# Comparaison des performances thermodynamiques de deux systèmes évaporatifs à température de rosée par la méthode de désirabilité

**Amel F. Boudjabi*[1,3], Chadi Maalouf[2], Tala Moussa[2], Djallel Abada[3], Djamila Rouag[3], Mohammed Lachi[2], Guillaume Polidori[2]**

[1]*Département de Mécanique, Faculté FSSA, Université d'Oum El Bouaghi, 04200, Oum El Bouaghi*
[2] *MATIM, Université de Reims Champagne Ardenne,* **51687 Reims cedex 2, France**
[3]**Laboratoire Energie & Environnement, Université Constantine3, 25016 Ali Mendjeli, Algeria**
***amel.boudjabi@univ-oeb.dz***

*RESUME. Les étés de plus en plus chauds sur la quasi totalité du territoire algérien, engendrent une consommation excessive d'électricité par les systèmes de climatisation. L'intérêt des systèmes de rafraichissement par évaporation à température de rosée comme alternative aux climatiseurs conventionnels est soulignée dans cette contribution. Une approche numérique par la fonction de désirabilité est utilisée pour prédire les paramètres de fonctionnement optimaux. Deux configurations de ces systèmes : le système à régénération du type contre-courant et le système combiné à courant parallèle et contre-courant sont traitées et ce, sous différentes zones climatiques d'Algérie. Le modèle numérique a permis l'analyse paramétrique d'optimisation multi-objectif. Les résultats suggèrent que, la capacité de rafraichissement et le coefficient de performance du système combiné sont plus élevés dans les climats plus secs. A efficacité à température de rosée égale, ce dernier améliore la capacité de rafraîchissement d'air de 5 %, mais augmente la consommation d'eau de 40%.*

*MOTS-CLÉS : Système évaporatif, optimisation, fonction de désirabilité.*

ABSTRACT. *Summers have become increasingly hot and dry over almost all of Algeria, leading to an excessive use of air conditioning systems. This work highlights the interest of dew point evaporative cooling systems as an alternative to conventional air conditioners. A numerical approach by the desirability function is used to predict the optimal operating parameters for two configurations of these systems: the regenerative cooler and the combined parallel - regenerative system, under different climatic zones of Algeria. The numerical model developed allowed the parametric analysis of a multi-objective optimization, predicting the optimal conditions for both configurations. The results suggest that the cooling capacity and coefficient of performance of the combined device are higher in drier climates. At same dew point efficiency, the combined configuration improves air cooling capacity by 5%, while it increases water consumption by approximately 40%.*

*KEYWORDS : evaporative dew point coolers, optimisation approach, desirability function.*

## 1. INTRODUCTION

Le secteur du bâtiment représente 42 % de la consommation d'énergie en Algérie. L'utilisation de la climatisation, en particulier, connaît une croissance très rapide mais reste très énergivore. Les refroidisseurs évaporatifs sont une alternative prometteuse et viable aux systèmes à compression de vapeur, largement utilisés dans le monde (Anisimov et Pandelidis, 2015).

Le système évaporatif indirect comporte deux canaux parallèles séparés par un milieu poreux saturé en eau, l'air extérieur pénètre dans le canal sec et transfère sa chaleur sensible à l'air du canal humide alimenté par l'air du local grâce à l'évaporation du film d'eau se trouvant du côté canal humide, les deux flux d'air étant séparés (Ren et Yang, 2006).

Dans le système évaporatif à température de rosée (Maisotsenko et al., 2003 ; Liu et al., 2019), la différence se produit à la fin du canal sec, où une partie de l'air primaire est renvoyée dans le canal humide, pour récupérer la chaleur transférée au film d'eau (voir Figure 1). Une autre configuration consiste en un système combinant un flux parallèle et un flux à contre-courant comme illustré sur la Figure 2 (Hasan, 2010). Les résultats de ces modèles sont validés expérimentalement sous différentes conditions climatiques et de fonctionnement. L'efficacité à température humide atteint 116 %.

Figure 1 : *Système évaporatif à température de rosée à régénération (contre-courant)*

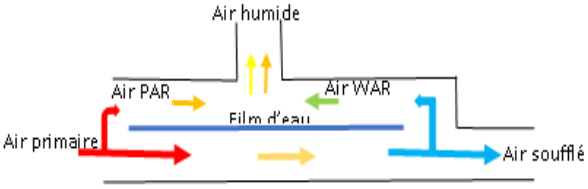


Figure 2 : *Système évaporatif à température de rosée combiné parallèle- à régénération*

Pakari et al. (2019) ont réalisé des simulations à 1D et 3D et ont montré un accord entre les résultats numériques et expérimentaux avec 8,5 % et 10 % d'écart respectivement. Pandelidis et al. (2017) ont utilisé des simulations numériques pour deux échangeurs combinés originaux en comparaison à un échangeur M-cycle à courants croisés et ont abouti à une efficacité supérieure pour le cas combiné. Jafarian et al.(2017) ont, quant à eux, réalisé une étude de modélisation et d'optimisation en 2D à l'aide du CFD openFOAM et d'un algorithme mathématique multi-objectifs basé sur un réseau de neurones polynomial. Les valeurs optimales des variables de décision tendent à maximiser le coefficient de performance COP et à minimiser la surface spécifique du système. Dans la simulation numérique de Lin et al. (2020), un modèle bidimensionnel d'un échangeur à température de rosée est validé par des mesures expérimentales portant l'écart à environ 4,7 %. Une étude d'optimisation a amélioré les performances du système de 36 à 92 % du COP.

Cependant, l'analyse et la comparaison entre les différentes configurations font toujours défaut, notamment concernant la consommation d'eau. Deux systèmes sont ainsi sélectionnés dans la présente étude et comparés par optimisation pour trois villes algériennes à climat différent : le système évaporatif à température de rosée à contre-courant et le système évaporatif combiné parallèle – contre-courant. Pour la partie optimisation, l'approche de désirabilité est appliquée à l'aide de l'outil GenOpt (Wetter, 2009). Au départ, les modèles mathématiques sont implémentés dans l'environnement de simulation SPARK. Ensuite, en utilisant l'algorithme hybride GPS/PSO, une optimisation est effectuée pour identifier les paramètres de conception d'entrée pour les différentes configurations. Les résultats sont présentés pour les villes de Constantine, Alger et Ouargla et permettent de mieux comprendre les paramètres de conception clés des systèmes évaporatifs à température de rosée ainsi que l'interaction des facteurs de performance.

## 2. MODELE MATHEMATIQUE

Le système est divisé en cellules dont un élément est illustré sur la Figure 3 permettant la réalisation des différents bilans de chaleur et de masse.

### 2.1. BILAN D'ENERGIE

Le bilan de conservation de l'énergie à travers l'élément de calcul de longueur dx (Fig. 3) dans le canal sec, pour une largeur constante 'l' du système est exprimé par :

$$\frac{\dot{m}_d C_{pa}}{l}\frac{dT_d}{dx} = -U_d(T_d - T_{fw}) \quad (1)$$

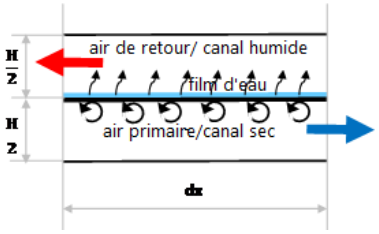


Figure 3 : *Elément de calcul*

Le bilan d'énergie dans le canal humide est exprimé par la relation suivante :

$$\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{l}\frac{dt_a}{dx} = -h_{aw}(T_{fw} - t_a) - \rho h_m(g_{fw} - g_a)C_{pv}t_a \quad (2)$$

avec :

$$\frac{h_{aw}}{h_m} = \rho C_{pv} Le^{2/3} \text{ (relation de Lewis)} \quad (3)$$

L'équation de conservation de la masse dans le canal humide:

$$\frac{\dot{m}_a}{D}\frac{dg_a}{dx} = -\rho h_m(g_{fw} - g_a) \quad (4)$$

Le bilan d'énergie entre les flux d'air des deux canaux à travers le milieu saturé en eau (noté fw) les séparant sur l'élément dx se résume à :

$$\frac{\dot{m}_{fw} C_{pfw}}{l}\frac{dT_{fw}}{dx} = -U_d(T_d - T_{fw}) + \rho h_m(g_{fw} - g_a) + h_{aw}(T_{fw} - t_a) \quad (5)$$

Il est à noter que les coefficients de transfert de chaleur sont obtenus par le nombre de Nusselt pour un écoulement laminaire dans un conduit rectangulaire (Anisimov et al., 2014).

## 2.3. EFFICACITES A TEMPERATURE HUMIDE ET A TEMPERATURE DE ROSEE

L'efficacité à température du bulbe humide et l'efficacité à température de rosée sont définies par les équations eq. 6 et eq.7 (Lin et al., 2020).

$$\varepsilon_{wb} = \frac{T_{d,out} - T_{d,in}}{T_{wb} - T_{in}} \quad (6)$$

$$\varepsilon_{dp} = \frac{T_{d,out} - T_{d,in}}{T_{dp} - T_{d,in}} \quad (7)$$

## 2.4. CAPACITE DE REFROIDISSEMENT ET COEFFICIENT DE PERFORMANCE COP

La capacité de refroidissement et le COP contribuent aux performances globales du système, ceci nécessite l'évaluation de la perte de charge (Jafarian et al., 2017; Kashyap et al., 2020 ; Sohani et al., 2018), ainsi que de la consommation électrique pour la ventilation et la production d'air frais.

### 2.4.1. Capacité de refroidissement

Elle est exprimée comme suit :

$$\dot{Q} = \dot{m}_d(1 - WAR)C_{pa}(T_{d,in} - T_{d,out}) \quad (8)$$

Où WAR est le ratio entre l'air de retour dans le canal humide et l'air primaire du canal sec.

2.4.2. Coefficient de performance

Le coefficient de performance COP est le rapport entre la puissance de refroidissement et la puissance électrique des ventilateurs, pompes et thermostats (Lin et al., 2020):

$$COP = \frac{\dot{Q}}{P_t} \quad (9)$$

## 3. OPTIMISATION A REPONSES MULTIPLES

Un problème d'optimisation multi-réponses peut être résolu en utilisant plusieurs approches comme l'approche de désirabilité utilisée dans cette étude. Il s'agit de la transformation de toutes les réponses obtenues à différentes échelles en une valeur sans échelle. Pour chaque réponse Yi(x), une fonction de désirabilité di(Yi ) est affectée d'un nombre compris entre 0 et 1. La valeur 0 correspond à une réponse indésirable, tandis que la valeur 1 correspond à la performance optimale pour les facteurs considérés. Les désirabilités obtenues sont ensuite combinées à l'aide de la moyenne géométrique, ce qui aboutit à la désirabilité totale D:

$$D = (d_1 d_2 \dots d_n)^{1/n} = \left(\prod_{i=1}^{n} d_i\right)^{\frac{1}{n}} \quad (6)$$

Le problème ainsi posé est résolu en maximisant la désirabilité totale. Pour chaque facteur, une désirabilité est calculée selon la méthode de Derringer and Suich (1980) :

$$d = \begin{cases} 0 & si\ (y < L) \\ \left(\frac{y - L}{T - L}\right)^r & si\ (L \leq y \leq T) \\ 1 & si\ \ (y > T) \end{cases} \quad (11)$$

Où L et T sont respectivement la limite inférieure et la valeur cible de y. r est un facteur de pondération pris égal à 1. Trois facteurs principaux sont ainsi déterminés : l'efficacité à température de rosée, la capacité ou puissance de refroidissement et le COP. Pour chaque facteur, la désirabilité d est calculée, puis celle totale est déterminée selon l'équation 10 avec n=3, signifiant que tous les facteurs ont la même pondération.

| Variables | Unité | Minimum | Maximum |
|---|---|---|---|
| Longueur | mm | 600 | 800 |
| Largeur l | mm | 375 | 500 |
| Hauteur du canal, H/2 | mm | 3 | 10 |
| WAR | - | 0,1 | 0,5 |
| Vitesse entrée air, V | m/s | 1,5 | 3,5 |
| PAR | - | 0,1 | 0,9 |
| Lparallel | - | 0 | 0,66 |

Tableau 1 : *Variables de décision*

### 3.1. VARIABLES DE DECISION

Les variables de décision sont présentées dans le Tableau 1. Pour le système combiné, le ratio d'air de la partie parallèle (PAR) défini comme le rapport du débit d'air de retour au débit d'air primaire dans

la section d'écoulement parallèle, et Lparallel, qui est la longueur relative de la partie parallèle à la longueur totale du refroidisseur sont aussi considérées.

# 4. RESULTATS POUR LA VILLE DE CONSTANTINE

## 4.1. SYSTEME EVAPORATIF A TEMPERATURE DE ROSEE A REGENERATION

Le tableau 2 montre les résultats d'optimisation pour les 3 villes étudiées. En particulier, pour la ville de Constantine, l'efficacité à température de rosée, le coefficient de performance COP et la capacité de rafraîchissement sont respectivement de 72,5 %, 38 et 2750 W pour une valeur de désirabilité totale de 0,66. Ces valeurs sont évaluées pour un taux d'air de retour WAR de 0,36, une longueur d'échangeur de 0,6 m, une vitesse d'air sec primaire de 3 m/s et un canal de 3 mm de hauteur. Par rapport au cas de référence, l'optimisation a permis d'améliorer l'efficacité en température de rosée de 11%, le COP de 10% et la capacité de 41%.

## 4.2. SYSTEME EVAPORATIF A TEMPERATURE DE ROSEE COMBINE

La figure 4 montre plus explicitement la variation de la désirabilité totale D, de l'efficacité à température de rosée, du COP et de la capacité de rafraîchissement en fonction des paramètres du système combiné pour la ville de Constantine. Les résultats de l'optimisation multi-objectifs sont indiqués en 'X' sur les courbes. En effet, un taux d'air dans la partie à contre-courant WAR de 0,33, un taux d'air dans la partie parallèle PAR de 0,58, une longueur parallèle relative de 15 % de la longueur d'échangeur de 0,6 m, une vitesse d'air primaire de 2,9 m/s et une hauteur du canal de 3 mm, représentent les paramètres d'entrée optimaux prédits. Par rapport au refroidisseur à température de rosée à régénération, à la même efficacité à température de rosée, le COP et la capacité de refroidissement sont supérieurs de 5,3 % et 5 % respectivement. D'après la même figure, il est à noter que la désirabilité totale D est très sensible à la hauteur du canal et s'annule à des valeurs supérieures à 4 mm. Elle est également sensible à WAR et Lparallel (Boudjabi et al. , 2021).

## 4.3. RESULTATS D'OPTIMISATION POUR DIVERSES CONDITIONS CLIMATIQUES EN ALGERIE

Sur le tableau 2 sont représentés les résultats optimisés comparatifs pour les trois villes choisies. Le système à régénération présente des améliorations substantielles entre le cas de base (de référence) et le cas optimal. Pour ce dernier, la longueur et l'espace du canal sont réduits, en revanche, la vitesse et le taux d'air de retour sont augmentés. La température de l'air soufflé atteint 21,5 °C pour Alger, ce qui signifie que l'air est refroidi d'environ 10,5 °C par rapport aux conditions extérieures, ceci indique que la technologie de refroidissement évaporatif à point de rosée est réalisable pour cette ville.
En comparant la configuration combinée à la configuration régénérative dans les cas optimisés, l'utilisation du type combiné n'apporte aucune amélioration de l'efficacité de point de rosée, par contre, la capacité de refroidissement augmente d'environ 5 %. Cependant, ces améliorations peuvent être contrebalancées par sa technologie qui reste plus complexe que celle du système à régénération.

## 4.4. CONSOMMATION D'EAU

Les résultats d'optimisation pour les différentes zones climatiques montrent que le meilleur cas correspond à Ouargla, ville située dans le Sahara algérien, région caractérisée par de faibles précipitations soutenant un stress hydrique, la prévision de la consommation d'eau est donc nécessaire. La valeur théorique de la consommation d'eau $\dot{m}_w$ pour la conception optimale dans les deux configurations pour les trois villes étudiées est calculée selon la formule suivante :

$$\dot{m}_w = \dot{m}_d\left[PAR\ (g_{a,in} - g_{a,out})_{par} + WAR(g_{a,in} - g_{a,out})_{reg}\right] \quad (7)$$

Où $g_{a,in}$ et $g_{a,\ out}$ représentent la teneur en eau dans l'air à l'entrée et sortie du canal humide, alors que 'par' et 'reg' définissent la partie parallèle et à régénération du système.

Ainsi, la consommation d'eau du système combiné est supérieure à celle du système à régénération avec une augmentation de 43% pour la ville d'Alger, 42% pour Ouargla et 38% pour Constantine. On notera par ailleurs que, Ouargla présente une consommation théorique d'eau de 7,6 kg/h pour le système à régénération et 10,8 kg/h pour le système combiné soit 135% et 137,5% supérieure à celle d'Alger pour les deux systèmes respectivement, Alger étant une région côtière à climat humide.

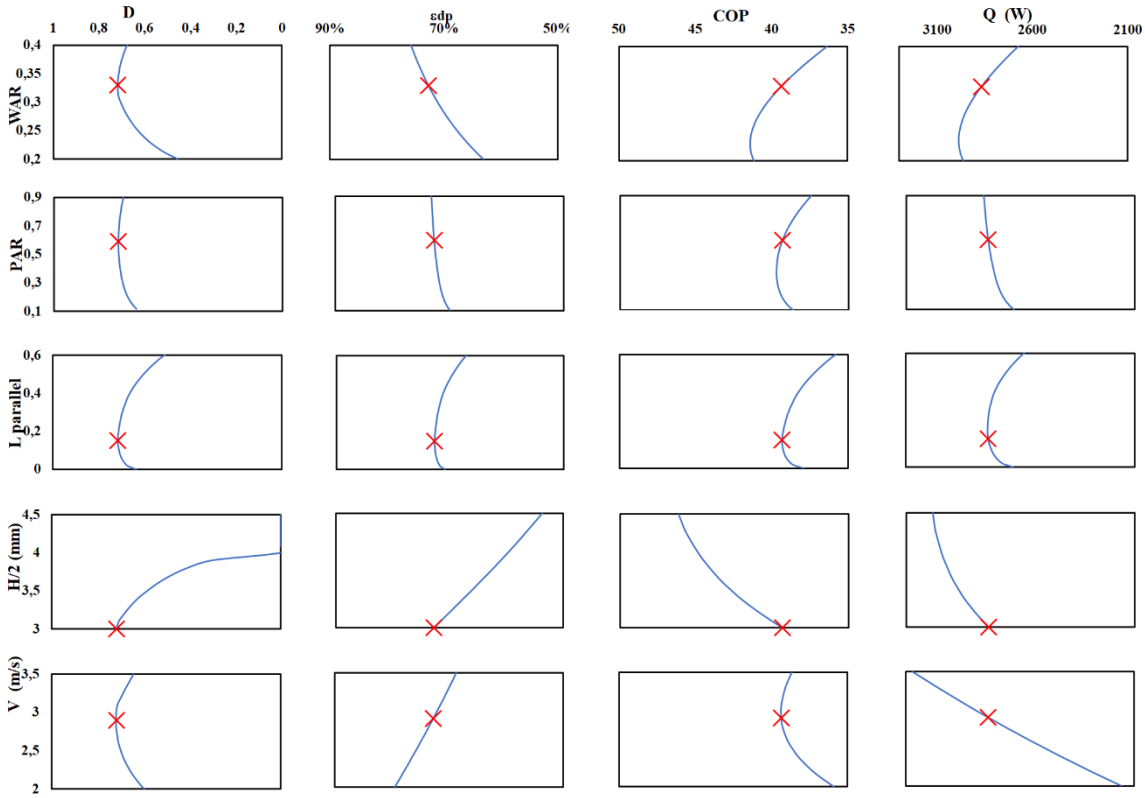


Figure 4 : *Optimisation à réponses multiples via la fonction de désirabilité pour la ville de Constantine- cas du système évaporatif combiné parallèle- régénérateur*

| Paramètres | | Villes | | |
|---|---|---|---|---|
| | | Constantine | Ouargla | Alger |
| Variables de décision pour le cas de base (système évaporatif à régénération ) | L(m) | 0.8 | 0.8 | 0.8 |
| | H/2 (mm) | 4 | 4 | 4 |
| | V(m/s) | 2 | 2 | 2 |
| | WAR | 0.25 | 0.25 | 0.25 |
| Performance système de reference | COP | 34 | 50 | 21.7 |
| | $\varepsilon_{dp}$(%) | 65.3 | 68 | 69 |
| | $\dot{Q}$ (W) | 1950 | 2850 | 1240 |
| | $T_{d,out}$ (°C) | 20 | 22.1 | 22.6 |
| Variables de décision pour le cas optimal (configuration à régénération) | L(m) | 0.6 | 0.6 | 0.6 |
| | H/2 (mm) | 3 | 3 | 3 |
| | V(m/s) | 3 | 2.94 | 2.9 |
| | WAR | 0.363 | 0.36 | 0.365 |
| Performance de la configuration optimale (configuration à régénération) | COP | 37.5 | 54.9 | 24 |
| | $\varepsilon_{dp}$(%) | 72.5 | 73.5 | 76.7 |
| | $\dot{Q}$ (W) | 2750 | 3950 | 1715 |
| | $T_{d,out}$ (°C) | 18.3 | 20.32 | 21.54 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Taux d'amélioration par rapport au cas de référence | COP (%) | 10.2 | 9.8 | 10.6 |
| | $\varepsilon_{dp}$(%) | 11 | 8 | 11.1 |
| | $\dot{Q}$ (%) | 41 | 38.6 | 38.3 |
| Variables de decision pour le cas optimal (configuration combinée) | L(m) | 0.6 | 0.6 | 0.6 |
| | H/2 (mm) | 3 | 3 | 3 |
| | V(m/s) | 2.9 | 3.1 | 2.9 |
| | WAR | 0.326 | 0.336 | 0.326 |
| | PAR | 0.58 | 0.62 | 0.6 |
| | Lparallel | 0.15 | 0.13 | 0.15 |
| Performance de la configuration optimale (Configuration combinée) | COP | 39.5 | 55.9 | 25 |
| | $\varepsilon_{dp}$(%) | 73 | 73.2 | 76.8 |
| | $\dot{Q}$ (W) | 2900 | 4200 | 1820 |
| | $T_{d,out}$ (°C) | 18.3 | 20.42 | 21.53 |
| | $\dot{Q}_{local}$ (W) | 1350 | 1010 | 780 |
| Amelioration des performances de la configuration combinée par rapport à celle à régénération | COP (%) | 5.3 | 1.8 | 4.2 |
| | $\varepsilon_{dp}$(%) | 0.5 | -0.4 | 0.1 |
| | $\dot{Q}$ (%) | 5.5 | 6.3 | 6.1 |
| | $\dot{Q}_{local}$ (%) | 5 | 5.9 | 7.9 |

Tableau 2 : Paramètres optimaux obtenus pour trois villes algériennes

## 5. CONCLUSION

Deux configurations du système de rafraîchissement par évaporation à température de rosée ont été optimisées par l'approche de désirabilité. Un modèle numérique implémenté dans l'environnement de simulation SPARK couplé à une optimisation multi objectifs avec GenOpt a permis de comparer les deux arrangements d'un point de vue thermodynamique pour trois conditions climatiques en Algérie.

A Constantine, les valeurs optimales pour l'efficacité à température de rosée du système à régénération, son COP et sa capacité de refroidissement sont respectivement de 72,4 %, 37,5 et 2750 W pour une valeur de désirabilité totale de 0,658. Cela correspond aux conditions de fonctionnement suivantes: WAR de 0,363, longueur du canal de 0,6 m, vitesse d'air sec de 3 m/s et hauteur de canal de 3 mm. Quant au système combiné parallèle – régénérateur, il présente une efficacité optimale, un COP et une capacité de rafraichissement de 72,6 %, 40 et 2900 W respectivement, pour une valeur de désirabilité totale de 0,717. Les cas optimisés des deux systèmes montrent que la capacité de refroidissement dans le cas combiné est améliorée d'environ 5 % mais la consommation d'eau est environ 40% supérieure ce qui peut compromettre son utilisation dans les régions à grand stress hydrique.

D'un autre côté, en comparant la ville côtière d'Alger à des villes à climat sec comme Constantine et Ouargla, on peut noter que pour ces dernières, la capacité de refroidissement augmente de 60% et 130% respectivement. De même, le COP augmente respectivement de 60% et 120%.

Nomenclature

| Paramètre | Unité | Désignation |
|---|---|---|
| $T_d$ | K | température de l'air sec |
| $C_{pa}$ | J/kg.K | chaleur spécifique de l'air sec |
| $\dot{m}_d$ | Kg/s | débit massique de l'air dans le canal sec |
| $T_{fw}$ | K | température du film d'eau |
| $U_d$ | W | coefficient global de transfert de chaleur entre le canal sec et le film d'eau |
| $t_a$ | K | température d'air dans le canal humide |
| $\dot{m}_a$ | Kg/s | débit d'air sec dans le canal humide |
| $g_a$, | gr/kg d'air sec | taux d'humidité de l'air |
| $g_{fw}$ | gr/kg d'air sec | taux d'humidité proche du film d'eau |
| $\rho$ | kg/m$^3$ | masse volumique de l'air humide |
| $C_{pv}$ | J/kg.K | chaleur spécifique de l'air humide |

| | | |
|---|---|---|
| $h_{aw}$ | $W/m^2.K$ | coefficient de transfert de chaleur dans le canal humide |
| $h_m$ | $W/m^2.K$ | coefficient de transfert de masse entre l'air humide et la surface du film d'eau |
| $\dot{m}_{fw}$ | Kg/s | débit massique du film d'eau |
| $C_{pfw}$ | J/kg.K | chaleur spécifique du film d'eau |
| $T_{d,in}$ | K | température de l'air à l'entrée du canal sec |
| $T_{d,out}$ | K | température de l'air à la sortie du canal sec |

Remerciements
Ce travail fait partie des résultats d'une coopération de recherche scientifique entre la France et l'Algérie et soutenue par le Partenariat Hubert Curien (PHC TASSILI).

## 6. BIBLIOGRAPHIE

Anisimov, S., Pandelidis, D. 2015. « Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling». *Int. J. Heat Mass Transf.* 84, 974-989.

Anisimov, S., Pandelidis, D., Danielewicz, J., 2014. «Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle». *Energy Convers. Manag*., 88, 426-441.

Boudjabi, A.F., Maalouf C., Moussa T., Abada D., Rouag D., Lachi M., Polidori G., 2021. « Analysis and multi-response optimization of two dew point cooler configurations using the desirability function approach». Energy reports, 7, 5289-5304.

Derringer & Suich, 1980. « Simultaneous Optimization of Several Response Variables». *.J. Qual. Technol.*, 12, 214-219.

Hasan A. , 2010. « Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature». *Appl. Therm. Eng*.,30, 2460-2468.

Holman. J.P. ,2010. « *Heat transfer*, tenth ed. McGraw-Hill, Inc, 1221QC320.H64**.**

Jafarian,H.; Sayyaadi,H.;Torabi,F., 2017 « Modeling and optimization of dew point evaporative coolers based on a developed GMDH-type neural network». *Energy Convers. Manag.*, 143, 49-65.

Kashyap,S.; Sarkar,J.; Kumar, A.,2020. « Comparative performance analysis of different novel regenerative evaporative cooling device topologies», *Appl. Therm. Eng*, 176, 115474.

Lin,J.; Wang,R.; Li,C.; Wang,S.; Long,J.;Cha.K.J., 2020 « Towards a thermodynamically favorable dew point evaporative cooler via optimisation». Energy Convers.Manag. 203,112224.

Liu, Y.; LI, J. M.; Yang, X., 2019. « Two-dimensional numerical study of a heat and mass exchanger for a dew-point evaporative cooler». *Energy*. 168, 975-988.

Maisotsenko, V.; Gillan, L. E.; Heaton, T. L.; Gillan, A. D., 2003. « Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler». U.S. Patent US6581402 B2. 2003, June 24.

Pakari, A.; Ghani. S., 2019. « Comparison of 1D and 3D heat and mass transfer models of a counter flow dew point evaporative cooling system: Numerical and experimental study». *Int. J. Refrigeration.* 99, 114-125.

Pandelidis, D.; Anisimov,S.; Rajski,K.; Brychcy,E.; Sidorczyk. M., 2017.« Performance comparison of the advanced indirect evaporative air coolers». *Energy.* 135, 138-152.

Ren,C.; Yang, H., 2006. « An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/ counter flow configurations». *Int. J. Heat Mass Transf.* 49 617–627.

Sohani, A.; Sayyaadi, H.; Hosseini, N.M., 2018. « Comparative study of the conventional types of heat and mass exchangers to achieve the best design of dew point evaporative coolers at diverse climatic conditions». *Energy Convers. Manag*. 158,327-345.

Wetter, M.GenOpt, 2009. « a generic optimization program». Version 3.0.0 User Manual 3.0.0, Technical Report LBNL-2077E, Berkeley, CA.