

MODÉLISATION DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN COLLECTEUR SOLAIRE DOTÉ D'UN REVÊTEMENT PERFORÉ OPAQUE

Messaoud **BADACHE**^{a,*}, Daniel R. **ROUSSE**^b, Stéphane **HALLÉ**^c

^a Étudiant gradué, École de technologie supérieure, Montréal, Canada

^b Professeur, École de technologie supérieure, Titulaire de la Chaire Industrielle t3e, Montréal, Canada

^c Professeur, École de technologie supérieure, Montréal, Canada

RÉSUMÉ

Cet article présente les résultats d'une étude numérique bidimensionnelle du transfert de chaleur par conduction-convection et rayonnement dans un collecteur solaire à air non vitré appelé «*unglazed transpired collector*», ci-après UTC. Les équations de Navier-Stokes, en moyenne de Reynolds, couplées à l'équation de conservation d'énergie sont résolues à l'aide du code commercial Fluent. Les simulations sont effectuées pour deux largeurs de plénum, trois débits massiques unitaires d'aspiration et trois niveaux d'irradiation. Les effets turbulents ont été modélisés par le modèle de turbulence k- ϵ RNG. Il a été constaté que la quantité d'énergie échangée dans le plénum est faible par rapport à celle échangée dans les trous et sur la face exposée de la plaque. La différence maximale du rendement obtenue entre les deux plénums est 3,25%.

Mots Clés : Collecteur solaire à air opaque (UTC), CFD, rendement.

NOMENCLATURE

Symboles :

A_{coll} surface du collecteur, m²

A_{cell} surface d'une cellule de l'absorbeur

b largeur de la fente, mm

c_p capacité calorifique de l'air, kJ/(kg.°C)

G_T intensité du rayonnement, W/m²

H hauteur du collecteur, cm

L espace entre les fentes, mm

\dot{m} débit massique de l'air par unité de surface, kg/(m²/s)

T_{coll} température de l'absorbeur, °C

T_{amb} température ambiante, °C

T_{out} température de sortie de l'air, °C

V_{cell} volume d'une cellule de l'absorbeur, m³

Lettres grecques :

η_{coll} rendement du collecteur solaire

y^+ distance adimensionnelle

ϵ_{UTC} efficacité du transfert de chaleur globale de l'UTC

Indices / Exposants :

coll collecteur

abs absorbeur

1. INTRODUCTION

Les collecteurs solaires opaques à perforations appelés «*unglazed transpired collectors*» (UTCs) sont des dispositifs conçus pour capter le rayonnement thermique solaire et transmettre la chaleur captée à l'air neuf de ventilation des bâtiments. Les UTCs sont utilisés dans les secteurs commercial et industriel depuis environ une vingtaine d'années et sont généralement composés d'un revêtement métallique perforé de

couleur foncée monté à une dizaine de centimètres du mur d'un bâtiment. La cavité (plénum) ainsi créée est maintenue en pression différentielle négative par un ventilateur qui aspire l'air extérieur à travers les perforations de l'UTC. Une partie du rayonnement absorbé par le collecteur est transmise par convection à l'air lors de son passage à travers les perforations. Ces collecteurs solaires à air sont surtout utilisés dans les applications nécessitant de basses températures, telles que le chauffage des locaux, et le séchage qui est une

* auteur correspondant

Adresse électronique : messaoud.badache.1@etsmtl.ca

opération souvent nécessaire dans de nombreux processus (agroalimentaire, matériaux de construction, stations d'épuration, etc...) [1].

Les études numériques réalisées sur les UTCs ont montré que la présence des perforations (1 à 2 mm de diamètre) pose un problème au niveau de la discrétisation spatiale nécessaire à la simulation de l'écoulement lors de son passage à travers la plaque perforée. En effet, la densité de maille requise pour modéliser les couches limites thermiques près des parois d'un UTC et dans les perforations, rend difficile la simulation numérique d'un collecteur généralement constitué de milliers de perforations. Deux approches principales ont été explorées, la première approche étudie uniquement la région du plénum [2, 3]. La seconde [4-7] utilise la symétrie de la plaque perforée (aussi appelée « absorbeur ») dans lequel les simulations ont été limitées à un élément représentatif de cette dernière. Cet élément comprend, un trou et la moitié de la distance de la région entre deux trous adjacents. Au meilleur de notre connaissance, aucune étude numérique n'a été entreprise afin de déterminer les performances thermiques d'un UTC en y incluant le plénum et les perforations de l'absorbeur.

Cet article présente les résultats d'une étude numérique bidimensionnelle des performances thermiques d'un UTC. Les équations de Navier-Stokes, en moyenne de Reynolds, couplées à l'équation de conservation d'énergie sont résolues à l'aide du code commercial Fluent [8]. À ceci s'ajoute la modélisation des effets turbulents par le modèle $k-\varepsilon$ RNG (*ReNormalization Group*). Les simulations sont effectuées pour deux largeurs de plénum (5 et 15 cm), trois débits massiques unitaires d'aspiration (0,0133, 0,0266, 0,0411 kg/s/m²) et trois niveaux d'irradiation (600, 450 et 300 W/m²).

Le paramètre qui caractérise les performances thermiques de l'UTC est le rendement défini par :

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{m}c_p(T_{out} - T_{amb})}{A_{coll}G_T} \quad (1)$$

2. MÉTHODE NUMÉRIQUE

2.1 Modèle physique

Deux modèles d'UTCs ont été construits avec deux épaisseurs de plénum différentes (5 et 15 cm), dénommés par "plénum (w-5)" et "plénum (w-15)". Une section verticale du modèle de l'UTC étudiée numériquement est illustrée à la figure 1. Ce modèle comprend, une paroi arrière de hauteur H , une section de sortie d'air, l'espace d'air entre l'absorbeur et la paroi arrière (w), l'absorbeur, les parois latérales, y compris; le haut, bas, droite et gauche. Un domaine externe (extérieur) a été ajouté. Ce domaine est délimité par la

section d'entrée d'air (au plan x_{∞}). L'absorbeur est constitué d'une plaque d'aluminium peinte en noir ($\lambda = 202$ W/m·K, $\varepsilon_p = 0,52$) avec 3 mm d'épaisseur et 48 cm de hauteur (H). Cette plaque comprend également une rangée de 21 fentes équidistantes de largeur $b = 1$ mm espacées d'une distance $L = 21$ mm, à travers laquelle l'air est aspiré.

L'écoulement est supposé turbulent et bidimensionnel, alors que les propriétés physiques de l'air sont supposées constantes à l'exception de la masse volumique ρ dont la variation en fonction de la température est donnée par l'approximation de Boussinesq. Les échanges thermiques par rayonnement, convection et conduction sont considérés. Une représentation complète du modèle mathématique est disponible dans [9, 10]. Les premiers travaux du groupe sur ce sujet et ayant trait à la validation expérimentale peuvent par ailleurs être consultés dans [11].

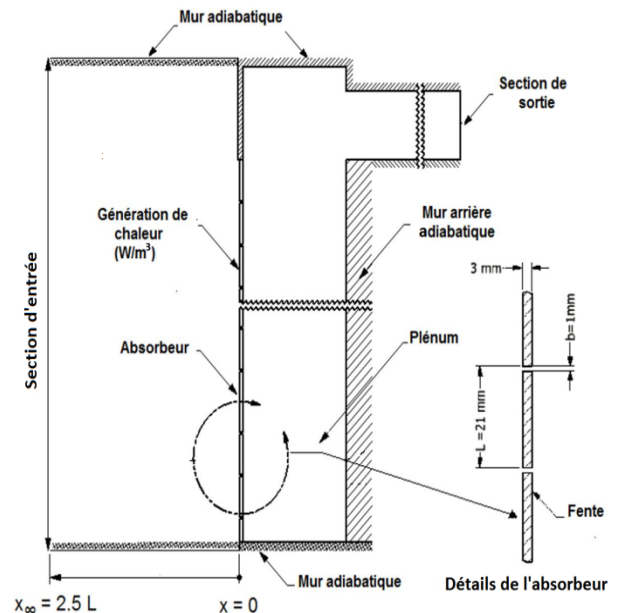


Figure 1: Section verticale de l'UTC montrant la géométrie étudiée et conditions aux limites

2.2 Maillage et conditions aux limites

Un maillage uniforme est utilisé à l'intérieur de la fente, la zone pleine (absorbeur), et à une région $x = \pm 1$ cm de l'absorbeur (c.-à.-d. -1 cm devant la plaque et 1 cm après). Un grand nombre de cellules est placé dans les fentes où les gradients de température et de vitesse sont importants. Un maillage non structuré et moins dense a été utilisé dans le reste du domaine. La stratégie de discrétisation spatiale est la même pour les deux cas de plénum. Le tableau 1 montre les caractéristiques des trois maillages (A, B et C) pour chaque cas de plénum. N_a , N_b , N_c et N_d représentent le nombre de noeuds au bord du plus petit élément répétitif représenté sur la figure 2, tandis que C_L représente le nombre total de cellules à l'intérieur du domaine de calcul.

Tableau 1: Paramètres des maillages étudiés

		C_L	N_a	N_b	N_c	N_d
Plénum de 5 cm	Maillage A-5	100 494	10	5	15	25
	Maillage B-5	168 699	15	10	20	30
	Maillage C-5	180 342	30	20	20	30
Plénum de 15 cm	Maillage A-15	172 961	10	5	15	25
	Maillage B-15	282 615	15	10	20	30
	Maillage C-15	393 026	30	20	20	30

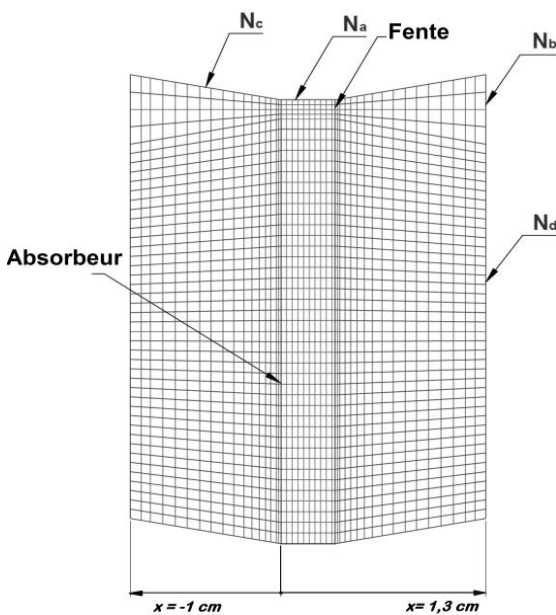


Figure 2: Maillage à proximité de la fente et une distance L de la plaque

Aux murs: la condition de non-glissement est imposée sur tous les murs rigides. Les murs sont considérés comme adiabatiques (excepté l'absorbeur). À l'absorbeur, un terme source de génération unitaire de chaleur est introduit par une fonction utilisateur (UDF) qui spécifie le taux de production de chaleur par unité de volume dans l'absorbeur et qui tient compte de l'échange de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et l'environnement, selon l'équation (2). La température du ciel a été fixée à 305 K.

$$q_{cell} = \left[\alpha G_T - \varepsilon \sigma (T_p^4 - T_{sky}^4) \right] \frac{A_{cell}}{V_{cell}} \quad (2)$$

À la section d'entrée d'air: La frontière gauche du domaine de calcul est délimitée par une entrée d'air libre avec une pression totale de 0 Pa.

À la section de sortie d'air: Une vitesse de sortie est imposée. Elle correspond à la vitesse déterminée par le débit massique qu'on souhaite imposer dans l'UTC [8].

3. ÉTUDE DE L'INDÉPENDANCE DU MAILLAGE

L'ensemble des équations qui décrivent la physique des phénomènes étudiés a été résolu numériquement par Fluent. Les termes convectifs et diffusifs sont discrétisés avec un schéma « upwind » du second ordre. L'algorithme SIMPLE de Patankar et Spalding [12] a été utilisé. La solution est considérée convergée lorsque les résidus sont de l'ordre de 10^{-6} pour la pression, les composantes de vitesse et les quantités de turbulence et de 10^{-10} pour la température.

Une étude d'indépendance de maillage a été effectuée afin de vérifier l'exactitude des résultats numériques par rapport à la résolution du maillage et pour déterminer la taille du maillage qui doit être utilisé pour toutes les simulations. Le rendement de l'UTC est le paramètre choisi pour cette étude. Le cas de simulation avec un débit massique de $0,0411 \text{ kg/s/m}^2$ et une irradiation de 600 W/m^2 a été considéré dans l'étude de l'indépendance maillage puisque c'est pour ce cas qu'on retrouve les gradients de T et de V les plus importants.

Les tableaux 2 et 3 présentent le rendement et la distance adimensionnels (y^+) correspondants évalués dans les fentes pour les maillages testés et les plénums de 5 cm et 15 cm, respectivement. Les maillages A-5 et B-5 donnent des résultats légèrement différents de ceux obtenus du maillage C-5 et la valeur maximale de y^+ est supérieure à 1. La même chose est observée pour les maillages (A-15) et (B-15) (tableau 3). Pour satisfaire à la condition ($y^+ \leq 1$) requise pour les modèles de faibles nombres de Reynolds, les maillages (B-5) et (B-15) ont été affinés. Une fois, la condition de $y^+ \leq 1$ est satisfaite (maillage adapté (C-5) et (C-15)), on peut dire que les maillages obtenus sont suffisamment adéquats pour une estimation de l'erreur numérique (l'erreur de discrétisation).

Tableau 2: Rendement de l'UTC et valeurs de y^+ (plénum de 5 cm)

Maillage	A-5	B-5	C-5	Extrapolation de Richardson
η_{coll} (%)	90,08	87,89	87,52	87,27
y^+	2,4	2,0	0,5	-
GCI (%)	0,37			

Tableau 3: Rendement de l'UTC et valeurs de y^+ (plénum de 15 cm)

Maillage	A-15	B-15	C-15	Extrapolation de Richardson
η_{coll} (%)	91,32	87,47	86,64	86,07
y^+	2,4	1,5	0,8	-
GCI (%)	0,84			

La méthode du GCI, qui est basée sur l'extrapolation Richardson [13] a été utilisée pour déterminer l'erreur de discrétisation. Les valeurs calculées du rendement

dans l'étude du GCI sont également rapportées dans les tableaux 2 et 3. L'erreur numérique de la solution du maillage fin pour les cas ($w-5$) et ($w-15$) est de 0,37% et 0,84%, respectivement, et les valeurs extrapolées du rendement sont 87,27% et 86,07%. La solution Richardson extrapolée pour chaque cas de plénum ne peut être pratiquement différenciée de la solution du maillage fin. Par conséquent, les résultats présentés dans les simulations suivantes sont obtenus à l'aide maillage (C-5) pour plénum ($w-5$) et (C-15) pour le plénum ($w-15$) dont les détails sont fournis dans le tableau 1.

4. ANALYSE DES RÉSULTATS

Les résultats numériques obtenus pour trois débits massiques d'air, trois niveaux d'irradiation et deux épaisseurs de plénum sont présentés en termes du rendement du collecteur et sont comparés aux données expérimentales publiées dans [9].

4.1 Comparaison avec les résultats expérimentaux

Les comparaisons entre les simulations numériques et les mesures expérimentales du rendement pour les deux cas de plénum et trois niveaux d'irradiation sont illustrées dans les figures 4, 5 et 6, respectivement. Chaque figure présente l'évolution du rendement avec le débit massique pour un niveau d'irradiation donné.

Globalement, les résultats numériques montrent que le rendement prédit réside dans la plage d'incertitude ($\pm 5,4\%$) pour la plupart des valeurs mesurées. Pour les deux cas de plénum, les résultats numériques se comparent aux mesures expérimentales à moyen et haut débits massiques (0,0266 et 0,0411 kg/s/m^2). Cependant, pour un faible débit massique, le rendement calculé est plus élevé que le rendement mesuré. Bien qu'une légère différence ait été obtenue pour les niveaux d'irradiation 300 et 450 W/m^2 , un écart significatif est observé au niveau d'irradiation 600 W/m^2 , pour lequel le rendement numérique est plus élevé de 6,8% et 13% pour les plénums ($w-5$) et ($w-15$), respectivement.

D'une part, cet écart est probablement dû au fait que la température du ciel (T_{sky}) ne peut être déterminée avec précision et qu'elle diffère pour chaque niveau de puissance. Quelle que soit la largeur du plénum, la température de l'absorbeur est à son maximum dans le cas de $G_T = 600 \text{ W/m}^2$ et $\dot{m} = 0,0133 \text{ kg/s/m}^2$. Les pertes de chaleur par rayonnement sont importantes et une légère surestimation de T_{sky} implique une importante sous-estimation des pertes radiatives.

D'autre part, des facteurs tels que, la variation de température dans le laboratoire (estimée à $\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$), le mouvement d'air provoqué par le système de ventilation du local et la variation du facteur de vue entre la source et l'absorbeur peuvent expliquer en partie les différences entre les résultats numériques et expérimentaux.

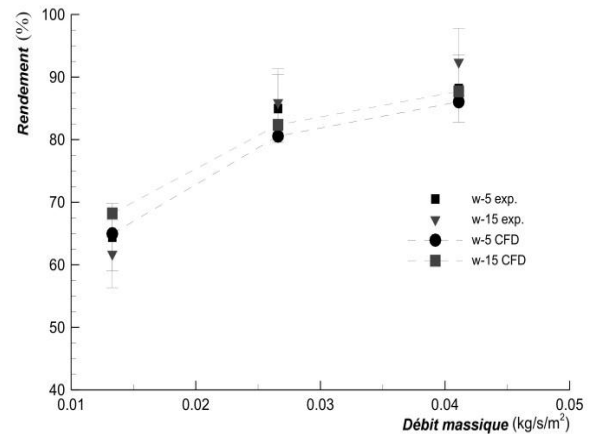


Figure 3: Comparaison du rendement calculé et mesuré pour trois débits massiques d'air ($G_T = 300 \text{ W/m}^2$)

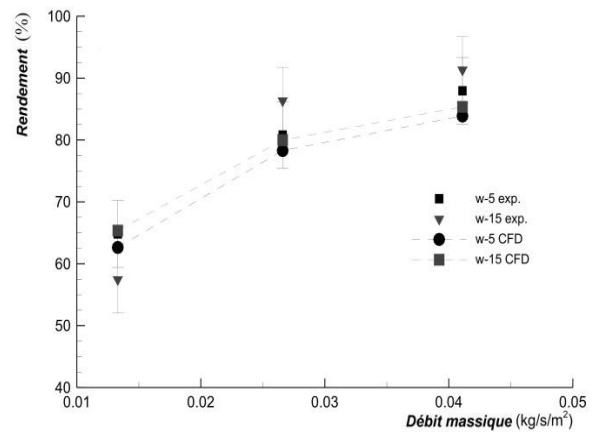


Figure 4: Comparaison du rendement calculé et mesuré pour trois débits massiques d'air ($G_T = 450 \text{ W/m}^2$)

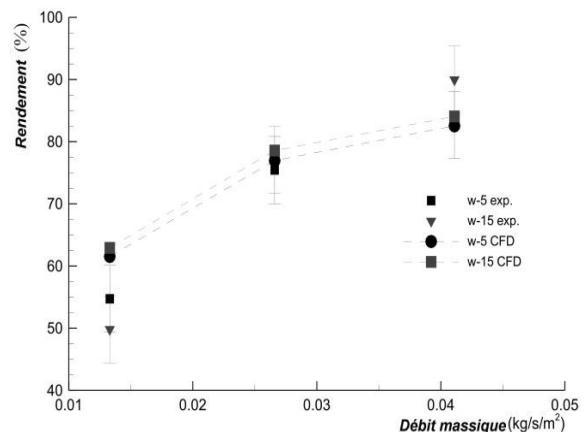


Figure 5: Comparaison du rendement calculé et mesuré pour trois débits massiques d'air ($G_T = 600 \text{ W/m}^2$)

4.2 Effet du débit massique

Les figures 4, 5 et 6 montrent que le rendement augmente avec l'augmentation du débit massique de l'air. Un débit élevé induit des vitesses plus élevées dans les fentes, ce qui augmente le coefficient de transfert de chaleur entre la plaque et l'air.

Initialement, le rendement augmente rapidement à faible débit (environ de 16% entre 0,0113 et 0,0266 kg/s/m²), mais légèrement (environ 5%) au-dessus de 0,0266 kg/s/m². Ces tendances sont en accord avec les résultats rapportés par [4] et [14]. Pour chaque irradiation, il semble y avoir un débit massique au-delà duquel le transfert de chaleur entre l'UTC et l'air reste constant.

4.3 Effet du rayonnement

Pour les deux largeurs de plénums et un débit massique maintenu fixe, les figures 4, 5 et 6 indiquent une légère diminution du rendement (3,5 à 5%) quand le niveau de l'irradiation augmente de 300 à 600 W/m². Cette diminution est plus prononcée à faibles débits massiques. Là encore, cela s'explique par le fait qu'à des niveaux élevés d'irradiation, l'écoulement à travers l'absorbeur à faible débit n'est plus en mesure d'extraire toute l'énergie thermique disponible dans l'absorbeur, ce qui induit des températures de surface d'absorbeur plus élevées. Comme indiqué précédemment, ceci augmente les pertes de chaleur vers l'environnement ce qui se traduit par une diminution du rendement.

4.5 Effet de la largeur du plénum

Les résultats numériques et expérimentaux montrent que le rendement de l'UTC est légèrement influencé par l'épaisseur du plénum. Le plus grand plénum (w-15) donne un rendement plus élevé. La différence de rendement entre les deux plénums varie de 1,38 à 3,25%. Cette légère différence est en accord avec l'étude effectuée par Biona [15], qui a montré que pour des plénums d'épaisseurs compris entre 5 cm et 13 cm, l'efficacité du transfert de chaleur diminue avec l'épaisseur du plénum, qui se traduit par une augmentation du rendement.

Afin d'acquérir une meilleure compréhension du transfert de chaleur qui a lieu dans l'absorbeur, l'efficacité globale de l'UTC (ϵ_{UTC}) peut être séparée en trois efficacités partielles associées aux trois régions de l'absorbeur, soit la région avant (ϵ_f), la fente (ϵ_h) et à l'arrière de l'absorbeur (ϵ_b), tel que.

$$\epsilon_{UTC} = \frac{T_{out} - T_{amb}}{T_p - T_{amb}} \quad \epsilon_f = \frac{T_{in,h} - T_{amb}}{T_p - T_{amb}}$$

$$\epsilon_h = \frac{T_{out,h} - T_{in,h}}{T_p - T_{amb}} \quad \epsilon_b = \frac{T_{out} - T_{out,h}}{T_p - T_{amb}}$$

$$\text{Avec } \epsilon_{UTC} = \epsilon_f + \epsilon_h + \epsilon_b.$$

Où $T_{in,h}$ et $T_{out,h}$ représentent la température moyenne de l'air à l'entrée et à la sortie de la fente, respectivement. Cette approche a été utilisée par [3] et [4] pour un modèle à une seule fente, a été adoptée dans le présent travail et appliquée pour les 21 fentes existantes du modèle.

Les figures 7 et 8, montrent l'efficacité du transfert de chaleur sur la face avant, dans la fente, et sur la face arrière de l'absorbeur pour les deux cas de plénum et deux débits massiques ($\dot{m} = 0,0133$ kg/s/m² et $\dot{m} = 0,0411$ kg/s/m²), respectivement. Les résultats sont présentés pour une irradiation de 450 W/m².

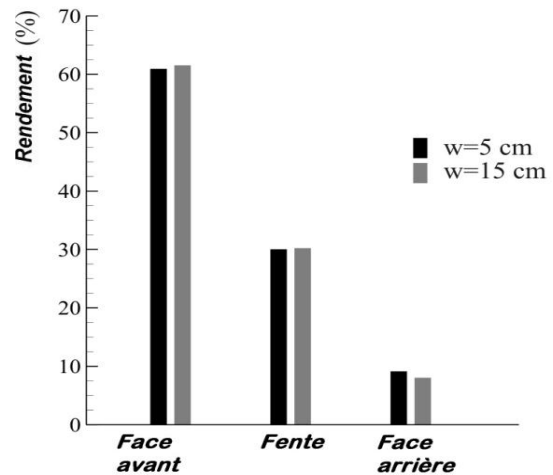


Figure 7: Efficacité sur la face avant, dans la fente, et sur la face arrière de l'absorbeur pour w = 5 cm et 15 cm, $\dot{m} = 0,0133$ kg/s/m²

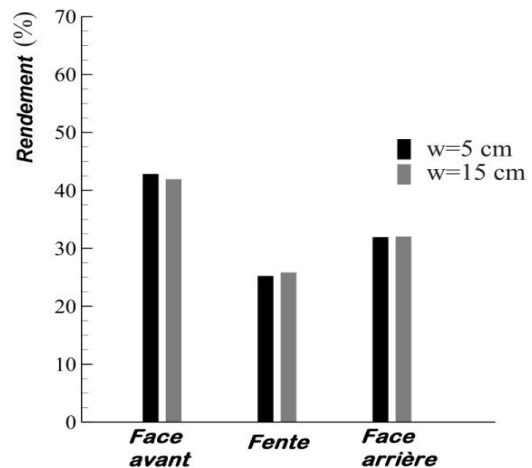


Figure 8 : Efficacité sur la face avant, dans la fente, et sur la face arrière de l'absorbeur pour w = 5 cm et 15 cm, $\dot{m} = 0,0411$ kg/s/m²

Comme le montre la figure 7, la presque totalité du transfert de chaleur entre l'absorbeur et l'air se produit à partir de la face avant, puis à partir de la fente. Car c'est là où la plus grande différence de température entre l'air

et l'absorbeur est prédite. Cette observation est cohérente avec les résultats rapportés par Abulkhair [16].

Quand le débit de l'air augmente à travers l'UTC (figure 8), la proportion du transfert de chaleur sur la face avant et dans la fente diminue. Cette diminution est moins importante dans la fente, car la couche limite thermique n'est pas complètement développée dans cette région, et la dépendance du coefficient de convection sur le nombre de Reynolds est faible. Ainsi, la transmission de chaleur se déplace plus vers la face arrière de l'absorbeur. Il en résulte une région de recirculation relativement grande qui perturbe fortement l'écoulement près de la face arrière augmentant par le fait même le coefficient de transfert de chaleur dans cette région. En conséquence, il en résulte, une meilleure efficacité du transfert de chaleur sur cette face arrière. Abulkhair [16] a également rapporté un résultat similaire.

Les figures 7 et 8 montrent que la variation de l'épaisseur du plénum n'a pas un effet important sur la distribution de l'efficacité du transfert de chaleur de la plaque absorbante (une différence de 0,7% est rapportée dans la figure 7 pour l'efficacité de la face arrière alors qu'il est encore plus faible 0,5% sur la figure 8).

5. CONCLUSION

Le rendement de l'UTC a été étudié numériquement pour trois débits massiques d'air, trois irradiances distinctes et deux épaisseurs de plénum. Il peut être conclu à partir de l'étude que:

- Le rendement de l'UTC augmente avec l'augmentation du débit massique de l'air.
- Le rendement est relativement peu sensible à l'irradiation.
- Le transfert de chaleur est prépondérant sur le côté avant de l'absorbeur.
- La prépondérance du transfert de chaleur se déplace progressivement vers le côté arrière de l'absorbeur avec l'augmentation du débit d'air.
- Le rendement du collecteur et de l'efficacité de la plaque absorbante sont relativement indépendants de l'épaisseur du plénum.

REMERCIEMENTS

Les auteurs désirent remercier les partenaires de la Chaire de recherche t3e : Ville de Lévis, Ecosystem, Ultramar, CRE-CA, SDE-Lévis et Roche. Ils remercient aussi le CRSNG pour son support financier.

RÉFÉRENCES

- [1] GENEVES, C., ROUSSE, D.R., HALLÉ, S., DUTIL, Y., QUESADA, G., A Concise Review of 20 years of Unglazed Transpired Collectors (UTCs). *Renewable and Sustainable Energy Review*, 2012. (Soumis Sept 2012).
- [2] GUNNEWIEK, L.H., E. BRUNDRETT, and K.G.T. HOLLANDS, Flow distribution in unglazed transpired plate solar air heaters of large area. *Solar Energy*, **58**(4-6): p. 227-237, (1996).
- [3] GUNNEWIEK, L.H., K.G.T. HOLLANDS, and E. BRUNDRETT, Effect of wind on flow distribution in unglazed transpired-plate collectors. *Solar Energy*, **72**(4): p. 317-325, (2002).
- [4] KUTSCHER, An investigation of heat transfer for air flow through low porosity perforated plates, *university of colorado: Boulder*. p. 250, (1992).
- [5] CAO, S., K. HOLLANDS, and E. BRUNDRETT. Heat exchange effectiveness of unglazed transpired-plate solar collector in 2D flow, (1993).
- [6] ARULANANDAM, S.J., K.G.T. HOLLANDS, and E. BRUNDRETT, A CFD heat transfer analysis of the transpired solar collector under no-wind conditions. *Solar Energy*, **67**(1-3): p. 93-100, (1999).
- [7] GAWLIK, K., C. CHRISTENSEN, and C. KUTSCHER, A Numerical and Experimental Investigation of Low-conductivity Unglazed, Transpired Solar Air Heaters. *Journal of Solar Energy Engineering*, **127**(1): p. 153-155, (2005).
- [8] FLUENT, User's Manual Guide, *Version 12.1.4*. Ansys Inc, 2012.
- [9] BADACHE, M., S. HALLÉ, and D. ROUSSE, Experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired solar air collector. *Solar Energy*, 2012. (Accepté Déc 2012).
- [10] ZAMORA, B. and A. KAISER, Thermal and dynamic optimization of the convective flow in Trombe Wall shaped channels by numerical investigation. *Heat and Mass Transfer*, **45**(11): p. 1393-1407, (2009).
- [11] BADACHE, M., S. HALLÉ, and D. ROUSSE, A full 34 factorial experimental design for efficiency optimization of an unglazed transpired solar collector prototype. *Solar Energy*, **86**(9): p. 2802-2810, 2012.
- [12] PATANKAR, S.V. and D.B. SPALDING, A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **15**(10): p. 1787-1806, (1972).
- [13] CELIK, I.B., Ghia, U., ROACHE, P. J., FREITAS, C. J., COLEMAN, H., and RAAD, P. E., Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal of Fluids Engineering*, **130**(7): p. 78001-78005, (2008).
- [14] LEON, M.A. and S. KUMAR, Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors. *Solar Energy*, **81**(1): p. 62-75, (2007).
- [15] BIONA M, C.A., SERAFICA E, MUNDO DR, Performance curve generation of an unglazed transpired collector for solar drying applications. *Proceedings of World Renewable Energy Regional Conference*, 2005.
- [16] ABULKHAIR, H., Thermal Analysis of Unglazed Transpired Solar Collectors, in *Mechanical and Mechatronics Engineering*, University of Waterloo. p. 122, (2011).