



**HAL**  
open science

# Production d'eau purifiée par évaporation solaire sur des structures 3D recouvertes de charbon actif: étude numérique du système

Romain Fillet, Nicolas, V, A. Celzard, Vanessa Fierro

## ► To cite this version:

Romain Fillet, Nicolas, V, A. Celzard, Vanessa Fierro. Production d'eau purifiée par évaporation solaire sur des structures 3D recouvertes de charbon actif: étude numérique du système. Congrès Annuel de la Société Française de Thermique, Société Française de Thermique, May 2023, Reims, France. hal-04368101

**HAL Id: hal-04368101**

**<https://hal.univ-lorraine.fr/hal-04368101v1>**

Submitted on 31 Dec 2023

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Production d'eau purifiée par évaporation solaire sur des structures 3D recouvertes de charbon actif : étude numérique du système

R. Fillet<sup>1</sup>, V. Nicolas\*<sup>1</sup>, A. Celzard<sup>1,2</sup>, V. Fierro<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Université de Lorraine, CNRS, IJL, F-88000 Epinal, France

<sup>2</sup>Institut Universitaire de France (IUF)

\* (auteur correspondant : [vincent.nicolas@univ-lorraine.fr](mailto:vincent.nicolas@univ-lorraine.fr))

**Résumé** - Dans ce travail, des architectures ont été imprimées en 3D et recouvertes de charbon actif pour améliorer le transport de l'eau et la conversion photothermique lorsqu'elles sont utilisées comme évaporateurs solaires pour la purification de l'eau. L'accent a été mis sur la modélisation du processus d'évaporation pour étudier les différents aspects affectant les performances. Nous présentons ainsi un modèle numérique 3D permettant de simuler les transferts de vapeur d'eau et de chaleur vers l'air extérieur en modélisant l'écoulement autour des évaporateurs avec pour objectif de développer un modèle plus représentatif des conditions expérimentales.

## Nomenclature

$c_p$	capacité thermique, $J.K^{-1}.kg^{-1}$	$R_c$	résistance thermique, $m^2 K^1 W^{-1}$
$D_{va}$	coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air, $m^2 s^{-1}$	$T$	Température, K
$\vec{g}$	accélération gravitationnelle, $m s^{-2}$	$\vec{u}$	vitesse d'écoulement, $m s^{-1}$
$h_c$	coefficient d'échange convectif thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
$h_v$	enthalpie de vaporisation, $kJ.kg^{-1}$	$\lambda$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$H_r$	humidité relative, %	$\mu$	viscosité dynamique, Pa.s
$K$	coefficient de transfert massique convectif, $m.s^{-1}$	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$\dot{m}$	taux d'évaporation, $kg.m^{-2}.h^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
$M$	masse molaire, $kg.mol^{-1}$	$a$	air ambiant
$P$	pression, Pa	$i$	composant i
$P_s$	ensoleillement moyen sur terre, $W.m^{-2}$	$m$	matériau
$R$	constante universelle des gaz, $J mol^{-1} K^{-1}$	$sat$	saturation
		$v$	vapeur
		$w$	eau
		$0$	référence

## 1 Introduction

En raison de l'augmentation de la population mondiale, de la pollution des rivières et du réchauffement climatique, on estime que d'ici 2050, 3,9 milliards de personnes, soit plus de 40 % de la population mondiale, vivront dans des zones de stress hydrique [1]. Il est donc nécessaire de développer de nouvelles solutions pour produire de l'eau propre en utilisant moins d'énergie. L'énergie solaire est bien adaptée à la production d'eau propre à l'aide d'un système d'évaporation/condensation [2]. En effet, l'insertion d'un matériau évaporateur à l'interface air/eau permet d'augmenter considérablement le flux d'évaporation. La vapeur d'eau est ensuite condensée au contact d'une paroi froide.

L'évaporation de l'eau est un phénomène qui se produit à l'interface entre l'eau, qu'elle soit liquide ou adsorbée sur une surface, et l'air. Nous avons montré que le débit d'évaporation de l'eau dépend de la température de l'air autour du matériau évaporateur [3] et que l'humidité joue également un rôle, mais dans une moindre mesure. En effet, l'augmentation de la température de l'air augmente également la pression de vapeur saturante, ce qui permet à l'air de contenir davantage d'eau. En outre, l'augmentation de la température de l'interface augmente la température locale de l'air et permet à plus d'eau de s'évaporer. Pour obtenir une

efficacité d'évaporation élevée, le matériau doit être très absorbant pour la lumière et la chaleur doit être maintenue à l'interface [4,5]. Habituellement, une mousse isolante est utilisée pour maintenir la chaleur à la surface, sur laquelle le matériau évaporateur est positionné sous flux solaire. L'eau est pompée soit à travers le matériau, soit à travers du coton ou un autre matériau à forte diffusion d'eau. Ces matériaux peuvent être constitués de nanostructures métalliques, de nanostructures semi-conductrices inorganiques, de polymères ou de carbone [6].

a)

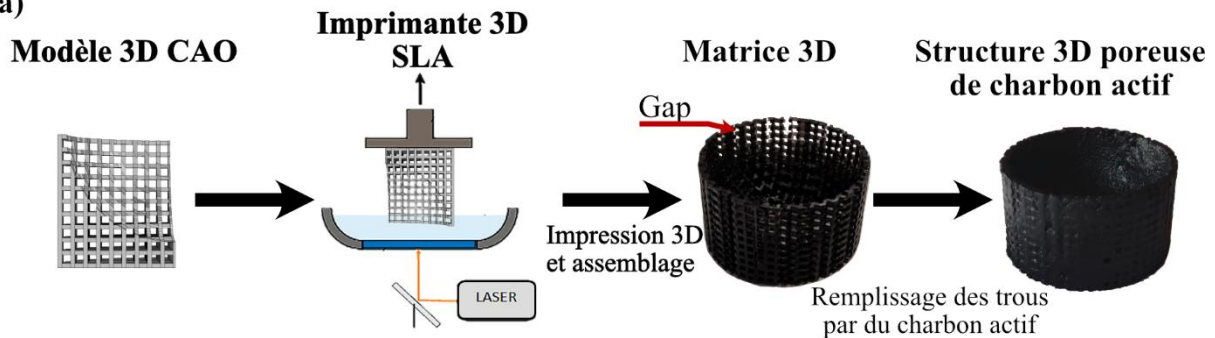


Figure 1 : Procédé d'impression 3D pour obtenir une structure poreuse en 3D, puis remplissage des espaces vides avec du charbon actif.

Dans cet article, une nouvelle approche consistant à combiner un nanomatériau carboné et l'impression 3D est utilisée pour étudier différents types de géométries à l'aide de mesures expérimentales et de modélisation numérique. L'originalité de ce travail consiste à utiliser une structure imprimée en 3D recouverte de poudre de charbon actif (CA) comme matériau d'évaporation sous flux convectif. Une surface plane en 2D et quatre structures 3D différentes sont étudiées ici pour observer les phénomènes qui se produisent pendant l'évaporation. Des résultats expérimentaux d'évaporation ainsi que des résultats de simulation sont présentés. Ensuite, une étude sur les coefficients d'échange thermique de chaque côté de tous les matériaux est réalisée à partir des résultats de simulation. Enfin, l'effet de faire une perforation dans une structure parabolicoïde 3D est étudié.

## 2 Matériels et méthodes

### 2.1 Matériaux d'évaporation

Cinq géométries ont été étudiées : une surface plane en 2D et quatre structures en 3D, à savoir un cône inversé, une sphère et un parabolicoïde de révolution, sans ou avec perforation. Chaque matériau a d'abord été dessiné sur COMSOL et conçu à l'aide du logiciel de CAO NAUTA (DWS, Italie), puis imprimé à l'aide d'une imprimante 3D haute résolution DWS J28 (desktop SLA), de la résine Invicta DL380 (DWS, Italie) et d'un laser de classe 1 ( $\lambda = 405$  nm, 32 mW) avec une taille de spot laser de 17  $\mu\text{m}$ . La structure imprimée en 3D qui en résulte sert uniquement de squelette, qui est rempli de CA, et ne diffuse pas l'eau elle-même. Les géométries résultantes présentent un motif de grille avec un espacement qui permet de les recouvrir totalement avec du CA, et ont une surface uniforme sur les côtés et le dessus. Le CA utilisé pour toutes les expériences est le PULSORB WP270 de Chemviron, une société de Kuraray. Le processus de fabrication des structures est illustré sur la **Figure 1**.

### 2.2 Modèle physique

Le simulateur solaire utilisé dans cette étude est refroidi par plusieurs ventilateurs car sa puissance de sortie est proche de 1 kW. Pour étudier l'écoulement autour de la structure, un modèle 3D a été écrit en utilisant COMSOL Multiphysics 6.0. Le modèle de matériau d'évaporation parabolicoïde est illustré en **Figure 2**. Dans l'expérience et dans le modèle, la surface supérieure est éclairée par le rayonnement solaire, refroidie par convection avec l'air,

et évapore de l'eau comme le montre la **Figure 2a**. En bas, il n'y a que de la conduction, avec un coefficient de transfert de chaleur fixé.

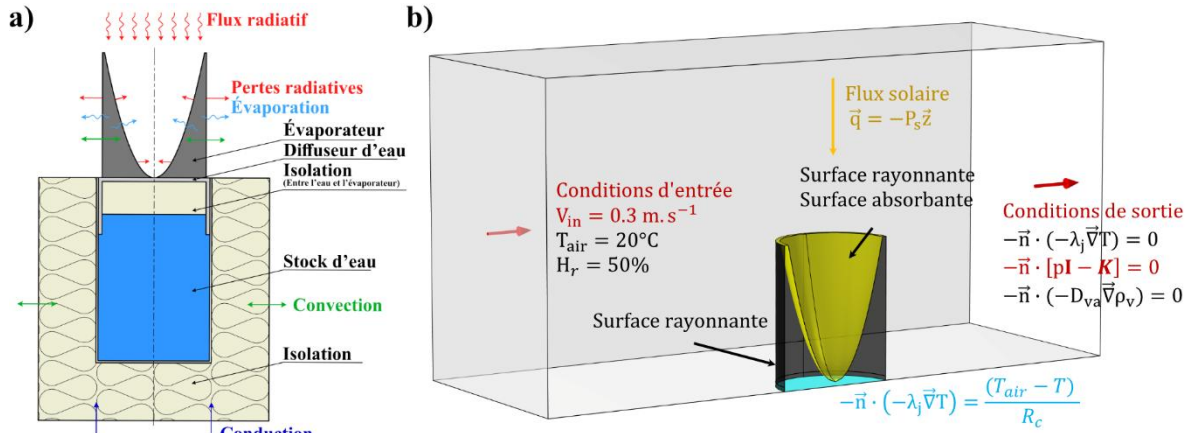


Figure 2 : a) Schéma du système d'évaporation expérimental et de la physique impliquée ; et b) Schéma des conditions limites fixées dans la simulation (seule la section calculée est montrée ici).

### 2.2.1 Equations générales

Afin de simuler les transferts de chaleur et de masse existant pendant le processus d'évaporation, les équations de conservation de l'énergie et de la masse ont été utilisées pour obtenir la température,  $T$  (Eq. 1), la vitesse d'écoulement du fluide,  $\vec{u}$  (Eq. 2 et Eq. 3), et la concentration de la vapeur dans l'air,  $\rho_v$  (Eq. 5). L'équation de conservation de l'énergie décrit le transfert de chaleur par conduction et les changements de température au cours du temps. L'équation de transfert de chaleur s'écrit donc comme suit :

$$\rho_j c_{p,j} \vec{u} \cdot \vec{\nabla} T + \vec{\nabla} \cdot (-\lambda_j \vec{\nabla} T) = 0 \quad (\text{Eq. 1})$$

où  $\rho_j$  ( $\text{kg m}^{-3}$ ) est la masse volumique,  $c_{p,j}$  ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) est la chaleur spécifique,  $\vec{u}$  ( $\text{m s}^{-1}$ ) est la vitesse d'écoulement et  $\lambda_j$  ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) est la conductivité thermique du composant  $j$  (matériau d'évaporation,  $m$ , ou air,  $a$ ). La vitesse d'écoulement du fluide est décrite par les équations stationnaires de Navier-Stokes (Eq. 2) et de conservation de la masse (Eq. 3).

$$\rho_a (\vec{u} \cdot \vec{\nabla}) \vec{u} = \vec{\nabla} \cdot [-p\mathbf{I} + \mu(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T) - \frac{2}{3} \mu (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}) \mathbf{I}] - \rho_a \vec{g} \quad (\text{Eq. 2})$$

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho_a \vec{u}) = 0 \quad (\text{Eq. 3})$$

où  $p$  (Pa) est la pression,  $\mu$  (Pa s) est la viscosité dynamique de l'air and  $\vec{g}$  ( $\text{m s}^{-2}$ ) l'accélération de la pesanteur.  $\rho_a$  ( $\text{kg m}^{-3}$ ) est la masse volumique de l'air et se calcule comme suit:

$$\rho_a = \frac{p M_a}{RT} \quad (\text{Eq. 4})$$

où  $R$  ( $8,314 \text{ J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) est la constante universelle des gaz et  $M_a$  ( $\text{kg mol}^{-1}$ ) est la masse molaire de l'air. Le transfert de la vapeur d'eau est décrit par le phénomène de diffusion de l'eau dans l'air (Eq. 5):

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho_v \vec{u} - D_{va} \vec{\nabla} \rho_v) = 0 \quad (\text{Eq. 5})$$

où  $D_{va}$  ( $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ) est le coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air.

### 2.2.2 Conditions aux limites

Dans cette section, les conditions aux limites utilisées sont données. Il convient de noter que les conditions de continuité thermique sont utilisées dans l'équation de la chaleur (Eq. 1) pour toutes les frontières internes. Les conditions aux limites sont également représentées sur la **Figure 2b**.

### 2.2.2.1 Interface entre l'air et le matériau évaporateur

L'échange de chaleur à la surface (Eq. 6) tient compte de la convection, du rayonnement lumineux entrant, ainsi que des pertes par émission et évaporation de l'eau (**Figure 2**). L'évaporation de l'eau implique le taux d'évaporation de la surface,  $\dot{m}_{surf}$  (kg m<sup>-2</sup> h<sup>-1</sup>), multiplié par l'énergie consommée pour élever la température de l'eau et l'enthalpie de vaporisation de l'eau,  $h_v$  (J kg<sup>-1</sup>).

$$-\vec{n} \cdot (-\lambda_m \vec{\nabla} T) = -\vec{n} \cdot (\rho_a c_{p,a} T \vec{u} - \lambda_a \vec{\nabla} T) - \dot{m}_{surf} (h_v + c_{p,v} (T - T_{ref})) + P_r \quad (Eq. 6)$$
 où  $\lambda_m$  (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>) est la conductivité thermique du matériau d'évaporation,  $\rho_a$  (kg m<sup>-3</sup>) est la masse volumique de l'air,  $c_{p,a}$  (J kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>) est la capacité thermique de l'air,  $\lambda_a$  (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>) est la conductivité thermique de l'air,  $T_{ref}$  (273.15 K) est la température de référence,  $P_r$  (W m<sup>-2</sup>) le terme source de densité de puissance de l'équation de rayonnement de surface à surface et  $-\vec{n}$  le vecteur unitaire normal à la frontière.

Le calcul du rayonnement de surface à surface utilise un ensemble d'équations de la boîte à outils de rayonnement de surface à surface de COMSOL. Le terme source d'énergie du soleil,  $P_s$  (W.m<sup>-2</sup>), est réglé pour que l'énergie solaire soit appliquée sur l'axe perpendiculaire au matériau. À la surface supérieure, la perte d'eau dans l'équation de la diffusivité est égale au taux d'évaporation:

$$-\vec{n}(\rho_v \vec{u} - D_{va} \vec{\nabla} \rho_v) = \dot{m}_{surf} \quad (Eq. 7)$$

On considère que la surface du matériau est saturée d'eau liquide. Puisque l'évaporation de l'eau provient de la différence de concentration massique entre la surface et l'air, alors  $\dot{m}_{surf}$  est calculé comme suit [7]:

$$\dot{m}_{surf} = -K(\rho_{v,sat} - \rho_v) \quad (Eq. 8)$$

où  $K$  (m s<sup>-1</sup>) est le coefficient d'échange de masse par convection. En outre, la concentration de la vapeur à la limite air-matériau, considérée comme saturée,  $\rho_{v,sat}$  (kg.m<sup>-3</sup>), est calculée comme suit:

$$\rho_{v,sat} = \frac{P_{v,sat} M_v}{RT} \quad (Eq. 9)$$

où  $M_v$  (kg mol<sup>-1</sup>) la masse molaire de l'eau. La pression de la vapeur d'eau à une température donnée  $T$ ,  $P_{v,sat}$  (Pa), est calculée comme suit:

$$P_{v,sat} = P_0 \exp\left(\frac{h_v}{R} M_v \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T}\right)\right) \quad (Eq. 10)$$

où  $P_0$  (101 325 Pa) est la pression de référence et  $T_0$  (373.15 K) est la température d'ébullition de l'eau.

### 2.2.2.2 Interface entre la réserve d'eau et le fond du matériau

Pour simplifier, un flux de chaleur par conduction est représenté comme suit, avec une résistance thermique globale et une température de l'air fixe:

$$-\vec{n} (-\lambda_m \vec{\nabla} T) = \frac{(T_a - T)}{R_c} \quad (Eq. 11)$$

où  $R_c$  (m<sup>2</sup> K<sup>1</sup> W<sup>-1</sup>) est la résistance thermique entre le matériau évaporateur et l'eau, et  $T_a$  (K) est la température de l'air.

### 2.2.2.3 Entrées, sorties d'air et autres limites

Pendant l'expérience, la vitesse d'écoulement de l'air,  $V_{in}$ , a été mesurée et s'est avérée être de 0,3 m s<sup>-1</sup>. Cette dernière valeur et la  $T_a$  entrant dans le domaine, fixée à 293,15K, ont été utilisées pour calculer la concentration de l'eau à l'aide de l'équation suivante:

$$\rho_{v,in} = \frac{P_{v,sat,20} M_v}{RT} H_r \quad (Eq. 12)$$

où  $P_{v,sat,20}$  (Pa) est la pression de vapeur d'eau à 20°C calculée à l'aide de l'Eq. (10), la température,  $T$ , et l'humidité relative,  $H_r$ , étant respectivement de 293,15K et 50%. D'autres frontières, représentées en gris sur la **Figure 2b**, ont également ces valeurs de  $T$  et  $H_r$ , et sont également considérées comme des parois pour la physique de l'écoulement. Un plan de symétrie passant par le milieu de la structure, dans la direction de l'écoulement, est utilisé pour réduire le temps de calcul, permettant de ne calculer que la moitié de la géométrie. La **Figure 2b** montre la section calculée.

### 3 Résultats et discussion

#### 3.1 Comparaison entre la simulation et les expériences

La **Figure 3a** montre les performances d'évaporation pour toutes les géométries imprimées, ainsi que pour une surface plane de CA et d'eau sans matériau. Chaque résultat dépend linéairement de la température, de sorte qu'une régression linéaire peut être effectuée pour déterminer une valeur d'évaporation à 293,15K. La particularité pour le parabolôïde perforé est que l'évaporation est plus dépendante de la température de l'air que les autres. À 293,15K, les taux d'évaporation expérimentaux étaient de 0,53, 1,34, 1,41, 1,91 et 1,91  $\text{kg m}^{-2} \text{h}^{-1}$ , pour les géométries plane, conique, sphérique, parabolôïde et parabolôïde perforée, respectivement. Ces derniers résultats sont présentés dans la **Figure 3b**, ainsi que les résultats simulés pour chaque géométrie, en fonction de la surface totale d'évaporation, qui comprend à la fois la surface éclairée et la surface latérale des géométries. Il est mis en évidence que l'évaporation augmente linéairement avec la surface d'évaporation totale. Les taux d'évaporation simulés étaient de 0,88, 1,63, 1,61, 1,94 et 1,97  $\text{kg m}^{-2} \text{h}^{-1}$  pour les géométries plane, triangulaire, sphérique, parabolôïde et parabolôïde perforée, respectivement.

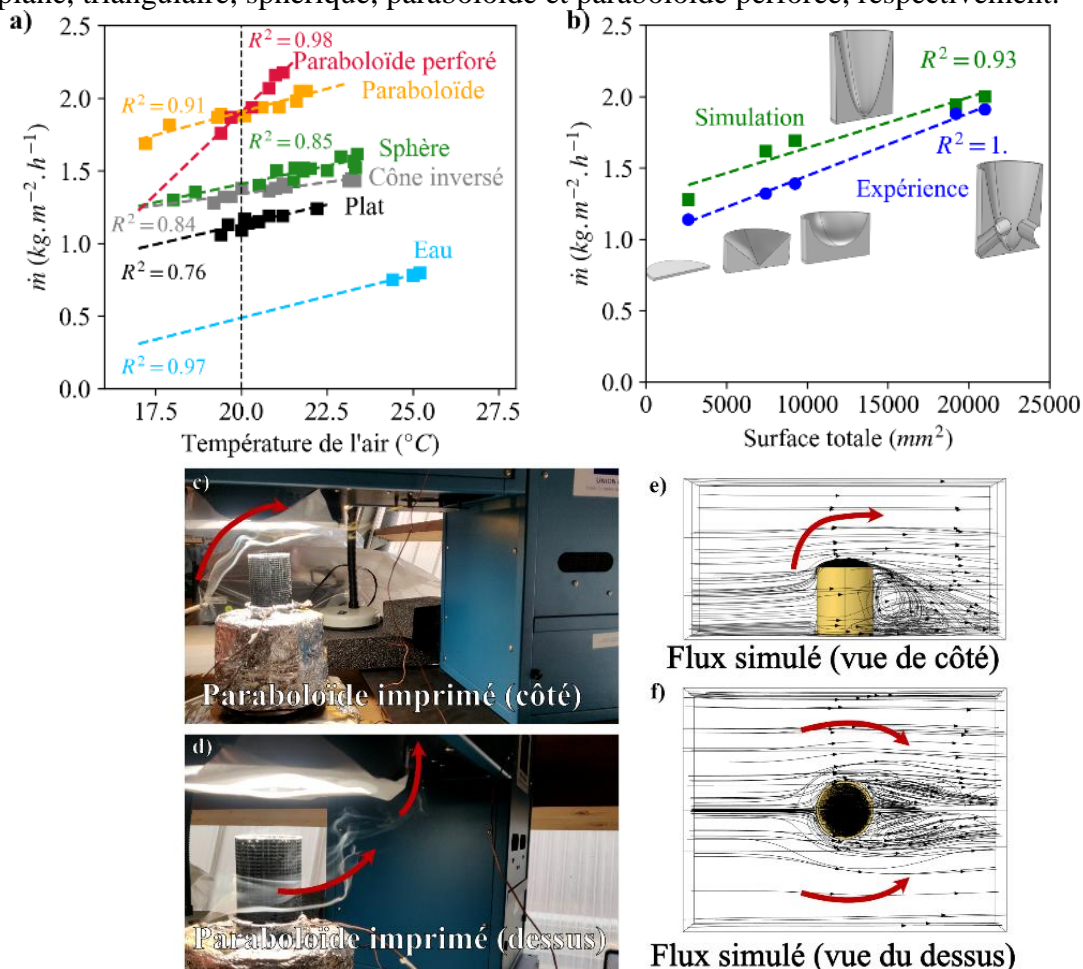


Figure 3 : a) Régressions linéaires des résultats expérimentaux du taux d'évaporation pour chaque géométrie ; b) taux d'évaporation simulé et expérimental en fonction de la surface totale d'évaporation ; essai de fumée pour la géométrie parabolicoïde vue de : c) côté, et d) avant ; courbes de vitesse de l'écoulement d'air simulé vues de : e) côté, et f) dessus.

En prenant une température de 293,15K, une  $H_r$  de 50 % et un faible flux convectif comme cas de référence, le parabolicoïde perforé évapore à  $1,91 \text{ kg m}^{-2} \text{ h}^{-1}$ . Un matériau similaire en forme de coupe 3D a été fabriqué par Shi et al. et avait au moins 50% de surface d'évaporation en plus que le parabolicoïde perforé présenté ici, et il évaporait à  $2,04 \text{ kg m}^{-2} \text{ h}^{-1}$  sous un éclairage solaire [8].

Il a été constaté que le ventilateur refroidissant la lampe au xénon, qui est positionné à l'arrière du système d'évaporation comme le montrent les **Figure 3c** et **Figure 3d**, crée un flux d'air autour du matériau avec une vitesse d'air de  $0,4 \text{ m s}^{-1}$ . Un test de fumée a donc été effectué et a révélé que la convection était forcée en raison du refroidissement de la lampe au xénon. La **Figure 3c** et la **Figure 3d** montrent la fumée provenant de l'avant et du côté du système. Sur le côté, le flux passe au-dessus de la géométrie et on peut voir une partie de la fumée s'écouler à l'intérieur du parabolicoïde. De face, l'écoulement contourne le côté de la géométrie. L'écoulement simulé, calculé à l'aide des Eq. (2) et (3), est illustré en **Figure 3e** et **Figure 3f** et présente un comportement similaire à celui de l'essai de fumée. Un tourbillon est visible derrière la géométrie, ce qui n'était pas visible dans le test de fumée.

Les **Figure 4a** à **Figure 4e** montrent la distribution de l'humidité relative pour les différentes géométries et les **Figure 4f** à **Figure 4j** montrent la distribution de la température. Avec ces simulations, on peut également observer que l'air entrant en contact avec la géométrie se charge en humidité et augmente sa température. Ceci montre que les transferts de masse et de chaleur sont transversaux et donc pilotés par le flux d'air créé par le ventilateur utilisé pour refroidir le simulateur solaire. Cette observation, couplée aux expérimentations (en **Figure 3**), valide l'hypothèse d'utiliser un modèle 3D pour étudier les transferts de chaleur et de masse. Lorsque la convection naturelle est prédominante et que le transfert vertical est observé, une simulation 2D axisymétrique est suffisante. De plus, un tourbillon est visible derrière chaque géométrie, ce qui améliore le transfert de chaleur et de masse et donc l'évaporation.

La géométrie parabolicoïde perforée, quant à elle, présente un écoulement de bas en haut, la perforation à l'arrière faisant également office d'entrée. L'entrée d'air en bas permet à cette géométrie d'accélérer les transferts à l'intérieur, ce qui peut être vu sur la **Figure 3a** où la régression linéaire du parabolicoïde montre un comportement plus sensible au changement de température. Entre les géométries, des comportements similaires sont perceptibles. La température est toujours plus élevée au centre de la géométrie, c'est-à-dire à la pointe du cône, à la base de la sphère ou à la base du parabolicoïde. De même, plus la géométrie est grande, plus la température interne est basse, ce qui est dû à la répartition du rayonnement sur une plus grande surface ainsi qu'aux pertes par évaporation. Généralement, une température de surface plus élevée est souhaitable pour l'évaporation [3], mais dans ce cas, elle peut aussi être un moyen d'exploiter l'énergie de l'air [9]. En effet, si la surface est plus froide que l'air, l'échange entre les deux est bénéfique, ce qui est le cas en plusieurs points pour les deux parabolicoïdes.

### 3.2 Coefficients d'échange sur les différents côtés

Malgré l'absence d'évacuation d'air saturé, l'échange de chaleur varie en fonction de chaque géométrie. Dans le cas où l'air environnant n'est pas simulé par la dynamique des fluides, l'échange de chaleur est considéré en introduisant le coefficient de transfert de chaleur convectif, qui est difficile à estimer lors de l'utilisation de géométries complexes [3]. Par conséquent, cette section propose d'étudier l'impact de la géométrie sur le coefficient de transfert de chaleur convectif. La **Figure 5** montre les différents coefficients de transfert de

chaleur convective recalculés le long d'une ligne au milieu et sur les côtés de la géométrie pour les cas présentés précédemment. Les différentes structures sont représentées au milieu de la **Figure 5a**, et les coefficients de transfert de chaleur correspondants sont tracés sur ses côtés : avant, haut et arrière. L'avant étant représenté à gauche, d'où provient le flux d'air, l'axe des x est positif à gauche et négatif à droite. En outre, le graphique du haut montre  $h_c$  en fonction de l'axe des x et les graphiques de l'avant et de l'arrière montrent  $h_c$  en fonction de l'axe des y. Le coefficient a été calculé à partir du bilan des flux de chaleur arrivant à la frontière. Tout d'abord, au niveau des surfaces avant et arrière, correspondant respectivement aux graphiques gauche et droite, les transferts thermiques sont plus prévisibles. Pour les grandes géométries, qui sont tous deux des paraboloides, le transfert de chaleur à l'avant est constant avec des valeurs autour de  $16 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , tandis que les plus petites, qui sont le cône inversé et la sphère, montrent une valeur maximale près du sommet ( $25 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ), qui diminue jusqu'à une valeur minimale à la base ( $10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ). Ces valeurs reflètent le fait que le flux d'air arrive perpendiculairement au cylindre sans perturbation, ce qui permet un transfert de chaleur élevé. Ce n'est pas le cas à l'arrière des géométries, car elles présentent toutes un tourbillon qui part du haut et revient vers leur face arrière (**Figure 4**). Il en résulte une courbe avec une valeur maximale du coefficient de transfert de chaleur à l'endroit où le flux arrive, à l'arrière des géométries, de  $10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  pour toutes les géométries, à l'exception du paraboloid perforé, qui présente un vortex plus élevé et un coefficient maximal de  $5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Cependant, ces valeurs sont inférieures à celles de la face avant car la vitesse de l'écoulement est réduite par la présence des structures, comme on peut le voir sur les **Figure 5b** et **5c**.

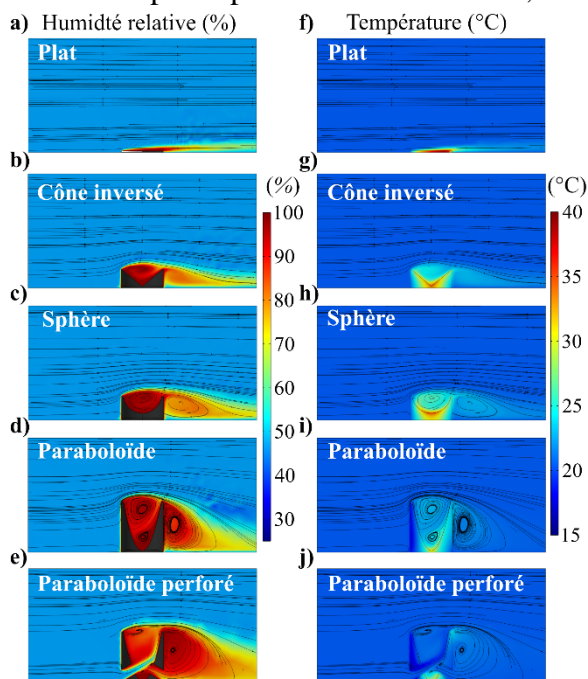


Figure 4 : de a) à e) humidité relative et courbes de vitesse du flux d'air; et de f) à j) température vue sur un plan placé au milieu du domaine pour chaque géométrie.

La surface plane, représentée uniquement sur la face supérieure, présente un coefficient plus uniforme d'environ  $10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Bien que la valeur augmente à la frontière avant, puisque la quantité de surface par transfert de chaleur est faible, la surface plane transfère de manière homogène car l'écoulement n'est pas perturbé par sa présence. Par rapport au comportement de la surface plane, les autres géométries présentent un profil de  $h_c$  qui dépend de la convection qui se produit au sommet. Elles présentent toutes un effet de vortex, visible sur les **Figure 4b-d**, qui part de la face arrière de la surface supérieure, où l'écoulement

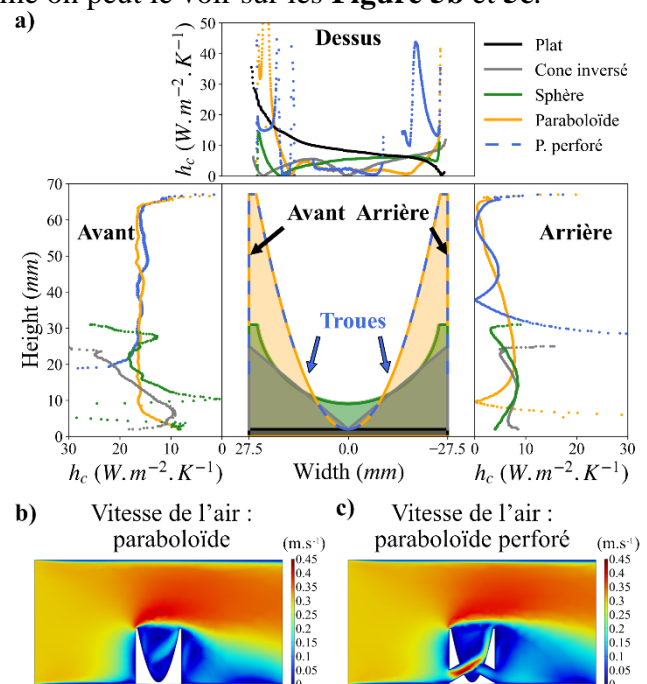


Figure 5 : a) Coefficient de transfert de chaleur sur la face avant, la face arrière et la surface supérieure ; profil de vitesse de l'air pour le : b) paraboloid, et c) paraboloid perforé.



touche la structure, puis se déplace vers l'intérieur en passant par le centre de la géométrie concave, puis vers la face avant de la géométrie supérieure. Ce tourbillon est directement visible sur le coefficient de transfert de chaleur, puisque l'air s'écoulant sur une surface entraîne un transfert de chaleur plus important. Par conséquent, le cône inversé, la sphère et le parabololoïde présentent chacun une valeur élevée à l'arrière (à droite du graphique) et diminue jusqu'à une faible valeur, inférieure à  $8 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , puis augmente à nouveau à l'avant (à gauche du graphique). Le parabololoïde présente une courbe plus raide à l'avant, avec une valeur croissante supérieure à  $15 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , une valeur que la sphère et le cône inversé ne dépassent pas. Le parabololoïde perforé, cependant, montre un comportement différent qui est causé par l'écoulement à travers les perforations. En fait, comme on peut le voir sur la **Figure 5c**, l'écoulement à l'intérieur des perforations à l'avant du parabololoïde perforé est rapide, ce qui se traduit directement par une valeur  $h_c$  élevée, autour de  $40 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , visible en bleu sur la droite du graphique supérieur, là où la perforation commence. Le transfert de chaleur devient élevé puis diminue. Cependant, en raison du flux d'air, ce comportement n'est pas symétrique, de sorte que la face avant de la surface supérieure ne présente pas un transfert aussi élevé. Les perforations sont donc thermiquement bénéfiques, car elles augmentent le transfert de masse et donc le transfert de chaleur, mais comme l'air est rapidement saturé, cet effet ne se traduit guère par une augmentation de l'évaporation.

#### 4 Conclusion

Dans cette étude, un nouvel évaporateur solaire combinant un squelette imprimé en 3D pour créer des géométries uniques recouvertes de charbon actif (CA) a été modélisé et validé en utilisant un ensemble de résultats expérimentaux obtenus sur différentes géométries d'évaporateur. Un taux d'évaporation de  $1,91 \text{ kg m}^{-2} \text{ h}^{-1}$  a été atteint à  $293,15\text{K}$  sous une illumination solaire de  $1 \text{ kW m}^{-2}$ . Il a été constaté que le taux d'évaporation dépend fortement de la surface d'évaporation. Une étude des coefficients d'échange thermique a montré leur variation en fonction de la géométrie. Il a également été constaté que la géométrie utilisée pour l'évaporation doit permettre le passage de l'air, afin que l'échange thermique soit favorisé par le flux d'air et que l'air saturé en eau puisse être évacué, ce qui a été facilité par des perforations à la base de la structure parabololoïde imprimée en 3D. Grâce à cette nouvelle structure imprimée en 3D et remplie de CA, une grande variété de géométries précises et ouvertes peuvent être réalisées pour améliorer encore les résultats de l'évaporation solaire sous flux convectif.

#### Références

- [1] C. Chen, Y. Kuang, L. Hu, Challenges and Opportunities for Solar Evaporation, *Joule*. 3 (2019) 683–718. <https://doi.org/10.1016/j.joule.2018.12.023>.
- [2] R. Fillet, V. Nicolas, V. Fierro, A. Celzard, A review of natural materials for solar evaporation, *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 219 (2021) 110814. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2020.110814>.
- [3] R. Fillet, V. Nicolas, V. Fierro, A. Celzard, Modelling heat and mass transfer in solar evaporation systems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 181 (2021) 121852. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121852>.
- [4] P. Zhang, Q. Liao, H. Yao, Y. Huang, H. Cheng, L. Qu, Direct solar steam generation system for clean water production, *Energy Storage Materials*. 18 (2019) 429–446. <https://doi.org/10.1016/j.ensm.2018.10.006>.
- [5] G. Liu, J. Xu, K. Wang, Solar water evaporation by black photothermal sheets, *Nano Energy*. 41 (2017) 269–284. <https://doi.org/10.1016/j.nanoen.2017.09.005>.
- [6] X. Wu, G.Y. Chen, G. Owens, D. Chu, H. Xu, Photothermal materials: A key platform enabling highly efficient water evaporation driven by solar energy, *Materials Today Energy*. 12 (2019) 277–296. <https://doi.org/10.1016/j.mtener.2019.02.001>.

- [7] V. Nicolas, F. Vanin, D. Grenier, T. Lucas, C. Doursat, D. Flick, Modeling bread baking with focus on overall deformation and local porosity evolution, *AIChE Journal*. 62 (2016) 3847–3863. <https://doi.org/10.1002/aic.15301>.
- [8] Y. Shi, R. Li, Y. Jin, S. Zhuo, L. Shi, J. Chang, S. Hong, K.-C. Ng, P. Wang, A 3D Photothermal Structure toward Improved Energy Efficiency in Solar Steam Generation, *Joule*. 2 (2018) 1171–1186. <https://doi.org/10.1016/j.joule.2018.03.013>.

**Remerciements** - Recherche soutenue financièrement par le Ministère des armées – Agence de l’innovation de défense