 inconnues. Les flux de chaleur au sein des ailettes sont calculés à partir du bilan sur un volume élémentaire. Nous avons discrétisé le canal en plusieurs tranches de faibles longueurs afin de prendre en compte l'évolution non linéaire de la température le long de l'écoulement. Nous avons résolu ce système de manière itérative. Le résultat nous renvoie le champ de températures de l'air, des parois des canaux et des faces des modules en plusieurs points de l'écoulement.

Nous avons comparé les pertes de charge et les températures mesurées à celles calculées pour tous les scénarios testés (intensité et débits). A titre d'exemple, la figure 6 montre la température en sortie de l'échangeur central et la température calculée en sortie de ce canal, en mode refroidissement. L'abscisse de ces graphiques indique les conditions de débit et d'intensité. Les valeurs obtenues ne diffèrent que de quelques dixièmes de degrés seulement, sauf pour le plus faible débit. Cette différence peut être générée d'une part, par la non-linéarité de la température le long de l'écoulement pour ce débit, mais également d'autre part, par l'erreur de mesure sur le débit qui y est plus importante. En ramenant ces températures à une puissance absorbée ou fournie par l'air, nous obtenons les résultats présentés sur la figure 7.

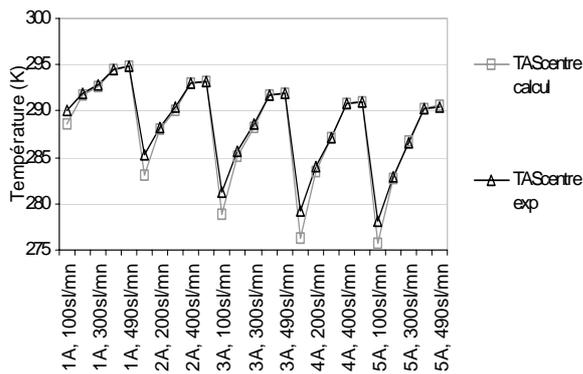


Figure 6: Comparaisons des températures en sortie de canal central

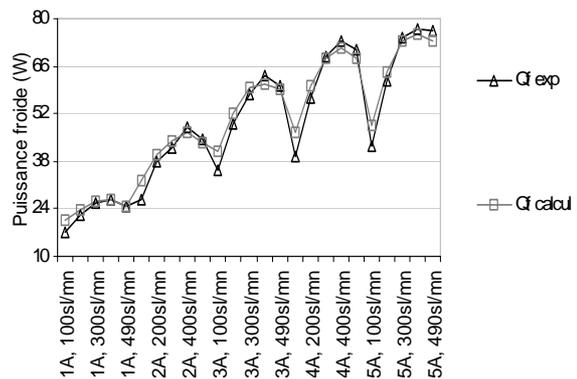


Figure 7: Comparaisons des puissances absorbées à l'air

Les résultats montrent encore une bonne corrélation entre expérience et modèle mais les problèmes de précision au niveau du débit le plus faible sont toujours présents. Ainsi, à ce débit, la différence peut tout de même atteindre 18% dans le cas le plus défavorable mais est cependant inférieure à 5% pour tous les autres cas.

D'après les résultats obtenus nous pouvons raisonnablement affirmer que notre modèle est validé puisque dans quasiment tous les cas, sauf pour les plus faibles débits, les différences sont inférieures à 5%. Nous avons ici utilisé pour la modélisation un découpage en 10 tranches le long de l'écoulement pour que la condition de linéarité de la température soit valable. Nous avons effectué des tests avec un découpage en 20 et nous sommes aperçus que la précision était améliorée, sans apporter réellement de différences nettes (réduction de l'erreur sur le plus faible débit d'environ 0,5%).

La méthodologie appliquée étant satisfaisante, nous pourrions l'appliquer dans le futur à d'autres configurations de canaux, et notamment à deux canaux à contre courant pour une application à la ventilation double flux des bâtiments.

## 4. Conclusions

Cette étude a mis en évidence la possibilité de refroidir ou réchauffer un flux d'air à partir de modules thermoélectriques. D'après les résultats expérimentaux, il est possible de refroidir de l'air avec un COP supérieur à 1,5. Il faut pour cela appliquer une intensité de l'ordre de 4 à 5 A au maximum, tout en gardant un écart de température entre les faces chaudes et froides des modules le plus petit possible, de l'ordre de 5 à 10 °C au maximum. En extrapolant nos résultats, nous pouvons par exemple, avec une intensité de 4 ampères, supposer obtenir un COP de l'ordre de 1,5 à 2 pour une puissance d'environ 50 W par module, si on parvient à maintenir un écart de température de 5°C entre les faces des modules. Il faut pour cela utiliser des dissipateurs performants et trouver des conditions de fonctionnement favorables. Nous avons également réalisé un modèle numérique permettant de caractériser les performances thermiques de ce système. Ce modèle, conçu à partir de l'analogie électrique, a été comparé aux mesures expérimentales. Les résultats permettent de le valider puisque les écarts de températures avec celles mesurées lors de l'expérience sont de l'ordre de 5%.

En utilisant le principe de la ventilation double flux, nous nous plaçons dans une situation favorable de fonctionnement. L'air neuf est alors refroidi, tandis que l'air extrait est utilisé pour diminuer l'écart de température entre les faces des modules. La méthodologie utilisée dans le modèle précédent peut s'appliquer à ce type de configuration où les deux faces des modules thermoélectriques sont en contact avec des dissipateurs à ailettes. En intégrant ce nouveau modèle à un logiciel de simulation thermique des bâtiments, nous pouvons quantifier l'impact de notre système sur le confort des occupants et les consommations énergétiques.

## Références

- [1] J.G. Stockolm, L. Pujol-Soulet, and P.Sternat, Prototype thermoelectric air conditioning of a passenger railway coach, *4th Int. Conf. on Thermoelectric Energy Conversion*, (Arlington, Texas, USA, 1982), 136-141.
- [2] M.A. Sanz-Bobi, R. Palacios, and J. Villar, Prototype of heat pump based on Peltier effect for application in ambient temperature conditioning, *11<sup>th</sup> Int. Conf. on Thermoelectrics*, (Arlington, Texas, USA, 1992)
- [3] J. Faucillon, A. Menou, and P. Joubert, , Estimation des performances d'une machine à effet Peltier pour la climatisation ferroviaire, Rapport de fin de contrat Alstom/Leptab, (La Rochelle, France, 1999)
- [4] S.B. Riffat and G. Qiu, Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners, *Applied thermal engineering*, 24, (2004), 1979-1993.
- [5] D.M. Rowe, CRC handbook of thermoelectrics, *ed. C. Press* (1995)
- [6] S.B. Riffat, X. Ma and R. Wilson, Performance simulation and experimental testing of a novel thermoelectric heat pump system, *Eur. Thermoelectric Soc. Conf.*, (Nancy, France, 2006).
- [7] R.J. Buist, J.W. Fenton, and J.S. Lee, A new concept for improving thermoelectric heat pump efficiency, *1st Int. Conf. On Thermoelectric*, (Arlington, Texas, USA, 1976).
- [8] F. Penot, Thermal and dynamic study of a new concept of HVAC system using an annular air jet, *7th Int. Conf. on air distribution in rooms*, (Reading, UK, 2000).
- [9] R.K. Shah and A.L. London, Laminar Flow Forced Convection in Ducts, *ed. A. Press* (1978).
- [10] H.D. Ammari, A mathematical model of thermal performance of solar air heater with slats, *Renewable Energy*, 28, (2003), 1597-1615.

## Remerciements

Nous remercions la Région Rhône-Alpes pour son soutien dans le cadre du projet intitulé « Réduction et lissage de la consommation électrique liée à la climatisation et au rafraîchissement des bâtiments » du Cluster 7 Energies.