

Modélisation numérique des échanges de chaleur et de masse dans la zone de garnissage au sein d'une tour de refroidissement atmosphérique

1st Nouredine MENECEUR, 2nd Salim BOULAHROUZ, 3^{ed} Kamel KHOUNFAIS

1st Faculty of Technology, Department of Mechanical Engineering, University of EL-Oued, B.P 789 EL-Oued, ALGERIA.

2nd Department of mechanical engineering Laghrour-Abbes University of Khenchela. Khenchela, Algeria

3^{ed} Faculty of Science, Department of Physics, University of Aug. 20, 55 Skikda, ALGERIA.

Meneceur-Nouredine@univ-eloued.dz

Abstract— Depuis quelques décennies, les tours de refroidissement sont utilisées pour refroidir l'eau chaude en pulvérisant une partie de l'eau dans un flux d'air. Ce système comprend trois parties : pulvérisation, zones de pluie et la zone la plus importante appelée zone de garnissage. Ce travail intéressé à la modélisation numérique du transfert de chaleur et de masse à travers cette zone, via un code de calcul informatique basé sur cinq équations différentielles ordinaires. Le présent modèle est validé à l'aide de données expérimentales obtenues à partir d'un prototype réalisé d'une tour de refroidissement dans le laboratoire, dans lequel l'erreur maximale est inférieure à 5%.

Les résultats obtenus ont montré que la hauteur et l'efficacité optimales de la tour sont affectées par l'humidité de l'air en entrée ; de plus, le mode de transfert de chaleur dans la zone de garnissage est dominé par l'évaporation.

Keywords—tour de refroidissement, zone de garnissage, modélisation, ruissellement.

I. INTRODUCTION

Les procédés industriels et de fabrication utilisent l'énergie sous différentes formes (mécanique, chimique, électrique, etc.). Cette énergie, dans la plus part des cas, est transformée en chaleur. Celle-ci ne peut pas toujours être récupérée ou réutilisée, mais elle doit être extraite du procédé et rejeté dans l'environnement par refroidissement. Cette chaleur non récupérable est appelée chaleur résiduelle. Elle altère le bon fonctionnement des installations. Le refroidissement naturel par échange avec l'air ambiant n'est pas toujours suffisant, ce qui nécessite un refroidissement forcé. Dans ce contexte, parmi les solutions largement employées dans le domaine industriel, on trouve les tours de refroidissement atmosphériques. Robinson en 1922 a été considéré comme le premier qui a été intéressé par les problèmes des tours de refroidissement atmosphériques [1]. Une année plus tard Walker et autres ont proposé une théorie de base décrivant le fonctionnement d'une tour de refroidissement [2]. Dans la même année, d'autres chercheurs comme : Walker, Lewis et McAdams ont développé les équations de base pour décrire les phénomènes de transport de chaleur et de masse au sein de la tour [3]. Une simulation numérique de l'écoulement dans les tours de refroidissement humides à contre-courant a été menée par G. Heidarinejad et al. [4] qui ont utilisé un modèle numérique basé sur les équations de Bosnjakovic pour modéliser les échanges thermiques à l'intérieur de la tour dans les trois zones ; pulvérisation, garnissage et pluie. Ces chercheurs ont observé que (dans le cas étudié), l'erreur dans le calcul du volume de la tour est de 1,5 %, lorsque les

deux zones de pulvérisation et de pluie sont négligées. Cette erreur est réduite à 1,1% et 0,25% les zones de pulvérisation et la pluie sont incorporées dans le modèle étudié, respectivement. Ils ont remarqué qu'il y a une amélioration dans le volume calculé de la tour, par rapport au travail de Qureshi et Zubair[5] qui a utilisé un modèle amélioré pour prédire ces paramètres avec un facteur de Lewis constant.

L'objectif de cet article est de simuler numériquement les échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement atmosphérique à contre-courant.

Des essais expérimentaux ont été réalisés pour montrer l'influence du débit massique et de la hauteur de la zone de garnissage sur les performances thermiques de la tour.

II. MODELE MATHEMATIQUE

La zone de garnissage de la tour fournit une large zone de contact entre les deux fluides (eau et air) afin de favoriser l'évaporation et le transfert de chaleur. La simulation du problème du transfert de chaleur et de masse dans la zone de garnissage d'une tour de refroidissement à contre-courant nécessite le couplage des équations de la masse et de l'énergie transférée entre l'air et l'eau.

Les équations régissant ce processus fait relier cinq variables dépendantes de la position verticale z à savoir ; la température de l'eau, la température de l'air, l'humidité, l'enthalpie spécifique de l'air et le débit massique de l'eau.

Considérons un volume de contrôle infinitésimal (Fig.1) de garnissage d'une tour à contre-courant, avec une hauteur élémentaire dz et d'une section horizontale A_z . Le volume de contrôle est donné par la relation [6]:

$$dV = A_z dz \quad (1)$$

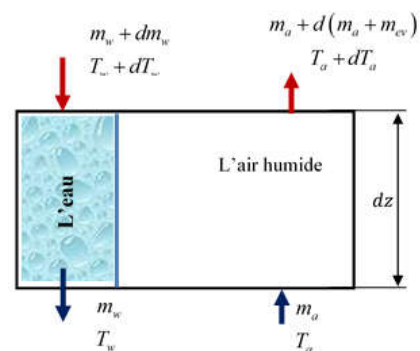


Fig.1 : Volume de contrôle dans la zone de garnissage d'une tour à contre-courant.

Supposant un écoulement d'eau descendant verticalement et celui de l'air dans un sens à contre-courant, la température de l'eau à l'interface est la même température de l'eau T_w dans le volume de contrôle, et la température du milieu de l'air est T_a .

Le bilan de masse sur le volume de contrôle de la fig.1 donne :

- Les débits entrant pour les deux fluides sont :

$$\left(m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a$$

- Les débits sortant pour les deux fluides sont :

$$m_w + \left(m_a + \frac{d(m_a + m_{ev})}{dz} dz \right)$$

L'équation du bilan massique au niveau du volume de contrôle s'écrit comme suit :

$$\left(m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left(m_a + \frac{d(m_a + m_{ev})}{dz} dz \right) \quad (2)$$

L'équation (2) se simplifie sous la forme suivante :

$$\left(m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left(m_a + \frac{d}{dz} \left[m_a \left(1 + \frac{m_{ev}}{m_a} \right) \right] dz \right) \quad (3)$$

$$\left(m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left(m_a + \frac{d}{dz} [m_a (1+W)] dz \right) \quad (4)$$

On peut écrire l'équation du bilan massique sous sa forme simplifiée suivante :

$$\left(m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left(m_a + m_a \frac{dW}{dz} dz \right) \quad (5)$$

En simplifiant, on aura finalement l'équation du bilan massique :

$$\frac{dm_w}{dz} = m_a \frac{dW}{dz} \quad (6)$$

Le bilan énergétique (enthalpique) appliqué au volume de contrôle est donné par :

$$C_{pw}^w T_w \frac{dm_w}{dz} + m_w C_{pw}^w \frac{dT_w}{dz} = m_a \frac{dh_a}{dz} \quad (7)$$

où h_a représente l'enthalpie de l'air humide par unité de masse d'air sec non saturé, elle prend la forme [7]:

$$h_a = C_{pa}^a T_a + W (r_0 + C_{pv}^a T_a) \quad (8)$$

Avec : r_0 est la chaleur latente d'évaporation évaluée à $T_w = 0^\circ C$.

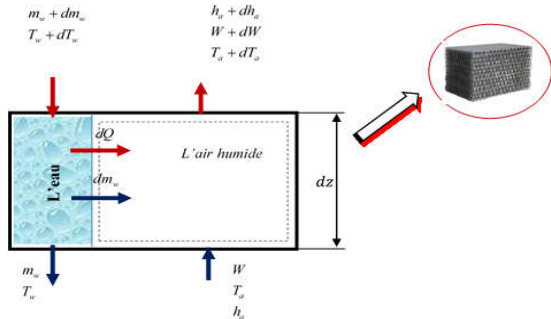


Fig.2 : Représentation du phénomène de transfert de chaleur et de masse dans un garnissage d'une tour à contre-courant.

Le taux de la masse transférée depuis l'interface de l'eau (film d'eau) à l'air est proportionnel à la différence de la

concentration en masse à l'interface air-eau dans l'air global. Qui pourra être exprimé par :

$$dm_w = \beta (W_{sw} - W) dA \quad (9)$$

La différence de taux d'humidité à l'interface et dans l'air global ($W_{sw} - W$) est le potentiel d'entraînement du processus de convection de la masse d'eau.

La chaleur totale rejetée de l'eau dans l'air peut être exprimée comme une superposition de deux composantes comme suit :

$$dQ = dQ_e + dQ_c \quad (10)$$

La chaleur transférée de l'eau à l'air associée à la convection de masse est donnée par [8]:

$$dQ_c = h_e dm_w = h_e \beta (W_{sw} - W) dA \quad (11)$$

où h_e est l'enthalpie de l'eau qui s'évapore évaluée à la température de film d'eau. Il peut être exprimé comme :

$$h_e = r_0 + C_{pv}^w T_w \quad (12)$$

où, C_{pv}^w est la chaleur spécifique moyenne de la vapeur d'eau est évaluée à T_w .

Le transfert de chaleur par convection s'exprime selon la loi de refroidissement du Newton comme suit [8]:

$$dQ_c = \alpha (T_w - T_a) dA \quad (13)$$

où α est le coefficient de transfert thermique moyen.

Substituant les expressions (11) et (13) dans l'équation (10), le taux de transfert de chaleur total peut être écrit par :

$$dQ = [h_e \beta (W_{sw} - W) + \alpha (T_w - T_a)] dA \quad (14)$$

Le facteur de Lewis représente la mesure adimensionnelle des taux relatifs de transfert de chaleur et de masse dans le processus d'évaporation ($L_e = S_t / S_m$). Il prend la forme [9]:

$$L_e = \frac{S_t}{S_m} = \frac{\alpha}{\beta C_{ph}} \quad (15)$$

où C_{ph} est la chaleur spécifique d'air humide, qui est donnée par la relation suivante :

$$C_{ph} = (C_{pa}^a + W C_{pv}^a) \quad (16)$$

En introduisant a_f l'aire d'échange par unité de volume à l'interface entre les deux fluides (eau-air), la surface d'échange élémentaire peut être exprimée par :

$$dA = a_f A_z dz \quad (17)$$

D'après les équations (17) et (9), la masse de la vapeur d'eau transférée à l'air peut être écrite comme :

$$\frac{dm_w}{dz} = \beta (W_{sw} - W) a_f A_z \quad (18)$$

La chaleur totale rejetée à l'interface air/eau doit être égale à la variation d'enthalpie de l'eau et de l'air donnée par l'équation (7). En prenant la variation de l'enthalpie de l'air seul, et en faisant l'égalité au taux de transfert de chaleur total (Equation (14)), on obtient :

$$m_a \frac{dm_w}{dz} = [h_e \beta (W_{sw} - W) + \alpha (T_w - T_a)] a_f A_z \quad (19)$$

La méthodologie de modélisation de transfert de chaleur et de masse est régie par les principales hypothèses suivantes :

- Les transferts de chaleur et de masse négligeables à travers les murs de la tour vers l'environnement.

- La température dans tout le courant d'eau à chaque section transversale est uniforme.
- La section transversale de la tour est considérée comme uniforme.
- Les effets des propriétés thermiques du matériau de garnissage de la tour sont négligeables.
- La température à l'interface entre le film d'eau et de l'air est supposée égale à la température du film d'eau.

En remplaçant les équations (11) et (13) par l'équation de chaleur totale rejetée (10), on trouve :

$$dQ = [\beta(T_w - T_a) + \alpha h_v(W_{sw} - W)] dA \quad (20)$$

La chaleur dégagée à l'interface eau/air est égale à la variation d'enthalpie de l'air donnée par l'équation (19). Cette dernière équation peut être combinée avec l'équation (15) pour avoir l'expression suivante :

$$m_a \frac{dh_a}{dz} = \beta a_f A_z [h_e(W_{sw} - W) + L_e(C_{Pa}^a + WC_{Pv}^a)(T_w - T_a)] \quad (21)$$

L'enthalpie de l'air saturé de vapeur d'eau à l'interface air/eau évaluée à la température de l'eau est donnée par [10]:

$$h_{as}^w = C_{Pa}^w T_w + W_{sw} (r_0 + C_{Pv}^w T_w) \quad (22)$$

La différence de l'enthalpie de l'air saturé à l'interface air/eau et de l'enthalpie dans l'air en global peut s'écrire comme :

$$h_{as}^w - h_a = (C_{Pa}^w + WC_{Pv}^w) T_w - (C_{Pa}^a + WC_{Pv}^a) T_a + (W_{sw} - W) h_e \quad (23)$$

En négligeant les petites variations dans les chaleurs spécifiques évaluées aux températures de l'eau et de l'air, la différence devient :

$$h_{as}^w - h_a \approx (C_{Pa} + WC_{Pv})(T_w - T_a) + (W_{sw} - W) h_e \quad (24)$$

D'après l'équation (24), la différence de température de l'eau et de l'air ($T_w - T_a$) qui apparaît dans l'équation (26) peut être exprimée par :

$$(T_w - T_a) = \frac{h_{as}^w - h_a - (W_{sw} - W) h_e}{(C_{Pa} + WC_{Pv})} \quad (25)$$

En remplaçant l'équation (25) par (13), puis en substituant les deux équations (l'équation résultante et l'équation (11)) dans l'équation (13), et après simplification on trouve :

$$dQ = \alpha \left[\frac{\beta}{C_{Pwa} \alpha} (h_w - h_a) + \left(1 - \frac{\beta}{C_{Pwa} \alpha} \right) h_v (W_{sw} - W) \right] dA \quad (26)$$

Pour les systèmes de vapeur d'air non saturé, Bosnjakovic [2] a proposé la relation empirique suivante :

$$L_e = 0,865^{2/3} \frac{[(W_{sw} + 0,622) / (W + 0,622)] - 1}{\ln[(W_{sw} + 0,622) / (W + 0,622)]} \quad (27)$$

Le transfert d'enthalpie vers le courant d'air de l'équation (26) est donné par :

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{1}{m_a} dQ = \frac{h_a a_f A_z}{m_a} [L_e (h_w - h_a) + (1 - L_e) h_v (W_{sw} - W)] \quad (28)$$

En introduisant l'équation (9) dans (6), nous constatons que le potentiel d'évaporation pour le transfert de masse prend la forme suivante :

$$\frac{dm_w}{dz} = \alpha (W_{sw} - W) a_f A_z \quad (29)$$

En remplaçant l'équation (20) dans l'équation (6) de bilan de masse, on obtient :

$$\frac{dW}{dz} = \frac{\alpha}{m_a} (W_{sw} - W) a_f A_z \quad (30)$$

Combinant l'équation (6) de la masse et le bilan énergétique (7) pour obtenir :

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{m_a}{m_w} \left(\frac{1}{C_{pw}^w} \frac{dh_a}{dz} - T_w \frac{dW}{dz} \right) \quad (31)$$

La chaleur totale rejetée de l'interface air / eau doit être égale à la variation d'enthalpie de l'eau et de l'air. Elle est représentée par l'équation (29). En égalisant la variation d'enthalpie avec le taux de transfert de chaleur total de l'équation (20), on peut obtenir :

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{a_f A_z}{m_a} [\beta (T_w - T_a) + \alpha h_v (W_{sw} - W)] \quad (32)$$

En substituant l'équation (12) de l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau dans l'équation (30), on obtient :

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{a_f A_z}{m_a} [\beta (T_w - T_a) + \alpha (r_0 + C_{Pv} T_w) (W_{sw} - W)] \quad (33)$$

La différentiation de l'équation (8) par rapport à z donne la dérivée spatiale de l'enthalpie de l'air :

$$\frac{dh_a}{dz} = (C_{Pa} + WC_{Pv}) \frac{dT_a}{dz} + (r_0 + C_{Pv} T_a) \frac{dW}{dz} \quad (34)$$

Combinant les équations (34) et (31), en introduisant le nombre de Lewis, on trouve l'eq (35) :

$$\frac{dT_a}{dz} = \frac{a_f A_z [L_e (T_w - T_a) (C_{Pa} + C_{Pv} W) + (C_{Pv}^w T_w - C_{Pv}^a T_a) (W_{sw} - W)]}{[m_a (C_{Pa} + C_{Pv} W)]}$$

En utilisant l'équation (31) après la substitution de l'équation (27) et l'équation (33), dérivons l'équation de la variation de la température de l'eau dans la zone de garnissage pour obtenir l'eq(36) :

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{a_f A_z [L_e (T_w - T_a) (C_{Pa} + C_{Pv} W) + (r_0 + C_{Pv} T_w - C_{Pv} T_a) (W_{sw} - W)]}{[m_w C_{Pw}]}$$

Les équations (29), (30), (35), (36) et (34) consistent en un système de cinq équations différentielles ordinaires ayant une forme explicite pour les dérivées des variables dépendantes. Ces EDOs peuvent être résumé dans l'ensemble d'équations différentielles suivantes l'eq(37) :

$$\begin{cases} \frac{dm_w}{dz} = \alpha a_f A_z (W_{sw} - W) \\ \frac{dW}{dz} = \frac{\alpha a_f A_z}{m_a} (W_{sw} - W) \\ \frac{dT_a}{dz} = \frac{a_f A_z [L_e (T_w - T_a) (C_{Pa} + C_{Pv} W) + (C_{Pv}^w T_w - C_{Pv}^a T_a) (W_{sw} - W)]}{[m_a (C_{Pa} + C_{Pv} W)]} \\ \frac{dT_w}{dz} = \frac{a_f A_z [L_e (T_w - T_a) (C_{Pa} + C_{Pv} W) + (r_0 + C_{Pv} T_w - C_{Pv} T_a) (W_{sw} - W)]}{[m_w C_{Pw}]} \\ \frac{dh_a}{dz} = \frac{\alpha a_f A_z}{m_a} [L_e (h_w - h_a) + (1 - L_e) (r_0 + C_{Pv} T_w) (W_{sw} - W)] \end{cases}$$

La résolution numérique de ce système représente un problème de valeurs aux limites, requérant un traitement des deux conditions aux limites spécifiées en deux points (TPBVP), c'est-à-dire les équations différentielles avec des conditions spécifiées des deux côtés (en bas et en haut de garnissage). Les cinq conditions aux limites requises pour ces EDOs comprennent la valeur initiale des variables dépendantes telles que l'humidité spécifique, la température de l'air sec, l'enthalpie de l'air, la température et le débit massique de l'eau.

Certaines valeurs des variables dépendantes $m_w(z), h_a(z), W(z), T_w(z), T_a(z)$ et ses dérivées sont spécifiés à la valeur spatiale à l'origine où ($z=0$), les autres sont spécifiés à la valeur spatiale finale, c'est-à-dire à la hauteur ($z=H$), qui peut être résumée par :

$$\begin{cases} h_a(z=0) = h_{a,i} \\ W(z=0) = W_i \\ T_a(z=0) = T_{a,i} \\ T_w(z=H) = T_{w,i} \\ m_w(z=H) = m_{w,i} \end{cases} \quad (38)$$

Un programme de calcul numérique mené dans l'environnement MATLAB®, est utilisé pour résoudre numériquement le système d'équations EDOs (37). Ce programme basé sur les caractéristiques de garnissage de la tour (montré dans le tableau I), et sur les données des expériences réalisées en laboratoire. Les propriétés thermodynamiques de mélange vapeur de l'eau et de l'air humide, requises pour chaque étape de calcul, sont tirées d'après ASHRAE [11]. Les valeurs initiales de l'humidité spécifique et de l'enthalpie de l'air sont obtenues par le diagramme psychrométrique de l'air humide, selon les valeurs de la température de l'air sec et humide [12].

TABLEAU I CARACTERISTIQUE DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT[12].

CARACTERISTIQUES	DIMENSIONS
Dimensions de la tour	150mm x 150mm x 600 mm high.
L'énergie transférée à l'eau par pompe	0.1 KW
La capacité de l'eau de système	3 liter
Nombre de garnitures de garnissage	8
Nombre de plaques par étage de garnissage	10
Surface totale de garnissage	1.19 m ²

III. RESULTATS ET DISCUSSION

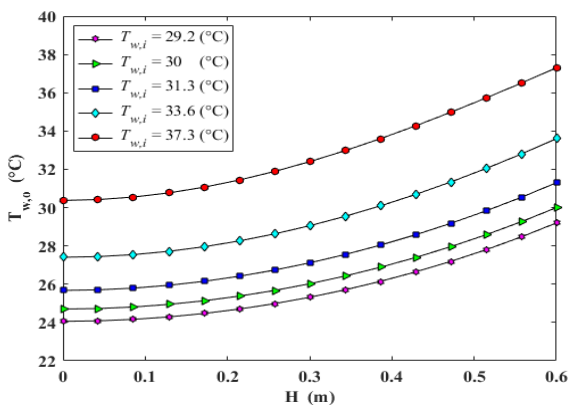


Fig.3 : Distribution de la température d'eau le long du garnissage pour différentes débits massiques d'air à l'entrée.

Les deux figures 3 et 4 montrent la distribution des températures de l'air et de l'eau le long du garnissage, pour différents débits massiques d'air à l'entrée, avec une valeur constante de débit massique d'eau de 0,050 [kg/s]. Sur la Fig.3, on remarque que la température de l'eau à la sortie de garnissage diminue avec l'augmentation du débit massique

d'air. Le profil de distribution de la température de l'eau diminue progressivement de l'entrée à la sortie de garnissage, cela due à l'entraînement de processus d'échange entre l'eau et l'air, car le refroidissement par évaporation domine le transfert de chaleur par convection.

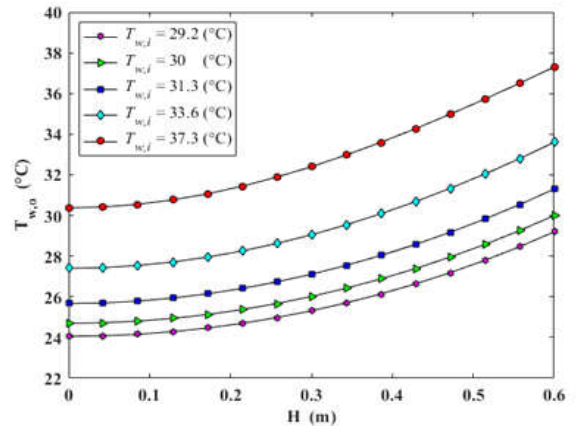


Fig.4 : Distribution de la température de l'air le long du garnissage pour différents débits massiques d'air à l'entrée.

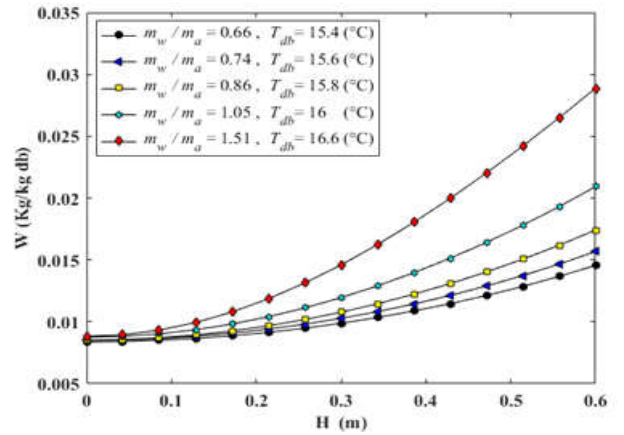


Fig.5 : Distribution de l'humidité spécifique de l'air le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports des débits massiques d'eau à l'air.

Dans la Fig.4, on remarque aussi que la température de l'air augmente légèrement dans la partie supérieure de la zone de garnissage (supérieure à 0,2 m de hauteur). Evidemment, cette augmentation de la température de l'air est accompagnée par l'augmentation de la teneur en l'humidité dans cette partie de garnissage.

La distribution de l'humidité spécifique le long du garnissage pour différents rapports du débit massique d'eau à l'air est illustrée sur la Fig.5. L'augmentation du débit massique d'air entraîne une réduction de la température sèche de l'air à la sortie. La variation de la température sec de l'air le long de la hauteur de garnissage est presque linéaire pour les valeurs de rapport (m_w/m_a) élevées, alors que pour les moyennes et les faibles valeurs (0,86 - 1,05) du rapport (m_w/m_a) (inférieur à 0,66) la température de l'air sec diminue pendant la période de mesure. La plus grande augmentation globale de l'humidité spécifique est observée pour la valeur la plus élevée du rapport (m_w/m_a). Par

conséquent, l'échauffement et l'humidification de l'air humide à l'intérieur de la zone de garnissage sont améliorés avec l'augmentation du débit massique d'air.

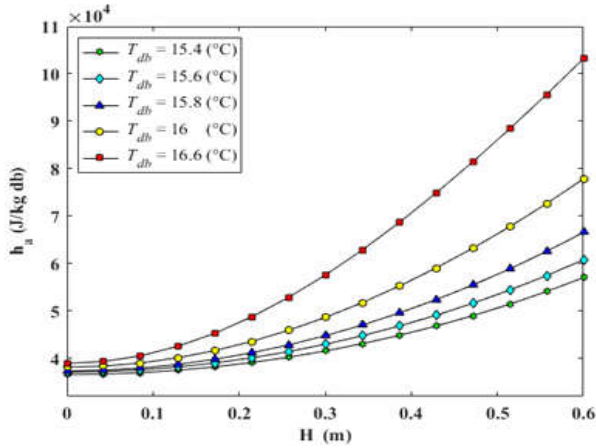


Fig.6 : Distribution d'enthalpie d'air le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports des débits massiques eau-air.

Une relation proportionnelle entre l'enthalpie de l'air et le rapport de débit massique eau-air (m_w/m_a) à travers la zone de garnissage est illustré à la Fig.6, on peut dire que l'augmentation de l'enthalpie d'air est une mesure de la teneur de la chaleur totale de l'air en fonction de leur température et de son humidité.

D'après la Fig.7, nous constatons que le potentielle d'évaporation diminue progressivement le long de la hauteur de garnissage avec l'augmentation de rapport (m_w/m_a), du bas vers le haut de garnissage, cette diminution est clairement remarquable lorsque la valeur du rapport (m_w/m_a) est supérieure à un. Cela explique que le processus d'évaporation diminue lorsque l'air se déplace à travers le garnissage du bas vers le haut de la tour.

De plus, on peut voir sur la Fig.8 une relation d'inversion linéaire entre le potentiel d'évaporation et la température de l'eau, ce qui signifie que le mécanisme d'évaporation est accéléré par l'augmentation de la température de l'eau d'entrée et accéléré par le rapport (m_{eau}/m_{air}).

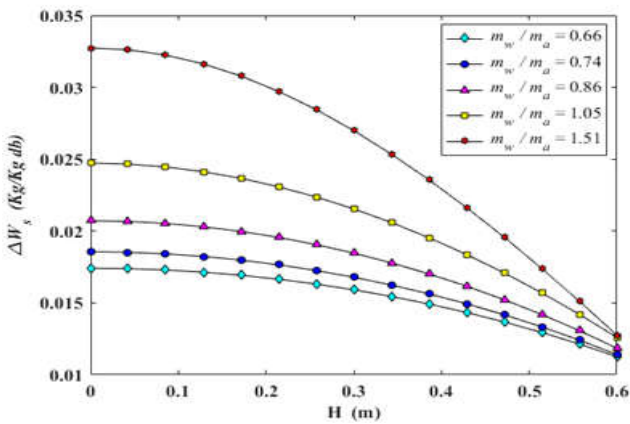


Fig.7 : Variation du potentiel d'évaporation le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports de débits massiques eau/air.

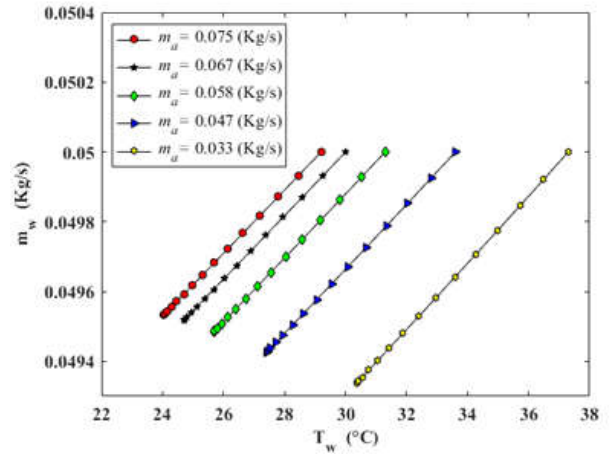


Fig.8 : Distribution du débit massique d'eau le long de la hauteur de garnissage avec la température de l'eau, pour différents débits massiques d'air.

IV. CONCLUSION

Dans cet article, une étude numérique du processus de transfert de chaleur et de masse à travers la zone de garnissage dans une tour de refroidissement humide à contre-courant est présentée. Le phénomène d'échange de chaleur et de masse dans la zone de garnissage entre deux fluides en contact, (l'eau distillée, et l'air).

Nous avons développé un modèle mathématique qui caractérise le transfert de chaleur et de masse le long de la hauteur de garnissage. Un code de calcul informatique réalisé dans l'environnement MATLAB, basé sur cinq équations différentielles ordinaires. Ce modèle met l'accent sur l'influence des paramètres d'entrée sur les paramètres de sortie et la performance thermique de la tour. Il peut être utilisé pour déterminer la hauteur optimale de la tour de refroidissement, pour estimer la quantité d'eau évaporée, l'humidité, la température de distribution de l'eau et de l'air et la masse d'eau perdue par évaporation le long de la hauteur de garnissage.

Les résultats obtenus montrent que la hauteur optimale est affectée par l'humidité de l'air entrant; le mode de transfert de chaleur étant dominé par l'évaporation, la variation de ces deux paramètres a des conséquences considérables sur l'efficacité de la tour. Les résultats numériques sont validés par rapport à des données expérimentales obtenues à partir d'un prototype réalisé d'une tour de refroidissement dans le laboratoire et dont l'erreur maximale est inférieure à 5%.

NOMENCLATURE

A	Surface (m^2).
A_z	La section transversale de garnissage (m^2).
β	Coefficient de transfert thermique moyen.
C_{pa}	Chaleur spécifique de l'air à pression constante, ($\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$).
C_{pv}	Chaleur spécifique de la vapeur d'eau ($\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$).
C_{pw}	Chaleur spécifique de l'eau à pression constante, ($\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$).
C_{ps}	Chaleur spécifique massique à saturation, ($\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$).
C_{pwa}	Chaleur spécifique du mélange vapeur et eau ($\text{J} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$).
H	Hauteur de garnissage, (m).
h_s	Enthalpie de l'air à saturation (J/kg).

$h_{s,w}$	Enthalpie de l'air saturé à température de l'eau, (J/kg).	
$h_{f,w}$	Enthalpie de l'eau, (J/kg).	[1]
h_c	Coefficient de transfert de chaleur de l'eau, (kW/m ² K)	[2]
h_a	The specific enthalpy of the moist air.	
h_w	Enthalpy at the local bulk water temperature (J / kg).	
h_v	Enthalpie spécifique de la vapeur (J / kg).	[3]
h_{fg}	Chaleur latent de vaporisation (J / kg).	[4]
L_e	Facteur de Lewis.	
\dot{m}_a	Débit massique d'air, (kg/s).	[5]
\dot{m}_w	Débit massique d'eau, (kg/s).	
\dot{Q}	Le flux de chaleur entre l'eau et l'air (Watt).	[6]
Q	Le flux total rejeté, (W).	
V	Volume de la tour, (m ³)	[7]
W_a	Humidité spécifique de l'air, (kg _w /kg _a).	
W_s	Humidité spécifique de l'air saturée (kg _w /kg _a).	[8]
$W_{s,w}$	Taux d'humidité de l'air saturé à la température locale d'eau. (kg _w /kg _a).	
W	Humidité spécifique (kg / kg DB).	[9]
ΔW_s	Potentiel d'évaporation (kg / kg Dry air).	
ψ	Densité de la zone.	
α	Le coefficient de transfert de masse moyen.	[10]

Les indices

a	Air	[11]
o	Sortie	
i	Entrée	
s	Saturation	
v	Vapeur	
w	Eau	[12]

REFERENCES

- [1] C. Robinson, "The design of cooling towers," *Mechanical Engineering*, vol. 45, no. 2, pp. 99-102, 1923.
- [2] W. Walker, W. Lewis, W. McAdams, and E. Gilliland, "Principles of Chemical Engineering, 3rd. Mc Graw-Hill, New York, in: Kern, DQ," *Process Heat Transfer*", *McGraw-Hill Book Company, Inc*, 1923.
- [3] W. H. Walker, W. K. Lewis, and W. H. McAdams, "Principles of chemical engineering," 1923.
- [4] G. Heidarinejad, M. Karami, and S. Delfani, "Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers," *International Journal of refrigeration*, vol. 32, no. 5, pp. 996-1002, 2009.
- [5] B. A. Qureshi and S. M. Zubair, "A complete model of wet cooling towers with fouling in fills," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 16, pp. 1982-1989, 2006.
- [6] A. Klimanek, "Numerical modelling of natural draft wet-cooling towers," *Archives of Computational Methods in Engineering*, vol. 20, no. 1, pp. 61-109, 2013.
- [7] V. Papaefthimiou, T. Zannis, and E. Rogdakis, "Thermodynamic study of wet cooling tower performance," *International Journal of Energy Research*, vol. 30, no. 6, pp. 411-426, 2006.
- [8] W. Minkowycz, E. M. Sparrow, J. Y. Murthy, and J. P. Abraham, *Handbook of numerical heat transfer*. John Wiley & Sons, Inc., 2009.
- [9] H. C. R. Reuter, "Performance evaluation of natural draught cooling towers with anisotropic fills," Stellenbosch: University of Stellenbosch, 2010.
- [10] G. Ibrahim, M. Nabhan, and M. Anabtawi, "An investigation into a falling film type cooling tower," *International journal of refrigeration*, vol. 18, no. 8, pp. 557-564, 1995.
- [11] A. Handbook, "Cooling Tower," 1999.
- [12] E. Armfield, "BASIC water cooling tower, Engineering teaching and research equipment," Instruction manual 1993.