

CONDITIONS OPERATOIRES OPTIMALES FAVORISANT LA CONDENSATION DE VAPEUR D'EAU EN MILIEU PARTIELLEMENT CLOS SOUMIS A DES VARIATIONS DE TEMPERATURE ET D'HUMIDITE

J. BATINA^{1*}, R. PEYROUS², J. CASTAING-LASVIGNOTTES¹

¹ Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP), Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA), BP 1155 – 64013 Pau, France.

² ex membre du Laboratoire d'Electronique des Gaz et des Plasmas, UPPA, BP 1155 – 64013 Pau, France.
jean.batina@univ-pau.fr, rene.peyrous@laposte.net, jean.castaing@univ-pau.fr

RESUME

Cette étude vise à déterminer les paramètres les plus significatifs et agissant sur la condensation de la vapeur d'eau présente dans l'air, en milieu partiellement clos. Une structure parallélépipédique de 0,25 m³ est soumise à des conditions atmosphériques extérieures (température et hygrométrie) qui génèrent dans cet espace, des mouvements convectifs et des variations thermiques. Ceux-ci conduisent localement, en volume et/ou sur les parois, à la condensation de l'eau présente initialement dans l'air contenu ou introduit par renouvellement (orifice) dans le volume considéré. Selon les simulations numériques, les quantités d'eau condensée obtenues dépendent : 1) des dimensions de la structure (volume et parois), 2) du renouvellement de l'air (fonction des dimensions de l'orifice et de la convection interne) et de son hygrométrie propre, 3) du déphasage temporel entre les conditions thermiques et hygrométriques. Les résultats obtenus montrent qu'il existe des conditions particulières pour obtenir un maximum de condensation.

NOMENCLATURE

$\vec{V}$ = (u, v) champ de vitesses	(m.s ⁻¹)	D diffusivité massique	(m ² .s ⁻¹)
g accélération de la pesanteur	(m.s ⁻²)	h hauteur de l'orifice	(m)
p pression	(Pa)	<i>Symboles grecs</i>	
T température	(K)	ϕ déphasage entre T et HR	
t temps	(s)	λ conductivité thermique	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
c _p capacité calorifique	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	μ viscosité dynamique	(Pa.s)
c concentration		ρ masse volumique	(kg.m ⁻³)

1. INTRODUCTION

Une partie de cette étude, déjà présentée au congrès SFT08 [1] vise à déterminer les paramètres les plus significatifs et agissant, en milieu partiellement clos, sur les effets de condensation de vapeur d'eau présente dans l'air. La structure prise en exemple (0,25 m³) est soumise à des conditions atmosphériques extérieures (température et hygrométrie) qui génèrent dans ce volume, des mouvements convectifs et des variations thermiques. Ceux-ci conduisent localement, en volume et/ou sur les parois, à la condensation de l'eau présente dans l'air, initialement contenu ou introduit par renouvellement (orifice) dans le volume considéré. L'approche des conditions atmosphériques extérieures a été faite, dans un premier temps, de façon simplifiée en assimilant les variations de température journalières (T) à une fonction sinusoïdale et les variations d'hygrométrie relative (HR) à des créneaux de même période. Ces deux paramètres sont liés par un déphasage temporel ϕ que l'on a fait varier par pas de 3h, de 0 à 24h. Les évolutions de température, d'hygrométrie et de quantité d'eau condensée qui en découlent, sont présentées pour différents instants de la journée en fonction du déphasage et des dimensions de l'orifice pour une seule coupe transverse (coupe largeur).

2. MODELISATION ET EQUATIONS

Dans le domaine parallélépipédique de dimensions internes : 0,47 m x 0,40 m x 1,76 m, nous ne considérerons qu'une coupe transversale (0,47 m x 0,40 m) selon laquelle s'effectuent les mouvements convectifs. Les parois sont en marbre, d'épaisseur 0.1 m. L'orifice h , dont on fera varier les dimensions de 2 cm à 30 cm et par lequel s'effectue le renouvellement de l'air sous l'effet du seul gradient thermique intérieur - extérieur, est situé du côté des parois contraintes en partie haute (figure 1).

Dans ces conditions, le système d'équations à résoudre comprend la conservation de la quantité de mouvement et de continuité (Navier-Stokes) ainsi que la conservation de l'énergie. Les formes vectorielles classiques de ces équations sont les suivantes :

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\nabla p + \mu \nabla^2 (\nabla \vec{V} + \nabla' \vec{V}) + \rho \vec{g} \quad (1)$$

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (2)$$

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla T \right] = \lambda \Delta T + S \quad (3)$$

A ces équations de la dynamique et de la thermique, il faut ajouter l'équation de transport de la vapeur d'eau donnée par :

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla c = \vec{\nabla} (D \vec{\nabla} c) + S' \quad (4)$$

où S et S' représentent respectivement les termes sources (thermique pour l'équation 3 et massique pour l'équation 4) liés à l'évaporation et à la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air.

Partant d'une configuration définie, des variations sinusoïdales de température ($T=15 \pm 5^\circ\text{C}$), $+15^\circ\text{C}$ à 6h du matin, maximale à 12h et minimale à 24h et des variations en créneau de l'hygrométrie relative (HR = 60% pendant 10h, HR = 90% pendant 14h) sont imposées (figure 2). Les conditions thermiques et hygrométriques de l'air extérieur, à pression normale, varient dans le temps, avec une période de 24h. A l'instant $t=0$ (6h du matin), on suppose que le fluide, à l'intérieur du volume considéré, est au repos avec une humidité relative et une température uniformes. La contrainte thermique n'est appliquée que sur 2 faces extérieures adjacentes, les 2 autres faces étant laissées adiabatiques.

L'humidité relative et les températures mises en jeu sont issues des valeurs moyennes provenant des résultats expérimentaux obtenus par Perard et Leborgne [2] et Beysens et al. [3]. De plus, les écarts de température sont suffisamment faibles pour justifier l'approximation de Boussinesq.

Aucune contrainte hygrométrique n'est imposée au fond du volume, et on suppose que la nature du matériau des parois (marbre) reste dans un premier temps inchangée, malgré l'importance de son rôle. La modélisation des processus est bidimensionnelle, c'est-à-dire selon une coupe transversale qui tient compte de la conduction thermique à travers les parois. Le maillage est de type structuré. Il est fortement raffiné dans le sillage de l'orifice et au voisinage des parois. Il comprend au total 5940 (66 par 90) mailles.

Les équations sont résolues par la méthode des volumes finis au moyen du logiciel Aquilon®, développé en particulier par Caltagirone [4], avec un schéma en temps de Gear d'ordre 2, dont le pas de temps est fixé à 5 s. En partant de ces conditions initiales stables, on montre que le système atteint un régime stationnaire (plus de variation pour la même heure d'un jour à l'autre) au bout de 3 jours.

L'étude, en fonction de ϕ et des dimensions du trou h , sur le comportement dynamique et les effets de condensation, montre l'existence d'un optimum de condensation lié à ces paramètres.

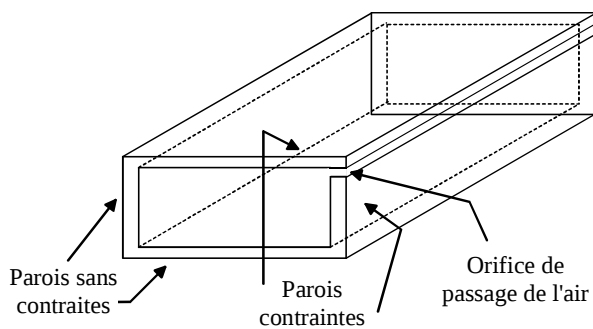


Figure 1. Coupe transversale montrant les conditions aux limites.

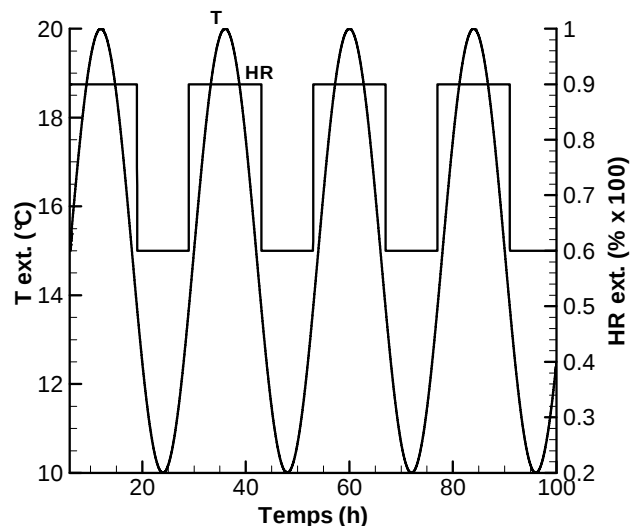


Figure 2. Evolutions de la température et de l'humidité relative de l'air extérieur imposées comme conditions aux limites du modèle sur les parois contraintes (déphasage $\phi = 12$ h)

3. RESULTATS

Compte tenu de l'étendue du champ d'investigation, la simulation numérique permet de prendre en considération le grand nombre de paramètres que l'on peut faire varier. Cependant, nous avons choisi de ne montrer que les résultats les plus significatifs dans la configuration figée et décrite précédemment : coupe large, trou de 8cm, déphasage $\phi = 12$ h.

Les courbes présentées permettent une vue locale et à tout instant du comportement thermique et massique du cas étudié.

Le comportement sur les coupes bidimensionnelles des champs de température et d'hygrométrie (en terme d'humidité spécifique) locales est représenté dans les figures 3 et 4. Les isothermes - valeurs d'écart par rapport à 15°C - (figures 3) montrent des mouvements convectifs assez importants, bien que naturels. Ils sont dus à des gradients de température avoisinant 5 °C dans certains cas. Ce comportement met en évidence les déphasages dus à la présence des parois de marbre qui présentent beaucoup plus d'inertie thermique que l'air intérieur de l'enceinte.

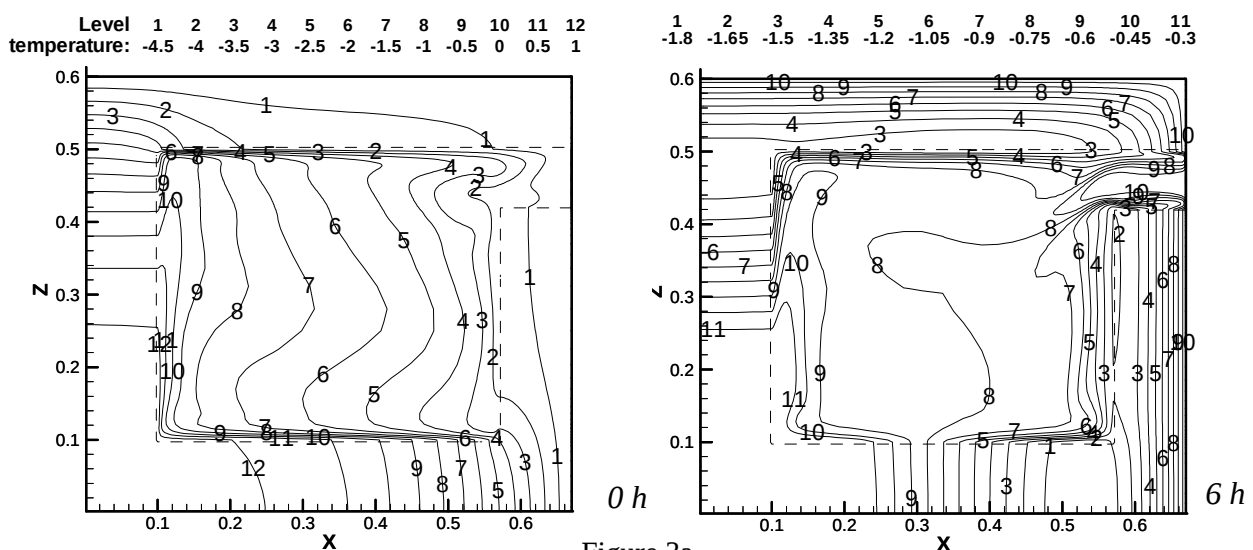


Figure 3a

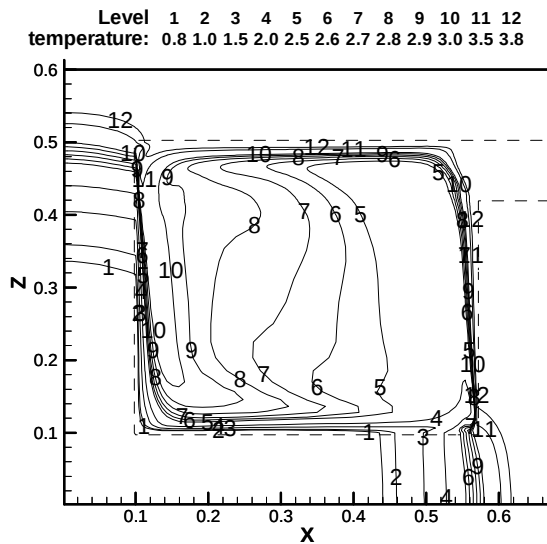
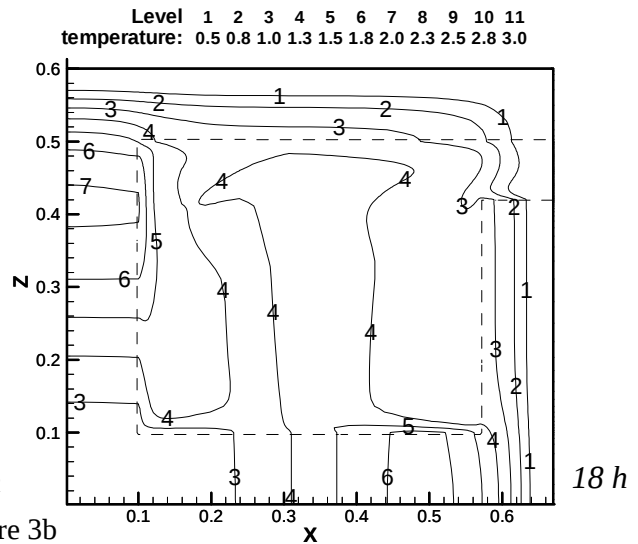


Figure 3b



Figures 3. Evolutions des isothermes à l'intérieur du système à différents instants.
a) 0h – 6h ; b) 12h – 18h.

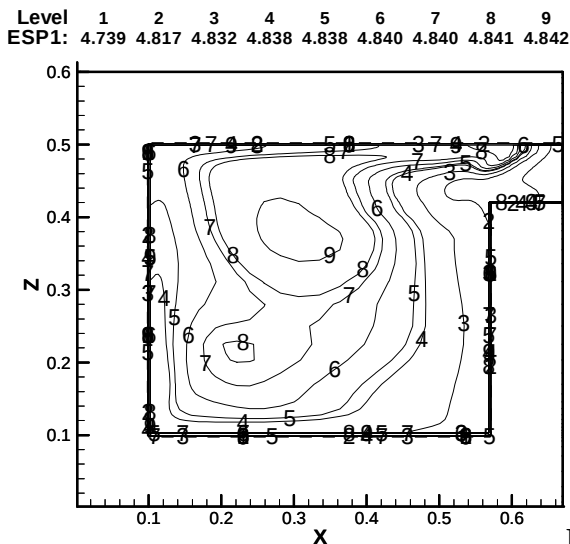


Figure 4a

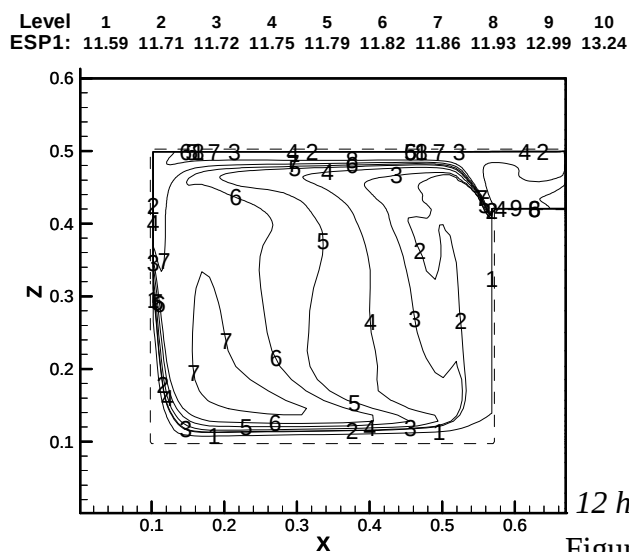
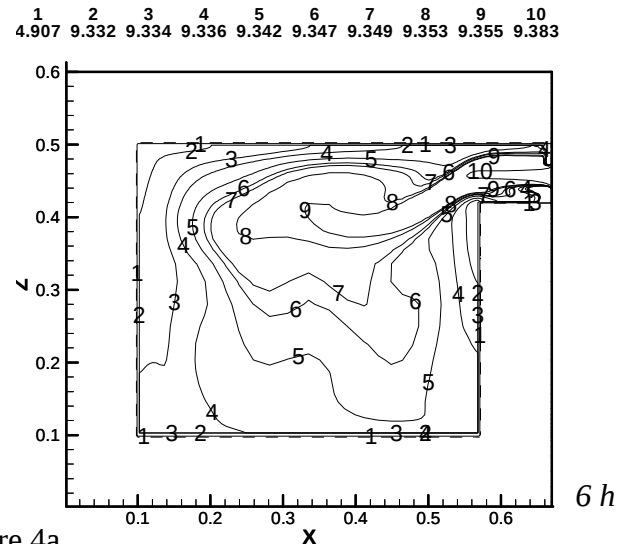
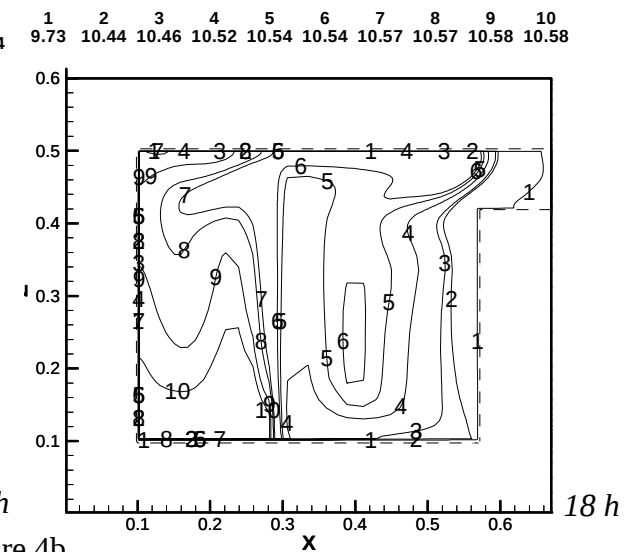


Figure 4b

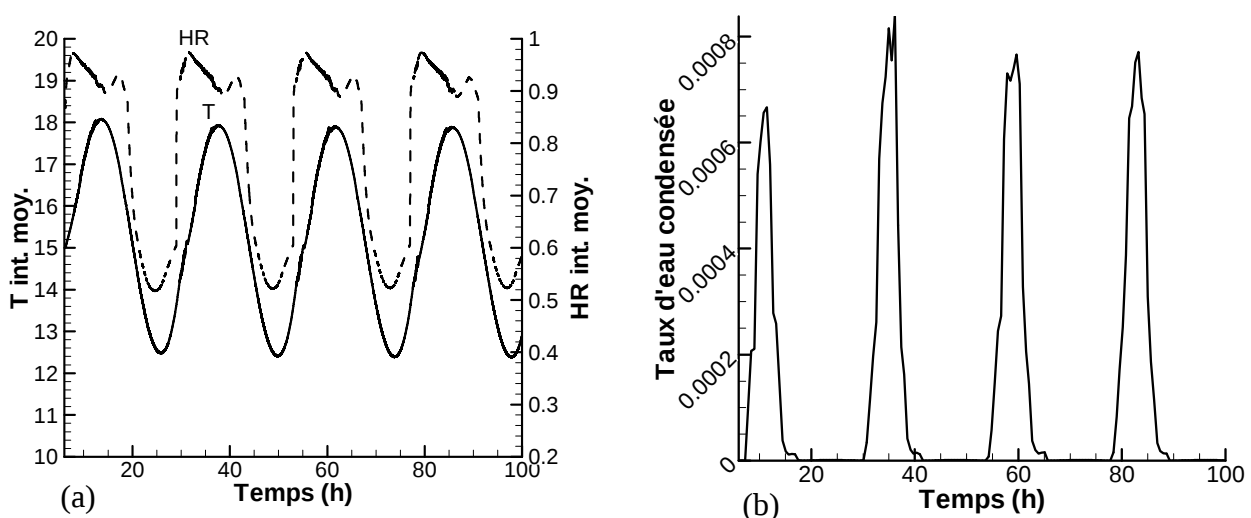


Figures 4. Evolutions des humidités absolues (g/kg d'air sec) à l'intérieur du système à différents instants
a) 0h – 6h ; b) 12h – 18h.

Concernant les iso humidités spécifiques (figures 4), on observe une concentration de l'humidité relativement élevée au voisinage de l'orifice et des parois soumises aux contraintes. La répartition de l'hygrométrie en dehors de ces zones reste relativement homogène. Il semble que le phénomène de diffusion de la vapeur d'eau au sein de la cavité ait une cinétique plus importante que celle de convection et participe plus activement à l'homogénéisation de l'humidité.

Ainsi, en partant de conditions aux limites synchrones, coïncidence entre maxima et minima de température et d'hygrométrie relative, déphasage $\varphi = 12h$, (figure 2), on voit sur la figure 5a qu'en valeurs moyennes, les températures et hygrométries relatives suivent un comportement similaire à celui de l'extérieur de l'enceinte. On note toutefois un déphasage d'environ 2 heures entre T et HR dépendant essentiellement de la nature des parois de l'enceinte.

La figure 5b montre les conséquences de ces évolutions au travers des quantités d'eau cumulées au cours du temps sur quatre jours (taux d'eau condensée, c'est-à-dire rapport entre la quantité d'eau condensée et la quantité d'eau contenue dans l'air à l'instant initial dans le volume). Quoique relativement faible, le phénomène de condensation n'est cependant pas négligeable, et sa variation temporelle laisse apparaître un début de condensation à 7h, un maximum aux alentours de 12h et une fin du phénomène (passage de condensation à évaporation) à 15h. Cette première phase de condensation correspond à un apport d'eau par renouvellement, c'est-à-dire aux échanges hygrométriques entre l'extérieur et l'intérieur de l'enceinte.



Figures 5. Evolutions de la température moyenne et de l'humidité relative moyenne de l'air intérieur (a) ainsi que de la quantité moyenne d'eau condensée dans l'enceinte (b).

On doit noter une seconde phase de condensation qui débute à 19h et se termine à 29h (5h du matin), avec un maximum aux alentours de 1h30 le jour suivant. Cette seconde phase, beaucoup moins importante que la première, correspond à la baisse de température interne. Ces figures démontrent de manière saisissante l'importance des échanges thermiques et surtout hygrométriques avec le milieu extérieur par rapport au phénomène purement convectif à l'intérieur de l'enceinte.

Les courbes précédentes permettent une vue locale et à tout instant du comportement dynamique massique et thermique du cas étudié. Néanmoins une vue globale de ce comportement (par intégration numérique des variables dans l'espace) illustre mieux les phénomènes d'évaporation - condensation qui ont lieu dans l'enceinte (figure 6). Cette figure montre l'existence de maxima de condensation fonctions des paramètres imposés.

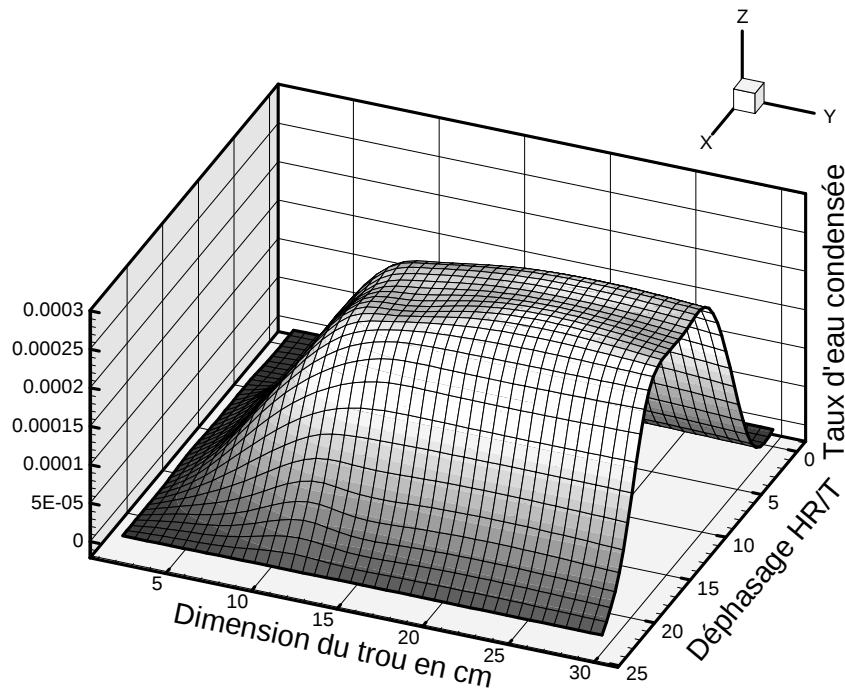


Figure 6. Quantité maximale d'eau condensée en fonction du déphasage HR / T et des dimensions de l'orifice

4. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Cette étude paramétrique montre une dépendance importante de la quantité condensée par rapport aux différents paramètres étudiés. Les simulations en cours avec d'autres conditions opératoires – coupe (longitudinale), dimensions de trou, hygrométrie imposée sur le fond du volume – montrent également l'existence de maxima dépendant des conditions fixées. Les quelques résultats obtenus ouvrent des perspectives prometteuses susceptibles d'améliorer le phénomène de condensation dans ce type de géométrie. Les possibilités d'utilisation du modèle sont nombreuses : systèmes de récupération d'eau, caves d'affinage, champignonnières, etc.

5. REFERENCES

1. J. Batina, R. Peyrous, J. Castaing-Lasvignottes, 2008, Condensation de vapeur d'eau en milieu partiellement clos soumis à des conditions périodiques de température et d'humidité : simulation et influence des conditions opératoires. *Congrès SFT 2008, Toulouse, juin 2008*.
2. G. Perard, C. Leborgne. 1961, Sarcophage d'Arles-sur-Tech, *Houille Blanche, rapport technique*, vol. 6, pp. 873-881.
3. D. Beysens, M. Muselli, J.-P. Ferrari, A. Junca, 2001, Water production in an ancient sarcophagus at Arles-sur-Tech (France). *Atmospheric Research*, vol. 57, pp. 201-212.
4. J.-P. Caltagirone, J. Breil, 1999, Sur une méthode de projection vectorielle pour la résolution des équations de Navier-Stokes. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences - Séries IIB - Mechanics-Physics-Astronomy*, vol. 327, issue 11, pp. 1179-1184

Remerciements: Nous remercions Monsieur Stéphane Glockner du Laboratoire TREFLE - UMR 8508, 16, av. Peyberland, 33607 Pessac Cedex, pour l'aide apportée dans l'utilisation du logiciel Aquilon®.