

EVOLUTION DES CARACTERISTIQUES THERMIQUES DES FLUIDES CALOPORTEURS DANS UNE TOUR DE REFROIDISSEMENT HUMIDE

Kamel SIDI ALI
Centre de Recherche Nucléaire de Draria
BP 43 Sebala, Draria, Alger – Algérie -
Fax : +213(0)21310380 Kamelsidiali@wissal.dz

RESUME

L'utilisation des tours de refroidissement humides est généralisée pour le refroidissement de grandes charges de l'ordre du Mégawatt pour leurs investissements rentables et leurs grandes performances. Le garnissage, le plus important composant d'une tour de refroidissement humide, est un ensemble de surfaces où s'échange, par contact direct entre l'eau et l'air, la totalité de la charge à refroidir. Au sein de ce garnissage, le transfert de chaleur et de masse peut s'effectuer suivant deux modes le premier étant l'échange à contre courant le second l'échange à courants croisés entre l'eau et l'air. Dans ce travail l'intérêt est porté sur l'évolution des caractéristiques des deux fluides pour les deux modes d'échange sus-cités. Pour ce faire, une modélisation mathématique a été établie pour chaque type de circulation. Cette modélisation est basée sur la loi d'évaporation de Dalton, du bilan masse, du bilan d'énergie et de l'accroissement de l'enthalpie. Le système d'équations différentielles découlant a été réduit grâce à l'hypothèse de Merkel où le nombre de Lewis est égalé à l'unité. Pour la résolution des équations différentielles la méthode de Runge Kutta est utilisée au sein d'un processus itératif pour la circulation à contre courant. La même méthode de résolution est utilisée pour la circulation à courant croisé. La répartition des caractéristiques des deux fluides varie différemment entre l'échange à contre courant et celui à courants croisés. Pour l'échange à contre courant l'influence de la profondeur du garnissage sur la puissance mise en jeu est montrée, contrairement à l'échange à courants croisés où l'influence est double et sur la profondeur et sur la pénétration du garnissage. Huit dispersions ont été étudiées, les différentes évolutions des caractéristiques des deux fluides pour une dispersion type ont été calculées et les résultats obtenus présentés sous forme de courbes. Ce travail offre une méthode de détermination de la surface d'échange optimale lors des études de conception et est un moyen de vérification continu des performances d'un système opérationnel.

Mots clés : Tour de refroidissement, humide, garnissage, chaleur, contre courant, courants croisés

NOMENCLATURE

a : surface volumique [m^{-1}]
 Cp_e : chaleur spécifique de l'eau [$KJ/Kg \text{ } ^\circ$]
 F_a : flux d'air [Kg/m^2sec]
 F_e : flux d'eau [Kg/m^2sec]
 h_v : enthalpie de la vapeur [KJ/Kg]
 h_e : enthalpie de l'eau [KJ/Kg]
 h_s : enthalpie de l'air saturé [KJ/Kg]
 h_a : enthalpie de l'air [KJ/Kg]
 K : coefficient d'échange global [KJ/Kg]
 Q_e : débit massique d'eau [Kg/h]
 Q_a : débit massique d'air [Kg/h]
 S : surface [m^2]
 T_e : température de l'eau [$^\circ C$]
 T_a : température de l'air [$^\circ C$]
 X_s : teneur en eau de l'air saturé à T_e [kg/kg]
 X : teneur en eau de l'air humide à T_a [kg/kg]
 y : pénétration [m]
 z : profondeur [m]
 α : coefficient de convection [W/m^2C]
 β : coefficient de diffusion [m/s]
 λ : coefficient caractéristique

1. INTRODUCTION

La détermination des performances d'une tour de refroidissement humide nécessite le suivi de l'évolution exacte des deux caloporteur mis en jeu [1], à savoir l'eau et l'air. Un modèle mathématique plus adéquat et plus approprié à chaque type de tour de refroidissement humide est nécessaire afin de pouvoir simuler le comportement de tout un système énergétique tel que le circuit secondaire d'un réacteur nucléaire de recherche [2]. Le dimensionnement d'une tour de refroidissement humide passe par plusieurs étapes notamment la détermination du débit d'air nécessaire au refroidissement requis tout en définissant des jeux de composants de cette tour. Le composant le plus important est le garnissage, au sein duquel tout le transfert de chaleur et de masse s'effectue, dont l'influence est directe sur les performances des tours de refroidissement humides [3] [4]. Différents garnissages sont utilisés suivant que l'échange est à contre courant ou à courants croisés. Cette étude sera dédiée à la compréhension du comportement des deux fluides caloporteurs, à savoir l'eau et l'air, lors du phénomène de refroidissement au niveau de la dispersion.

2. MISE EN EQUATIONS

2.1 Transfert de chaleur entre l'eau et l'air

Toute la mise en équation qui suivra est déduite des références [5] à [13]. Le transfert de chaleur entre l'eau et l'air s'effectue en général suivant deux modes, le premier étant un écoulement par film le second par gouttes, que ça soit pour le courant croisé ou pour le contre courant. L'air en brassant l'eau lui ôte une certaine masse tout en le refroidissant. Il s'agit d'un transfert de chaleur et d'un transfert de masse. Quatre équations définissent cet échange et sont présentées ci-après.

2.1.1 Pour le transfert de chaleur

Pour un débit d'eau en circulation par film et refroidi par un débit d'air, la loi d'évaporation de Dalton est donnée par l'équation (1). Le bilan de masse établi entre l'entrée et la sortie de cet échange est exprimé par l'équation. (2),

$$dQ_e = \beta_x (X_s - X) dS \quad (1)$$

$$dQ_e = Q_a dX \quad (2)$$

2.1.2 Pour le transfert de masse

L'accroissement de l'enthalpie de l'air du à la quantité d'eau prise par cet air est donné par l'équation (3). En établissant le bilan d'énergie on aboutit à l'équation (4) suivante,

$$Q_a dH_a = H_v dQ_e + \alpha (T_e - T_a) dS \quad (3)$$

$$Q_a dH_a = H_e dQ_e + Q_e dH_e \quad (4)$$

2.2 Transfert de chaleur en contre courant

L'analyse de l'échange à contre courant suivant l'axe z permet d'aboutir au système d'équations (eq.5) suivant, dont les caractéristiques des deux fluides sont les solutions de ce système.

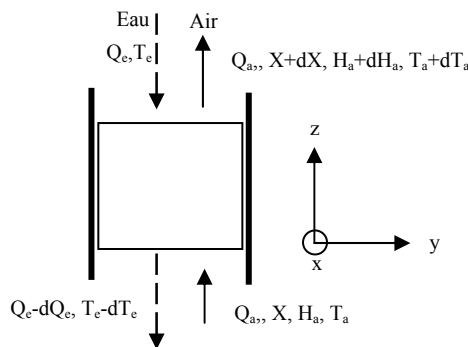


Fig1. distribution à contre courant

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{\beta \cdot a}{F_a} [(h_s - h_a) + K] \quad (5-1)$$

$$\frac{dX}{dz} = \frac{\beta \cdot a}{F_a} (X_s - X) \quad (5-2)$$

$$\frac{dT_e}{dz} = \frac{F_a}{F_e} \left(\frac{1}{Cp_e} + \frac{dh_a}{dz} - T_e \frac{dX}{dz} \right) \quad (5-3)$$

$$\frac{dF_e}{dz} = F_a \cdot \frac{dX}{dz} \quad (5-4)$$

Avec les flux équivalents à :

$$Q_e = F_e \cdot dx \cdot dy \quad \text{et} \quad Q_a = F_a \cdot dx \cdot dy \quad (6)$$

Ce système peut être réduit à deux équations seulement qui définissent chacun un fluide caloporteur grâce à deux hypothèses définissant la théorie de Merkel à savoir

- Le nombre de Lewis est égal à 1 (terme K = 0)
- La variation du débit d'eau est négligeable dans le bilan énergétique du système ($T_e dX/dz = 0$)

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{\beta \cdot a}{F_a} [(h_s - h_a)] \quad (7)$$

$$\frac{dT_e}{dz} = \frac{F_a}{F_e} \left(\frac{1}{Cp_e} + \frac{dh_a}{dz} \right) \quad (8)$$

La méthode de Runge Kutta est utilisée pour la résolution de ce dernier système d'équations [7], comme conditions aux limites on aura le débit et la température de l'eau chaude à l'entrée. L'itération se fera sur la température d'eau froide. Les résultats obtenus pour une application sont présentés sur la figure 3.

2.3 Transfert de chaleur en courant croisé

L'analyse de l'échange de chaleur en courants croisés est un peu différente qu'en contre courant. Il s'agit d'évaluer en même temps tous les paramètres en un point situé sur une surface, donc suivant un maillage en 2D de la dispersion. La variation de chaque paramètre au sein de cet échange (fig.2) est présentée par le système d'équation (eq.9).

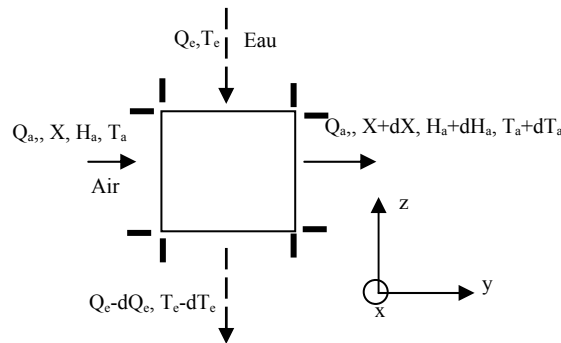


Fig 2. Echange à courants croisés

$$\frac{dh_a}{dy} = \frac{\beta \cdot a}{F_a} [(h_s - h_a) + K] \quad (9-1)$$

$$\frac{dX}{dy} = \frac{\beta \cdot a}{F_a} (X_s - X) \quad (9-2)$$

$$\frac{dT_e}{dz} = \frac{F_a}{F_e} \left(\frac{1}{Cp_e} + \frac{dh_a}{dy} - T_e \frac{dX}{dy} \right) \quad (9-3)$$

$$\frac{dF_e}{dz} = F_a \cdot \frac{dX}{dy} \quad (9-4)$$

Avec les flux équivalents à :

$$Q_e = F_e \cdot dx \cdot dz \quad \text{et} \quad Q_a = F_a \cdot dx \cdot dy \quad (10)$$

En appliquant les hypothèses de Merkel, on simplifie le système (eq.9) et on aboutit au système suivant :

$$\frac{dh_a}{dy} = \frac{\beta \cdot a}{F_a} [(h_s - h_a)] \quad (11)$$

$$\frac{dT_e}{dz} = \frac{F_a}{F_e} \left(\frac{1}{Cp_e} + \frac{dh_a}{dy} \right) \quad (12)$$

Le coefficient $\beta \cdot a = \lambda \cdot F_e^{1-n} \cdot F_a^n$ définit les caractéristiques des garnissages utilisés [3],

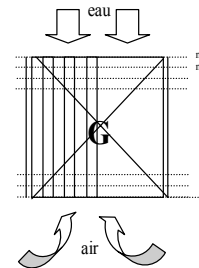
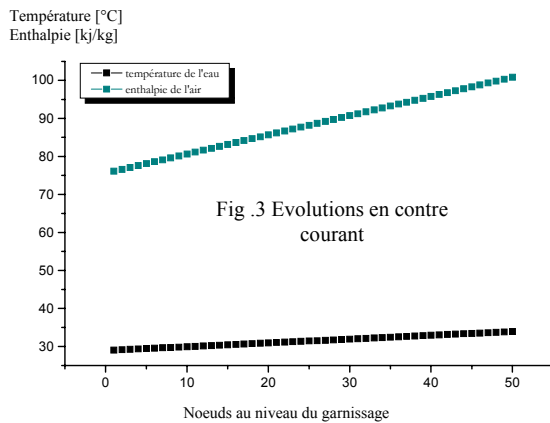
La méthode de Runge Kutta est appliquée pour la résolution du système d'équations. Les calculs débutent en haut à gauche de la dispersion où sont connues la température d'entrée de l'eau et l'enthalpie de l'air. La figure.5 montre cette approche.

3. RESULTATS OBTENUS ET DISCUSSIONS

Plusieurs applications ont été effectuées, quatre en contre courant et quatre autres en courants croisés. Il s'agissait de voir l'évolution de l'enthalpie de l'air et la température de l'eau car ce sont ces deux paramètres qui peuvent nous définir toutes les performances d'une dispersion. Les inputs ont été puisés dans [6] pour confirmer les résultats obtenus.

3.1 en contre courant

L'application a été faite pour le contre courant avec un débit d'eau de 67500 Kg/h, un débit d'air de 56000 kg/h, l'eau entrant à une température de 34°C et l'air avec une enthalpie de 76.1 kJ/kg pour une température du bulbe humide de 25 °C. La température de sortie de l'eau est fixée à 29 °C. Le nombre d'intervalles (fig.4) suivant la discrétisation de la dispersion est de 50. Les principales évolutions des deux caloporteurs sont présentées sur la figure 3.



Il est à remarquer l'uniformité de la répartition et de la température de l'eau et de l'enthalpie de l'air dont l'allure est presque linéaire. Ces deux évolutions caractérisent tout le comportement thermique d'une tour de refroidissement humide puisque grâce aux valeurs calculées on peut déduire la température du bulbe sec de l'air à la sortie de la dispersion, la perte en eau engendrée par le processus de refroidissement jusqu'aux puissances utiles des systèmes d'extraction d'air qu'on doit installer. A chaque étape du calcul il faut vérifier que la saturation de l'air n'est pas établie, chose qui a été faite.

Il est apparent que la profondeur du garnissage favorise le bon refroidissement, plus la hauteur du garnissage est grande meilleur est le transfert de chaleur. Seul inconvénient c'est l'encombrement de ces surfaces qui devient important ainsi que comme déjà cité la puissance d'extraction de l'air.

3.2 En courants croisés

Concernant l'échange à courants croisés, une application a été faite avec un débit d'air de 64500 kg/h et un débit d'eau de 72000 kg/h. La température d'entrée de l'eau étant de 37°C et celle du bulbe humide de l'air de 25°C avec une enthalpie de 80.8 kJ/kg toujours à l'entrée.

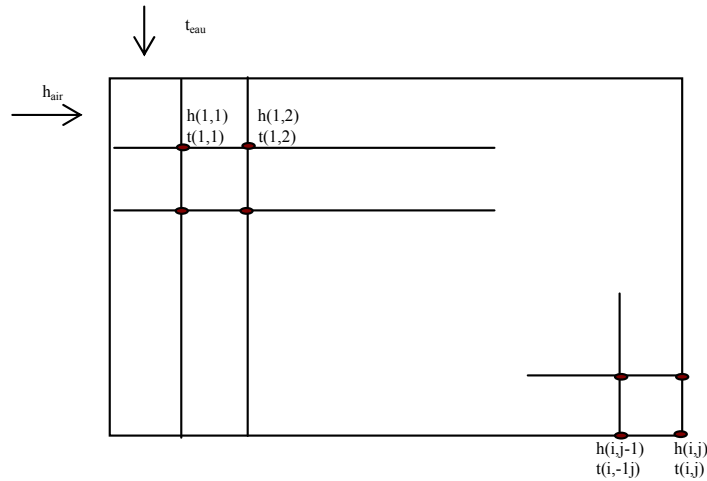


Fig.5 Discretisation des surfaces d'échange

La surface a été divisée en 80 nœuds, sur dix colonnes horizontalement pour voir l'effet de la pénétration et huit lignes verticalement pour voir l'effet de la profondeur. La discrétisation de la surface d'échange est présentée sur la figure 5.

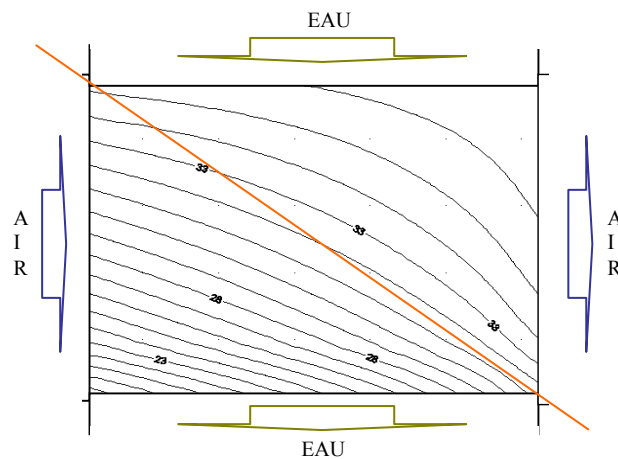


Fig.6 Evolution de la température de l'eau en courants croisés

Il apparaît suivant la figure 6 que le meilleur refroidissement de l'eau est situé à l'entrée des surfaces d'échange à cause de l'enthalpie de l'air qui reste toujours constante à l'entrée à 80.8 kJ/kg. Contrairement à l'intérieur de la dispersion où l'eau est moins refroidie puisque l'enthalpie de l'air augmente donc l'air perd de son pouvoir de caloporteur notamment dans le quart supérieur droit de la dispersion qui reste le moins refroidi par rapport à la température moyenne de sortie de l'eau de 25 °C.

Il est clair que la diagonale tracée délimite deux plages. La première plage inférieure où l'eau est refroidie efficacement et l'autre plage supérieure où l'échange n'est pas aussi parfait et le refroidissement devient médiocre, on remarque un intervalle entre 19 et 31 °C soit 12 degrés de différence entre la première colonne et la dernière.

Il est à remarquer aussi que la pénétration du garnissage n'est pas aussi efficace que la profondeur, la profondeur permet un refroidissement encore meilleur puisque le contact entre les deux caloporteurs commence toujours avec une enthalpie constante à l'entrée. Au contraire de la pénétration qui, si même elle augmente, son efficacité est limitée et chute directement quand l'air approche de l'état de saturation, donc incapable à véhiculer des charges supplémentaires ce qui fait que cette eau n'est pas refroidi correctement.

On peut déjà déduire que le refroidissement de l'eau ne se fait pas uniformément en courants croisés par rapport au contre courant, ceci est principalement dû à la circulation de l'air bien sur mais aussi à la forme géométrique de la dispersion. Ceci en omettant de parler des pertes de charge induites lors de la circulation

des deux caloporteurs qui doit être bien étudiée afin d'assurer la circulation à tout les niveaux des surfaces d'échange.

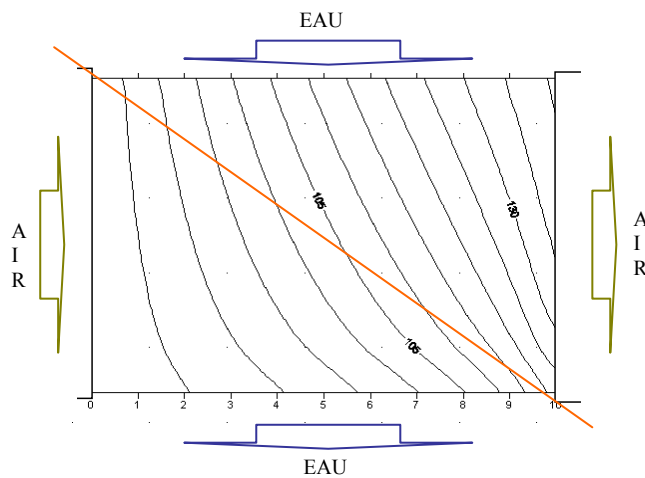


Fig.7 Evolution de l'enthalpie de l'air en courants croisés

Comme l'air influence l'eau pour qu'il soit refroidi le contraire est évident, l'eau chauffe l'air, puisque l'échange est direct entre ces deux caloporteurs. L'air en refroidissant l'eau par transfert de chaleur et surtout de masse lui ôte une certaine quantité d'où l'augmentation de son enthalpie. Ceci est valable sur toute la surface de la dispersion tant que l'air n'est pas saturé.

L'enthalpie de l'air varie, suivant la pénétration et la profondeur du garnissage, de 100 à 140 kJ/kg à la sortie de la dispersion dont la moyenne est de 130.4 kJ/kg. L'uniformité de la distribution de l'enthalpie n'est pas montrée au contraire son évolution est lente en dessous de la diagonale tracée et plus croissante en dessus de cette ligne. Ceci montre la dégradation du refroidissement de l'eau dans la figure.6 si l'on superpose ces deux dernières figures on retrouvera les mêmes régions.

On peut confirmer comme déjà dit, pour l'eau, que même l'évolution de l'enthalpie de l'air ne se fait pas uniformément en courants croisés par rapport au contre courant, ceci est principalement du à la circulation de l'eau bien sur mais aussi à la forme géométrique de la dispersion.

4. CONCLUSIONS

Choisir un garnissage permettant d'évacuer une charge donnée est en relation avec le principe de minimiser la profondeur des surfaces d'échange en contre courant et en minimisant en plus la pénétration pour le courant croisé. L'uniformité de l'échange de chaleur et de masse est meilleure en contre courant qu'en courant croisé.

Connaître l'évolution de la température de l'eau et de l'enthalpie de l'air nous permet de déduire le taux de chaleur transférée, la température de l'air sec à la sortie, la perte en eau engendrée pour accomplir le processus de refroidissement. Ces résultats à leur tour nous permettent de connaître les puissances utiles des équipements de pompage et des systèmes d'extraction de l'air en plus des quantités d'eau traitées qui doivent être produites pour combler la perte en eau.

Ce travail peut servir comme premier outil afin de déterminer les surfaces d'échanges optimales d'une tour de refroidissement humide surtout pour l'échange à courant croisé puisque ce dernier dépend de deux grandeurs la pénétration et la profondeur du garnissage. Il peut aussi servir comme moyen de vérification continu des performances d'un système opérationnel.

Reste à étudier d'autres types de surfaces d'échanges qui ne soient pas de forme cubique mais décalé en amont et en aval de la dispersion surtout en pénétration, ce qui permettra sûrement de comprendre mieux le phénomène d'échange en courants croisés.

REFERENCES

- [1] Sidi Ali K., “ *Méthode d’Evaluation des Performances Thermiques d’un Système de Refroidissement Fermé* ”, 4emes Journées Maghrébines de Mécanique, Sidi Bel Abbes 1998, vol. II, pp191-196, 1998.
- [2] Sidi Ali K., “ *A Computer Program Predicting Steady-State Performance of a Nuclear Research Reactor’s Cooling System* ”, ICONE10-22009, ASME, USA, Avril 2002
- [3] Lowe H.J.and Christie D.G., “ *Heat transfer and pressure drop data on cooling tower packings and model studies of the resistance of natural draught towers*. IHTC Colorado. pp 933-950. 1961.
- [4] Sidi Ali K., “ *effets de la profondeur du garnissage sur les principaux paramètres d’une tour de refroidissement humide* ”, Séminaire International de Physique Energetique, Bechar 2002
- [5] Bourillot C., “ *dimensionnement thermique des réfrigérants humides à triage naturel* ”, Royt, 1975, pp B1-15
- [6] Stoecker W.F. and Jones J.W., “ *Refrigerating and air conditioning* ”. Mc graw-hill ISE, Ed. 1982
- [7] Berman L.D., “ *Evaporative cooling of circulating water* ” Pergamon Press, Londres, 1961.
- [8] Poppe M., “ *Warme und stoffübertragung bei der verdunstungskühlung im gegen und kreuzstrom* ”. Dissertation TU., Hanovre, 1972.
- [9] Merkel F., “ *Verdunstungskühlung* ” VDI fascicule 275, 1925.
- [10] Gardner G.C., “ *Heat and mass transfer calculations using exponentially curved equilibrium line with special reference to cooling towers* ” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.10, 1967.
- [11] Carey W.F., Et Williamson, G.J., “ *gas cooling and humidification: design of packed towers from small scale tests* ” Proceedings Institution Mechanical Engineers, vol.163, 1950.
- [12] Bosnjakovic F., “ *Technische Thermodynamik* ” Partie II, 4e Ed,Dresde, 1965.
- [13] Rish R.F., “ *The design of a natural draught cooling tower* ” International Heat Transfer Conference. Denver Colorado, 1962.