

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université A. MIRA-BEJAIA
Faculté de Technologie

Département de Génie des Procédés

Mémoire de Master

Filière : Génie des Procédés

Option : Génie chimique

Thème

**ETUDE NUMERIQUE D'UNE TOUR DE
REFROIDISSEMENT HUMIDE A CONTRE-
COURANT**

Présenté par :

IFFIS Tayeb

AMIMEUR Silia

Dirigé par :

Mr M. LEMOUARI

Année universitaire 2016-2017

Dédicace

C'est avec une immense joie que je dédie ce mémoire de fin d'études à mes chers parents en signe de reconnaissance pour leur soutien, que Dieu leur préserve bonne santé et longue vie.

A mes sœurs, mon frère Adel, ma tante, mon oncle et ma cousine Hayette.

A mes nièces Lina Rima et Arine sans oublier leur père Chafaa.

A tous mes amis surtout mes copains de chambre Azedine, Farid, Nadjib, Fares, Adel, Hamza, Mestapha, Loucif, Eldjoudi, Abdeslam, Yacine, Massi, Z. Fars, Mohamed...

A mes enseignants et tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à la réalisation de ce travail, qu'il trouve ici un témoignage de ma gratitude et de ma reconnaissance.

Tayeb

Dédicace

Je dédie ce mémoire à :

Ma chère mère qui a attendu avec patience le fruit de sa bonne éducation ;

A ma tante Hayat qui m'a indiqué la bonne voie en me rappelant que la volonté fait toujours les grands hommes et femmes ainsi son mari Smaïl ;

Aucune dédicace ne pourrait exprimer mon respect, ma considération et mes profonds sentiments envers eux pour leur patience illimitée, leur encouragement continu, leur aide, tous les sacrifices consentis et leurs précieux conseils et pour toute leurs assistance et leurs présence dans ma vie;

A mon frère et sœurs Lucas, Katia, Naïma, Dihia ,Thafath qui n'ont cessé d'être pour moi des exemples de persévérance ,de courage et de générosité ;

A ma grande mère Zinab pour son amour et ses précieux conseils ;

A mes meilleurs amis : Kamel, docteur Abass, Idir, Athmane , Mohand Saïd , Mustapha, fares, lycia, Nadi, Kahina ;

A toute ma famille ;

A mes professeurs ;

Vous resterez toujours pour moi, un bon exemple.

*Enfin, à toute personne ayant participé de près ou de loin au
Collaboration de ce travail ;*

A tous ceux que j'aime.

Sílía

Remerciements

Après avoir rendu grâce à Dieu le Tout puissant et Miséricordieux,

*Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements et notre profonde gratitude à notre promoteur Monsieur **M. LEMOUARI** pour son aide, sa disponibilité et ses bons conseils. Soyez assuré de notre sincère reconnaissance et veuillez trouver ici l'expression de notre profonde et respectueuse gratitude.*

*Nos vifs remerciements vont également aux membres de jury **Mr A. METREF** pour nous avoir fait l'honneur de présider le jury, et **M^{me} N. BOUADEM** pour l'honneur qu'elle nous a accordé pour avoir examiner ce travail.*

*Nos sentiments de reconnaissance vont à l'endroit de tous les enseignants intervenant qui ont guidé nos réflexions durant nos recherches notamment **Mr HAMITOUCHE KAMEL**
Nous tenons à remercier chaleureusement nos familles, notamment nos chers parents pour leur patience, leurs encouragements et leur soutien inestimable.*

Enfin, nous remercions toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail.

SOMMAIRE

Sommaire

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

CHAPITRE 1

Etude bibliographique sur les tours de refroidissement

1.1 Introduction	4
1.2 Tours de refroidissement	4
1.3 Classification des tours de refroidissement	5
1.3.1 Tours de refroidissement à tirage naturel	5
1.3.1.1 Principaux avantages des tours de refroidissement à tirage naturel	5
1.3.2 Tours de refroidissement à tirage mécanique.....	6
1.3.2.1 Tours de refroidissement à tirage forcé	6
1.3.2.2 Tours de refroidissement à tirage induit.....	7
1.3.2.3 Comparaison entre les deux modes de tirage.....	8
1.4 Conclusion.....	9

CHAPITRE 2

Modèle mathématique de la tour de refroidissement

2.1 Introduction	10
2.2 Equation de transfert de chaleur et de masse dans les tours de refroidissements selon Poppe.....	10
2.2.1 Equations de transfert de chaleur et de masse lorsque l'air est insaturé ou saturé.....	11
2.2.2 Equations de transfert de chaleur et de masse lorsque l'air est supersaturé.....	13
2.3 Procédure de résolution numérique du modèle mathématique.....	14
2.4 Conclusion.....	21

CHAPITRE 3

Résultats et discussions

3.1 Introduction	22
3.2 Rapport des débits des fluides (eau/air).....	22
3.3 Débit d'eau évaporé.....	23
3.4 Humidité de l'air.....	24
3.5 Enthalpie de l'air	25
3.6 Caractéristique de la tour (nombre de Merkel, Me_p).....	26
3.7 Quantité de chaleur rejetée	27

3. 8 Efficacité thermique de la tour	28
3.9 Conclusion.....	29
CONCLUSION GENERALE	31
BIBLIOGRAPHIE.....	33
ANNEXES.....	35

Nomenclature

Symboles	Signification	Unités
c_{pa}	Chaleur spécifique de l'air	J/kg K
c_{pmas}	Chaleur spécifique de l'air sursaturé par unité de masse	J/kg K
c_{pv}	Chaleur spécifique de la vapeur d'eau dans l'air	J/kg K
c_{pw}	Chaleur spécifique de l'eau	J/kg K
h_d	Coefficient de transfert de masse	kg/m ² s
i_{fg}	Chaleur latente de l'eau	J/kg
i_{fgwo}	Chaleur latente de l'eau à la température 273,15K (0°C)	J/kg
i_{ma}	Enthalpie de l'air humide	J/kg
i_{masw}	Enthalpie de l'air humide saturé à la température de l'eau par unité de masse d'air sec	J/g
i_{ss}	L'enthalpie de l'air supersaturé	J/kg
i_v	Enthalpie de la vapeur d'eau	J/kg
i_w	Enthalpie de l'eau	J/kg
L_{ef}	Facteur de Lewis	J/kg
m_a	Débit d'air sec	kg/s
M_{ep}	Nombre de Merkel selon la méthode de Poppe	–
m_w	Débit d'eau	kg/s
T_a	Température d'air sec	K
T_w	Température de l'eau	K
T_{wb}	Température humide de l'air	K
w_{sw}	Humidité de l'air saturé à la température de l'eau	kg w/kg a
Z	Elévation, coordonné	m
Liste des indices		
a	Air	
i	Entrée	
o	Sortie	

Nomenclature

s	Saturé
ss	Supersaturé
v	Vapeur
w	Water
wb	Wetbulb

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les centrales thermiques et nucléaires modernes de génération d'électricité, les usines chimiques et pétrochimiques, les systèmes de conditionnement d'air ainsi que de nombreux procédés industriels déchargent invariablement des quantités d'énergie considérable dans l'environnement par le transfert thermique. Bien que l'eau puisée d'une rivière ou d'un lac proche puisse être utilisée pour évacuer cette énergie, les tours de refroidissement (généralement à tirage naturel ou à tirage mécanique) offrent une excellente alternative en particulier dans les endroits où l'eau de refroidissement n'est pas facilement accessible en quantités suffisantes à partir des sources naturelles ou dans le cas où l'environnement impose une certaine limite sur la température à laquelle l'eau de refroidissement peut être retournée au milieu naturel [1].

Une tour de refroidissement, comme illustré en figure 1, est un échangeur qui permet de refroidir de l'eau par contact direct avec l'air ambiant. Afin d'augmenter la surface d'échange avec l'air, l'eau est finement pulvérisé par un système de distribution d'eau disposé dans la partie supérieure de la tour. Elle s'écoule ensuite par gravité et rencontre pendant son écoulement un corps d'échange appelé "Packing" ou "garnissage" et tombe ensuite dans un bassin de récupération. Tout au long de ce parcours l'eau croise un flux d'air ascendant, auquel elle cède sa chaleur par transfert de chaleur sensible et principalement par chaleur latente du fait de l'évaporation d'une partie de l'eau dans le courant d'air. Ce principe de refroidissement permet de refroidir l'eau à une température inférieure à celle de l'ambiance [2].

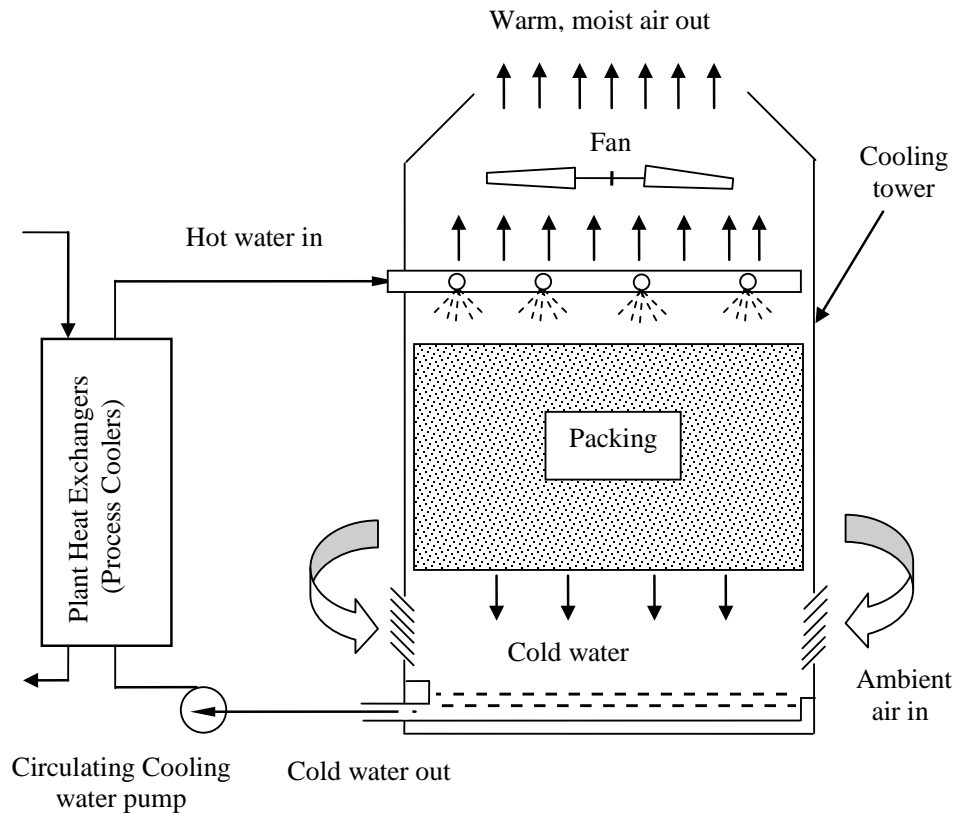


Figure 1. Schéma de fonctionnement d'une tour de refroidissement humide [1-3]

Dans ce contexte, l'étude des tours de refroidissement dotées de différents types de garnissages a fait l'objet de nombreux travaux numériques [4,5] et expérimentaux [6,13] depuis les années 50 du siècle passé et les recherches se sont poursuivies dans ce domaine afin de mieux analyser les phénomènes de transfert de chaleur et de masse et améliorer les performances thermiques et hydrauliques des tours de refroidissement, et par conséquent augmenter leur efficacité de refroidissement de l'eau, ce qui permettrait à la fois une économie d'énergie, une réduction de la consommation d'eau et une protection de l'environnement, qui constituent les facteurs clés pour un développement durable qui est devenu actuellement un enjeu majeur pour la plus part des états de la planète [1].

L'objectif principal de notre travail est donc de faire une étude numérique d'une tour de refroidissement humide à contrecourant à tirage naturel garnie par un garnissage de type film "expanded metal fill". Pour ce faire, le travail est structuré de la manière suivante :

Le chapitre 1, qui suit cette introduction à la thématique, exposera succinctement une étude bibliographique sur les tours de refroidissement. Une attention particulière sera accordée aux tours de refroidissement humides à contrecourant qui sont considérées dans ce travail.

Le chapitre 2 présentera le modèle mathématique de la tour de refroidissement humide. A cet égard, les équations décrivant les phénomènes de transfert de chaleur et de masse relatifs au refroidissement de l'eau par un courant d'air dans la tour, ainsi que la procédure de résolution numérique du modèle mathématique seront présentées.

Le chapitre 3 sera consacré aux principaux résultats obtenus lors de l'étude numérique. A cet égard, l'évolution des paramètres représentant les caractéristiques de performances thermiques de la tour de refroidissement étudiée à tels que la caractéristique de la tour (M_{ep}), le débit d'eau évaporé, la quantité de chaleur rejetée par la tour, l'efficacité de la tour ainsi que l'humidité et l'enthalpie de l'air tout au long de la tour seront exposés et analysés. Ces résultats seront comparés avec ceux des travaux de la littérature [13].

Enfin, le travail sera terminé par une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus et quelques perspectives.

CHAPITRE 1

**ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES TOURS DE
REFROIDISSEMENT**

Chapitre 1

Etude bibliographique sur les tours de refroidissement

1.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à une étude bibliographique sur les tours de refroidissement et leurs principes de fonctionnements ainsi que le mode de classement.

Les processus industriels s'accompagnent très généralement de production de chaleur provenant du traitement de corps chauds (sidérurgie, plasturgie, automobile, etc.), de condensations (centrales électriques, sucreries, distilleries, etc.) de transformations d'énergie mécanique ou de réactions exothermiques (gaz industriels, chimie, papeteries, verreries, etc.) en chaleur.

Ces quantités de chaleur doivent être, en général, évacuées vers une source froide qui doit être à une température la plus faible possible afin d'obtenir un rendement optimal de l'installation, c'est à dire une consommation de combustible, de réactifs ou d'énergie la plus faible possible. La solution qui permet d'atteindre la température la plus basse possible, en contact avec l'air extérieur [7].

1.2 Tours de refroidissement

Une tour de refroidissement est un cas particulier d'un échangeur de chaleur. Elle est utilisée pour refroidir un liquide (généralement l'eau) à l'aide d'un moyen de refroidissement. Le transfert thermique s'effectue par un contact direct ou indirect.

Elle a pour objectif d'évacuer vers le milieu extérieur la chaleur issue d'un système de refroidissement, en pulvérisant l'eau chaude dans un flux d'air froid. Le contact entre les deux fluides permet de refroidir l'eau grâce à l'évaporation d'une partie d'eau pulvérisée [8].

1.3 Classification des tours de refroidissement

Les tours aéroréfrigérantes sont classés selon deux modes de tirage:

1.3.1 Tours de refroidissement à tirage naturel

Les tours de refroidissement à tirage naturel n'utilisent pas de ventilateur mécanique pour créer l'air dans la tour, son air est dérivé d'un écoulement d'induction naturel fournit par un jet de pression.

Les tours de refroidissement à tirage naturel, également connues sous le nom de tours de refroidissement hyperboliques, sont habituellement privilégiées lors du traitement de grands volumes d'eau, que l'on retrouve principalement dans les centrales thermiques et les centrales nucléaires et plus rarement dans l'industrie [9].

Le principe de fonctionnement est le suivant : l'air chaud se déplace vers le haut tandis que l'air froid est entraîné à l'intérieur de la tour via une entrée d'air située dans le fond.

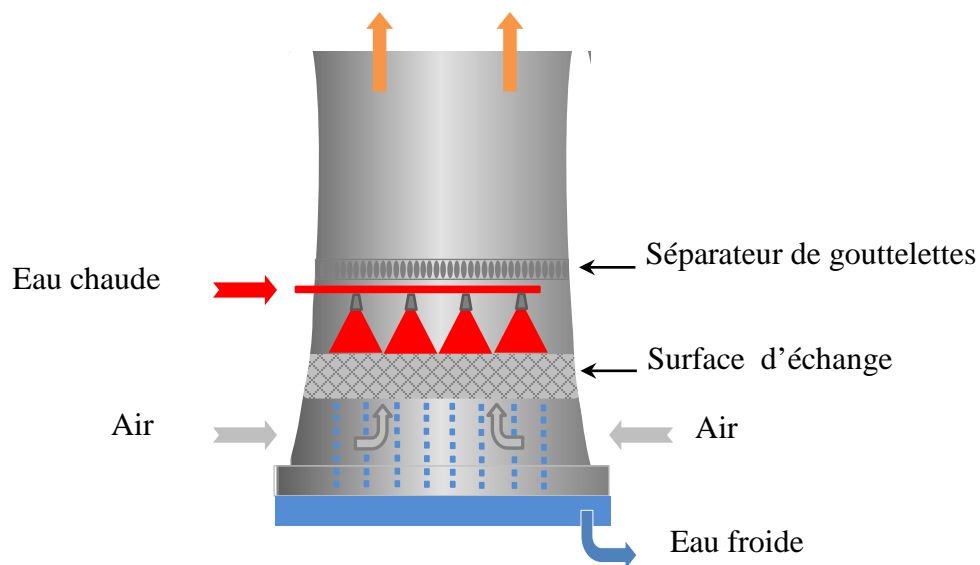


Figure 1.1 Tour de refroidissement à tirage naturel [9].

1.3.1.1 principaux avantages des tours de refroidissement à tirage naturel

Les principaux avantages des tours de refroidissement à tirage naturel résident dans le fait qu'aucun ventilateur n'est utilisé, permettant ainsi d'économiser de l'énergie et de maintenir un faible niveau sonore. L'absence de pièces en mouvement réduit les opérations de maintenance et augmente le cycle de vie opérationnel [10].

1.3.2 Tours de refroidissement à tirage mécanique

Les tours de refroidissement à tirage mécanique construites sur place sont utilisées dans une vaste gamme d'applications de refroidissement telles que les centrales électriques, les processus industriels, le raffinage, la fabrication, etc. Les tours de refroidissement à tirage mécanique utilisent un ou plusieurs grands ventilateurs mécaniques afin de faire circuler l'air dans la tour.

Dans ce modèle il existe deux différentes classes de fonctionnement selon l'emplacement des ventilateurs :

- Tours de refroidissement à tirage forcé
- Tours de refroidissement à tirage induit

La circulation d'air dans l'une ou l'autre classe peut être à contre-courant ou à courant croisé en ce qui concerne l'eau de chute. Le croisement de flux indique que le flux d'air est horizontal dans la partie remplie de la tour tandis que le contre-courant signifie que le flux d'air est dans la direction opposée de l'eau de chute.

Toutes les tours mécaniques doivent être localisées de sorte que l'air de décharge se répande librement sans passer par la tour de recirculation, et ainsi les admissions d'air ne sont pas restreintes. Les tours de refroidissements devraient être localisées aussi près que possible des systèmes de réfrigération qu'elles servent, mais ne devraient jamais être localisées au-dessous d'eux afin de permettre à l'eau du condensateur de sortir hors du système par la tour de bassin quand le système est arrêté [9].

1.3.2.1 Tours de refroidissement à tirage forcé

La tour de refroidissement à tirage forcé est montré sur la figure (1.2), dans ce modèle le ventilateur est placé à la partie inférieure de la tour et pousse l'air vers la partie supérieure. Ce système est obligatoire quand l'eau de circulation dégage des vapeurs corrosives car les éléments mécaniques sont situés dans une zone sèche [11].

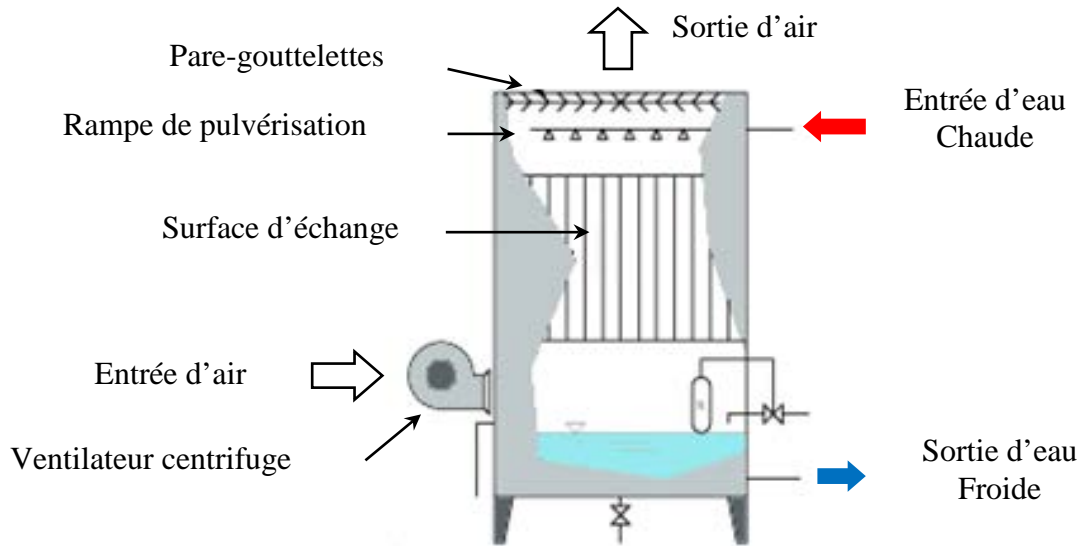


Figure1.2 Tour de refroidissement à tirage forcé [9].

1.3.2.2 Tours de refroidissement à tirage induit

La tour de refroidissement à tirage induit a un ou plusieurs ventilateurs localisés au sommet de la tour, l'air est aspiré vers le haut contre l'écoulement du flux d'eau. De ce fait, le flux d'air est à l'opposé de l'écoulement de l'eau, alors l'eau la plus froide au fond est en contact avec l'air le plus sec tandis que l'eau la plus chaude au-dessus est en contact avec l'air humide. Ainsi, le transfert de chaleur augmente [11].

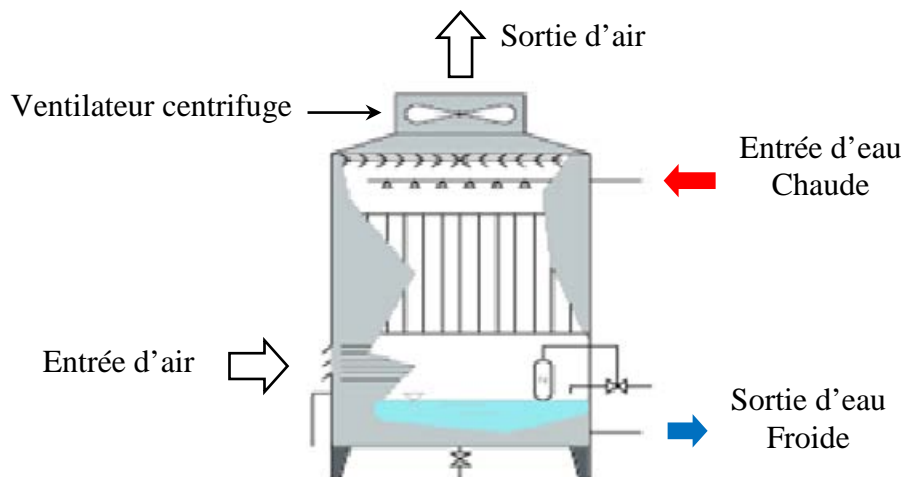


Figure 1.3 Tour de refroidissement à tirage induit [9].

1.3.2.3 Comparaison entre les deux modes de tirage

Le tableau suivant montre les avantages et les inconvénients entre le tirage forcé et le tirage induit.

Tableau 1 Avantages et inconvénients des deux systèmes [11,12]:

	Fonctionnement à tirage induit	Fonctionnement à tirage forcé
AVANTAGES	<ul style="list-style-type: none"> -adapté aux unités de débits moyens et importants (à partir de 100m³/h) -le nombre de ventilateurs est limité, même dans les grosses unités. -rejet d'air de sortie à forte vitesse (environ 10m/s) favorisant son évacuation dans l'atmosphère et limitant les risques de recyclage. 	<ul style="list-style-type: none"> -la construction est simple. -les éléments mécaniques sont directement accessibles pour l'entretien.
INCONVENIENTS	<ul style="list-style-type: none"> -il est mal adapté aux eaux agressives ou corrosives, car elles peuvent atteindre le groupe de ventilation malgré le séparateur de gouttes. - ce système nécessite des groupes de ventilation plus complexes et moins accessibles. 	<ul style="list-style-type: none"> -réservé aux petites et moyennes débits (500m³/h) -le rendement est faible par rapport au tirage induit, car la répartition d'air interne étant moins uniforme -le rejet de l'air de sortie à faible hauteur et faible vitesse favorisant le phénomène de recirculation (respiration de l'air chaud et humide sortant de la tour), ce qui provoque une remontée de la température d'eau refroidie.

1.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté d'une manière générale les différents modes de tirages dans une tour de refroidissements ainsi que leurs principes de fonctionnements.

Pour une utilisation dans l'industrie de transformation et de production, les tours de refroidissement à tirage mécanique sont plus adaptés à cause de leurs simplicités de construction et de maintenances.

Les tours de refroidissement à tirage naturel sont principalement utilisés dans les grandes centrales de production telle que les centrales électriques qui ne nécessitent pas de déplacement fréquents et fonctionnent pour des grands débits d'air.

CHAPITRE 2

Modèle mathématique de la tour de refroidissement

Chapitre 2

Modèle mathématique de la tour de refroidissement

2.1 Introduction

Les modèles mathématiques ou les approches qui prédisent le transfert de chaleur et de masse dans les tours de refroidissement constituent la base de toute investigation théorique ou expérimentale des performances des tours de refroidissement [10].

Dans ce chapitre, c'est le modèle de Poppe qui sera utilisé pour étudier les paramètres de performance de transfert de chaleur et de masse à travers le garnissage d'une tour de refroidissement humide à contre-courant. A cet égard, le logiciel de calcul scientifique Matlab (R2013a) à l'aide du solveur ode 45 sera utilisé pour la résolution numérique des équations du modèle mathématique de la tour de refroidissement.

2.2 Equations de transfert de chaleur et de masse dans les tours de refroidissements selon le modèle de Poppe

Le modèle de Poppe, développé dans les années 1970, n'a pas pris en considération les hypothèses simplifiées par Merkel, les équations gouvernant le modèle de Poppe sont étendues pour donner une représentation plus détaillée du nombre de Merkel [10].

Ce modèle prédit avec précision la teneur en eau de l'air sortant, une considération très importante dans la conception d'une tour de refroidissement hybride [11].

Dans cette partie, on présentera les équations de transfert de chaleur et de masse dans un garnissage d'une tour de refroidissement humide à contre-courant dans le cas où l'air est insaturé de vapeur d'eau et lorsque l'air est supersaturé de vapeur d'eau.

2.2.1 Equations de transfert de chaleur et de masse lorsque l'air est insaturé ou saturé

La figure (2.1) montre un volume de contrôle dans le garnissage d'une tour de refroidissement par voie humide à contre-courant.

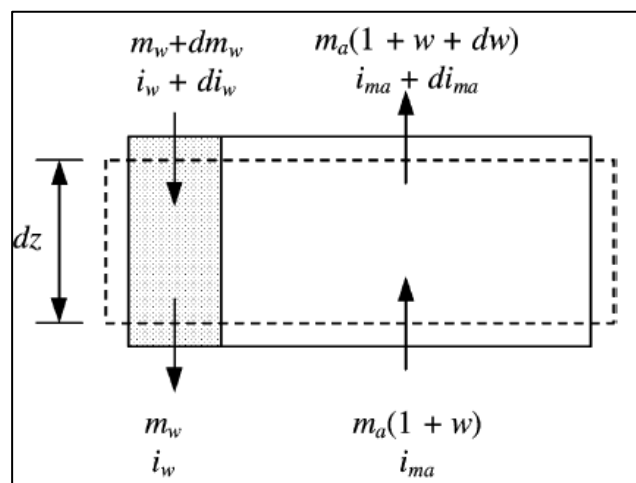


Figure 2.1 Volume de contrôle du garnissage à contre-courant [13].

La figure (2.2) montre un Volume de contrôle côté air du garnissage.

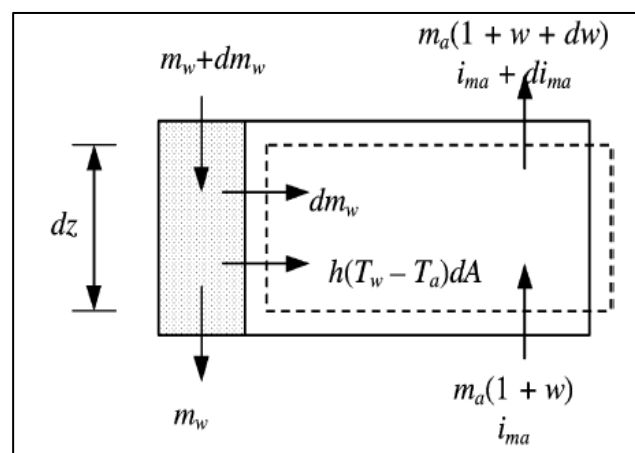


Figure 2.2 Volume de contrôle côté air du garnissage [13].

Les équations régissant la variation de l'humidité, l'enthalpie du mélange air-vapeur et de nombre de Merkel selon la méthode de Poppe en fonction de la température lorsque l'air est insaturé ou saturé sont données par [13,15] :

$$\frac{dw}{dT_W} = \frac{c_{pW} \frac{m_W}{m_a} (w_{sW} - w)}{i_{masW} - i_{ma} + (L_{ef} - 1) [i_{masW} - i_{ma} - (w_{sW} - w) i_v] - (w_{sW} - w) c_{pW} T_W} \quad (2.1)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_W} = \frac{m_W c_{pW}}{m_a} + \left(1 + \frac{(w_{sW} - w) c_{pW} T_W}{i_{masW} - i_{ma} + (L_{ef} - 1) [i_{masW} - i_{ma} - (w_{sW} - w) i_v] - (w_{sW} - w) c_{pW} T_W} \right) \quad (2.2)$$

$$\frac{dM_{ep}}{dT_W} = \frac{c_{pW}}{i_{masW} - i_{ma} + (L_{ef} - 1) [i_{masW} - i_{ma} - (w_{sW} - w) i_v] - (w_{sW} - w) c_{pW} T_W} \quad (2.3)$$

Où :

M_{ep} : Le nombre de Merkel selon la méthode de Poppe

w : L'humidité spécifique de l'air (kg vapeur d'eau/kg air sec).

i_{ma} : L'enthalpie du mélange air-vapeur

T_W : La température de l'eau

L_{ef} : Facteur de Lewis

Le facteur de Lewis L_{ef} est une indication des taux relatifs de transfert de chaleur et de masse dans un processus d'évaporation.

Le facteur de Lewis pour l'air non saturé, est donné par [13] :

$$L_{ef} = 0.865^{0.667} \left(\frac{w_{sW} + 0.662}{w + 0.622} - 1 \right) / \left[\ln \left(\frac{w_{sW} + 0.662}{w + 0.622} \right) \right] \quad (2.4)$$

On a aussi le rapport des débits massiques m_W/m_a qui change lorsque l'air se déplace vers le haut du garnissage. La variation du débit massique est déterminée en considérant le volume de contrôle d'une partie du garnissage [16].

La variation du débit massique d'eau peut être déterminée on connaissant le débit massique de l'eau à l'entrée, m_{Wi} . A partir du volume de contrôle de la Figure (2.2), le débit massique à l'entrée est exprimé par :

$$m_{Wi} = m_W + m_a (w_0 - w) \quad (2.5)$$

Après réarrangement on trouve :

$$\frac{m_W}{m_a} = \frac{m_{Wi}}{m_a} \left(1 - \frac{m_a}{m_{Wi}} (w_0 - w) \right) \quad (2.6)$$

Le système d'équations précédent s'applique uniquement à l'air non saturé. Dans certains cas, l'air peut se saturer avant de quitter le garnissage [16]. Étant donné que la température de l'eau est encore plus élevée que la température de l'air, le potentiel de transfert de chaleur et de masse existe encore, dans ces conditions, l'excès de vapeur d'eau se condensera comme un brouillard.

2.2.2 Equations de transfert de chaleur et de masse lorsque l'air est supersaturé

Les volumes de contrôle des figures (2.1) et (2.2) sont également applicables si l'air est sursaturé, puisque l'excès de vapeur d'eau se condensera comme une brume, L'enthalpie de l'air supersaturé s'exprime par [13,16] :

$$i_{ss} = c_{pa}T_a + w_{sa}(i_{fgwo} + c_{pV}) + (w - w_{sa})c_{pw}T_a \quad (2.7)$$

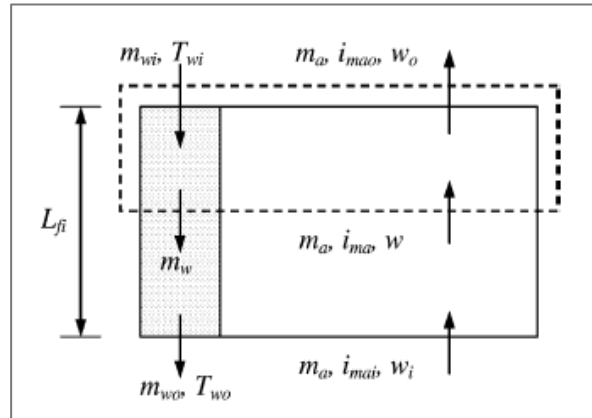


Figure 2.3 Volume de contrôle du garnissage [13].

Les équations régissant la variation de l'humidité, de l'enthalpie du mélange air-vapeur et de nombre de Merkel selon la méthode de Poppe en fonction de la température lorsque l'air est sursaturé ou supersaturé sont données par [13,15]:

$$\frac{dw}{dT_W} = \frac{c_{pW} \frac{m_W}{m_a} (w_{sW} - w_{sa})}{i_{masW} - i_{ss} + (L_{ef} - 1) \left[\frac{i_{masW} - i_{ss} - (w_{sW} - w_{sa}) i_{v+}}{(w - w_{sa}) c_{pW} T_W} \right] + (w - w_{sW}) c_{pW} T_W} \quad (2.8)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_W} = \frac{m_W c_{pW}}{m_a} \left(1 + \frac{(w_{sW} - w_{sa}) c_{pW} T_W}{i_{masW} - i_{ma} + (L_{ef} - 1) \left[\frac{i_{masW} - i_{ss} - (w_{sW} - w_{sa}) i_{v+}}{(w - w_{sa}) c_{pW} T_W} \right] - (w - w_{sW}) c_{pW} T_W} \right) \quad (2.9)$$

$$\frac{dM_{ep}}{dT_W} = \frac{c_{pW}}{i_{masW} - i_{ma} + (L_{ef} - 1) \left[\frac{i_{masW} - i_{ss} - (w_{sW} - w_{sa}) i_{v+}}{(w - w_{sa}) c_{pW} T_W} \right] - (w_{sW} - w) c_{pW} T_W} \quad (2.10)$$

Le facteur de Lewis L_{ef} pour l'air sursaturé ou supersaturé, est donné par [13] :

$$L_{ef} = 0.865^{0.667} \left(\frac{w_{sW} + 0.662}{w_{sa} + 0.622} - 1 \right) / \left[\ln \left(\frac{w_{sW} + 0.662}{w_{sa} + 0.622} \right) \right] \quad (2.11)$$

2.3 Procédure de résolution numérique du modèle mathématique

Le logiciel du calcul scientifique Matlab (R2013a) (ode 45) est utilisé pour résoudre les systèmes d'équations différentielles (A) et (B) (figure 2.8). Le système (A) est défini par les équations (2.1), (2.2), (2.3) dans le cas où l'air insaturé ou saturé, tandis que le système (B) est défini par les équations (2.8), (2.9), (2.10) dans le cas où l'air est supersaturé.

- La première étape du processus de résolution numérique consiste à diviser le garnissage en plusieurs intervalles pour avoir des résultats plus précis, tandis que la différence de température de l'eau reste constante, c'est-à-dire :

$$\Delta T_W = (T_{Wi} - T_{Wo}) / \text{Nombre d'intervalles} \quad (2.12)$$

La figure (2.4) montre un exemple où le garnissage est divisé en cinq intervalles.

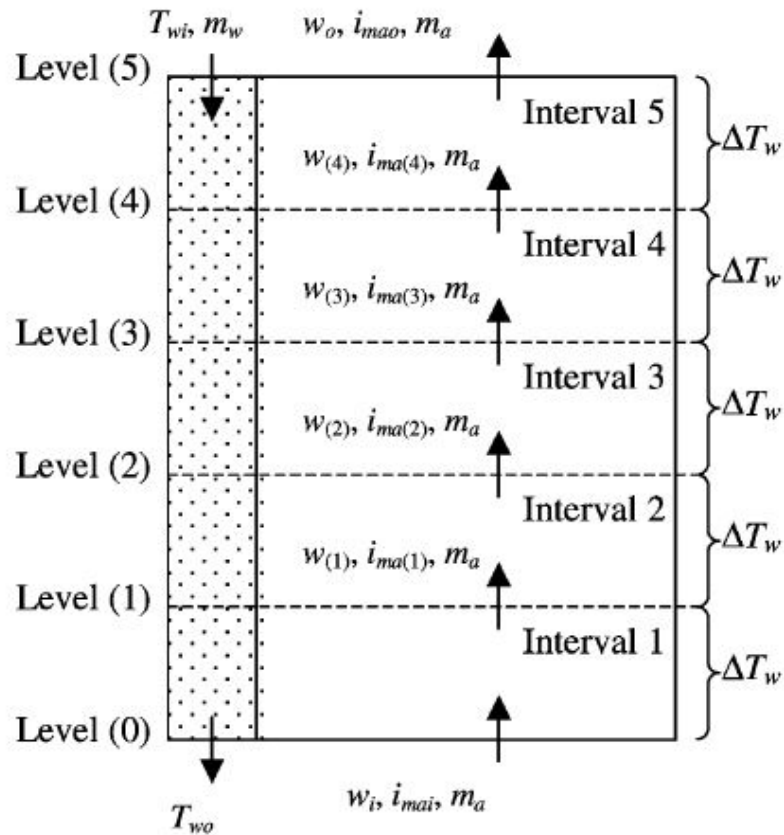


Figure 2.4 Garnissage à contre-courant divisé en cinq intervalles [13].

La tour de refroidissement étudiée dans ce chapitre est une tour humide à tirage naturel, dont les paramètres des deux fluides ainsi que la caractéristique de la tour sont les mêmes utilisés par Kloppers [13], et qui sont présentés dans le tableau 2.1 :

Tableau 2.1 Les conditions opératoires de la tour de refroidissement [13].

Entrée eau à refroidir	
Température d'entrée (niveau 5) de l'eau (K)	$T_{wi} = 313.15$
Température de sortie (niveau 0) de l'eau (K)	$T_{wo} = 294.56$
Débit massique de l'eau (kg/s) (niveau 5)	$m_{wi} = 12500$
Entrée air de refroidissement (niveau 0)	
Température de bulbe humide de l'air (K)	$T_{wbi} = 284.2$
Température de l'air humide à l'entrée (K)	$T_{ai} = 288.6$
Pression atmosphérique (N/m ²)	$P_a = 84100$
Débit massique de l'air sec (kg/s)	$m_a = 16672.19$
Humidité de l'air (kg de vapeur d'eau/kg air sec)	$w_i = 0.008127$
Humidité de l'air à la sortie (niveau 05) kg vapeur d'eau /kg air sec	$w_0 = 0.027888$
Enthalpie de l'air J/kg air sec	$i_{mai} = 36114.71$
Caractéristique de la tour	
Nombre de Merkel	$Mep_i = 0$

- Dans la seconde étape on suppose que l'air est insaturé dans le niveau 0, puis on procède à la résolution numérique du système (A) en utilisant le Solveur ode 45 auquel on fait entrer les paramètres initiaux ($w_{(0)}, i_{ma(0)}, M_{ep(0)}$) et l'intervalle de température, comme le montre les scripts suivants :

```

1 function dy=unsat2(T_w,y)
2 T=273.15;
3 A=12500; %A=mwi (Kg/s)
4 B=16672.19; %B=ma (Kg/s)
5 C=0.027888 ; %C=wo (Kg vapeur d'eau/Kg air sec)
6 p=84100; %(pa)
7 E=2501598.533; %ifgwo (J/K)
8 z=10.79586*(1-(273.16/T_w))+5.02808*log10(273.16/T_w)+0.000150474*(1-10^(-8.29692*((T_w/273.16)-1)))
9 +0.00042873*(10^(4.76955*(1-(273.16/T_w)))-1)+2.786118312;
10 pv=10^z; %(pa)
11 D=((0.62509*pv)/(p-(1.005*pv))); %D=wsW
12 A_B=(A/B)*(1-((B/A)*(C-y(1)))); %A_B=mw/ma
13 f11=D-y(1); %f11=(wsW-w)
14 cpw=8155.99-(2.80627*10*((T_w+T)/2))+
15 (0.0511283*((T_w+T)/2)^2)-(0.0000000000217582*((T_w+T)/2)^6); % (J/Kg K)
16
17 cpa=1045.356-(0.3161783*((T_w+T)/2))+0.0007083814*((T_w+T)/2)^2)-(0.0000002705209*((T_w+T)/2)^3); % (J/Kg K)
18 cpv=1360.5+(2.31334*((T_w+T)/2))-(0.00000000246784*((T_w+T)/2)^5)+(0.0000000000591332*((T_w+T)/2)^6); % (J/Kg K)
19 H=E+(cpv*(T_w-T)); %H=iv
20 F=cpa*(T_w-T)+(D*(E+(cpv*(T_w-T)))); %F=imasw
21 f12=cpw*A_B; %f12=cpw*(mw/ma)
22 f21=F-y(2); %f21=(imasw-ima)
23 G=(0.865^0.667*(((D+0.622)/(y(1)+0.622))-1)))/(log((D+0.622)/(y(1)+0.622))); %G=Lef
24 f22=G-1; %f22=Lef-1
25 f23=f22*(f21-(f11*H)); %f23=(Lef-1)*[imasw-ima-(ws-w)*iv]
26 f24=f11*cpw*(T_w-T); %f24=(wsW-w)*cpw*(Tw-T)
27 f=(f12*f11)/(f21+f23-f24);
28 g=f12+(1+((f24)/(f21+f23-f24)));
29 h=cpw/(f21+f23-f24);
30 dy=[f;g;h];
31 end

```

```

1 T_w=[294.56,298.28,301.99,305.71]
2 y0=[0.008127;36114.71;0];
3 [T_w,y]=ode45(@unsat2,T_w,y0)

```

Figure 2.5 Scripts de résolution numérique du système d'équations (A).

A la sortie du niveau (1) (figure 2.8), on obtient les paramètres $(w_{(1)}, i_{ma(1)}, M_{ep(1)})$.

- Au cours de la 3^{ème} étape, on effectue un test pour vérifier si l'air est insaturé ou sursaturé à la sortie du premier niveau :
 - Si $T_{a(1)} > T_{wb(1)}$, l'hypothèse selon laquelle l'air est insaturé est correcte.
 - Si $T_{a(1)} < T_{wb(1)}$, ce qui est impossible, l'air est sursaturé. La valeur réelle de la température sèche de l'air est alors $T_{a(1)} = T_{wb(1)}$ [13].

T_a Et T_{wb} ont été trouvés respectivement à l'aide de solveur Excel en résolvant les deux équations (A.1) et (A.8) (voir l'annexe).

Dans notre cas, l'air devient sursaturé à partir du niveau (03) donc on pose $T_{a(3)} = T_{wb(3)}$, à partir de la nouvelle valeur de T_a on trouve w_{sa} et on commence la résolution du système (B) jusqu'au niveau (5) en exécutant les scripts suivants :

```

1 function wsa=funwsa(Ta)
2 p=84100;
3 load Ta.dat
4 load Twb.dat
5 for n=1:6
6     Ta(n);
7     Twb(n);
8     if Ta(n)<Twb(n);
9         Ta(n)=Twb(n);
10    end
11    end
12    z2=10.79586.*(1-(273.16./Ta))+5.02808.*log10(273.16./Ta)+
13    1.50474e-4.*(1-10.^(-8.29692.*((Ta./273.16)-1)))+4.2873e-4.*(10.^(4.76955.*(1-(273.16./Ta)))-1) +2.786118312;
14    pvsa=10.^z2;
15    wsa=((0.62509.*pvsa)./(p-(1.005.*pvsa)));
16 end

```

Figure 2 .6 Script pour tester si l'air est insaturé ou sursaturé.

```

1 function dy=super2(t_w,y)
2 t=273.15;
3 p=84100;
4 a=12500; %a=mwi
5 b=16672.19; %b=ma
6 c=0.027889; %c=wo
7 e=2501598.533;%ifgwo
8 z=10.79586*(1-(273.16/t_w))+5.02808*log10(273.16/t_w)+
9 0.000150474*(1-10^(-8.29692*((t_w/273.16)-1)))+0.00042873*(10^(4.76955*(1-(273.16/t_w))-1))+2.786118312;
10 pv=10^z;
11 d=((0.62509*pv)/(p-(1.005*pv)));
12 cpa=1045.356-(0.3161783*((t_w+t)/2))+0.0007083814*((t_w+t)/2)^2-(0.0000002705209*((t_w+t)/2)^3);
13 cpv=1360.5+(2.31334*((t_w+t)/2))-(0.00000000246784*((t_w+t)/2)^5)+(0.0000000000591332*((t_w+t)/2)^6);
14 cpw=8155.99-(2.80627*10*((t_w+t)/2))+0.0511283*((t_w+t)/2)^2-(0.00000000000217582*((t_w+t)/2)^6);
15 a_b=(a/b)*(1-((b/a)*(c-y(I)))) %a_b=mw/ma
16 f=cpa*(t_w-t)+(d*(e+(cpv*(t_w-t))))); %f=imasw
17 f12=cpw*a_b; %f12=cpw*(mw/ma)
18 h=e+(cpv*(t_w-t)); %h=iv
19 wsa=funwsa(ta)
20 for n=1:6
21 f_11=d-wsa(n);% f_11=(ws-wsa)
22 f_21=f-y(2);% imasw-iss
23 g1=(0.865^0.667*(((d+0.622)/(wsa(n)+0.622))-1)))/(log((d+0.622)/(wsa(n)+0.622))); %g=lef
24 f_22=g1-1; %f22=lef-1
25 f33=y(1)-wsa(n); % (w-wsa)
26 f_24=f33*cpw*(t_w-t);% f_24=(w-wsa)*cpw*tw
27 f44=(y(1)-d)*cpw*(t_w-t);% (w-wsw)*cpw*tw
28 f55=f_22*(f_21-(f_11*h)+f_24); %f55=(lef-1)*((imasw-iss)-((ws-wsa)*iv)+(w-wsa)*cpw*tw)
29 f1=((f12*f_11)/(f_21+f55+f44));% f1=dw/dtw
30 g1=f12*(1+(((cpw*(t_w-t))*f_11)/(f_21+f55+f44)));%g1=dima/dtw
31 h1=cpw/(f_21+f55+f44);%h1=dme/dtw
32 dy=[f1;g1;h1];
33 end

```

```

1 T_w=305.71:3.71856:313.15;
2 y0=[0.0195;70515;1.1064];
3 [T_w,y]=ode45(@super2,T_w,y0)

```

Figure 2.7 Scripte de résolution du système d'équations (B).

La figure (2.8) représente l'algorithme suivi lors de la résolution du modèle mathématique.

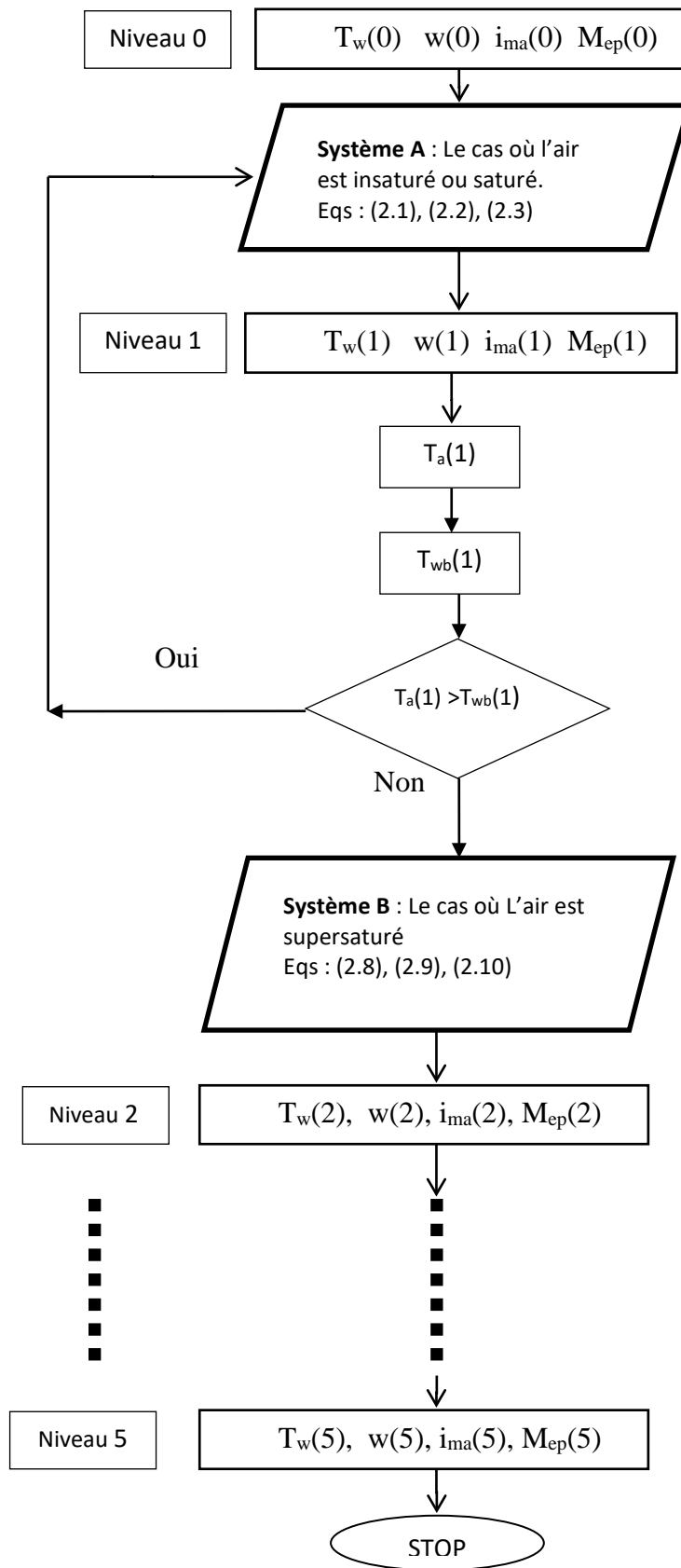


Figure 2.8 Organigramme type de résolution numérique du modèle Mathématique de la tour de refroidissement.

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les équations de transfert de chaleur et de masse dans une tour de refroidissement, dans le cas où l'air est insaturé ou saturé et dans le cas où l'air est supersaturé selon la méthode de Poppe pour l'étude des paramètres de performance du garnissage.

La procédure de résolution numérique des équations du modèle mathématique, illustrée par un organigramme type a été présentée.

Après résolution numérique du modèle mathématique, avec le logiciel de calcul scientifique Matlab (R2013a), à l'aide du solveur Ode 45, les résultats seront présentés et discutés dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 3

RESULTAS ET DISCUSSION

Chapitre 3

Résultats et Discussion

3.1 Introduction

Après avoir présenté les équations de transfert de chaleur et de masse dans les tours de refroidissement humides à contre-courant selon le modèle de Poppe, ainsi que la procédure de résolution numérique dans le chapitre précédent, ce chapitre présente les principaux résultats obtenus dans ce travail et ceux obtenus par Kloppers [13]. Ces résultats concernent, le rapport des débits des fluides m_w/m_a , le débit d'eau évaporé m_{ev} , l'humidité de l'air w , l'enthalpie de l'air i_{ma} , la caractéristique de la tour (Nombre de Merkel Me_p), la quantité de chaleur rejetée par la tour Q , l'efficacité thermique e de la tour.

3.2 Rapport des débits des fluides (eau/air)

La figure 3.1 présente les résultats de variation du rapport des débits des fluides eau/air en fonction de la température de l'eau (T_w), obtenus dans ce travail et ceux calculés par Kloppers [13]. On observe que ce rapport diminue au cours du refroidissement de l'eau de la température 313.15K (40°C) à la température 294.56K (21°C). Cette diminution peut être principalement expliquée par l'évaporation d'une quantité d'eau par le courant d'air de refroidissement.

Par ailleurs, On remarque que les résultats obtenus dans ce travail sont relativement supérieurs à ceux de Kloppers [13] notamment pour les températures allant de 309.43K (36.38°C) à 294.56K (21°C).

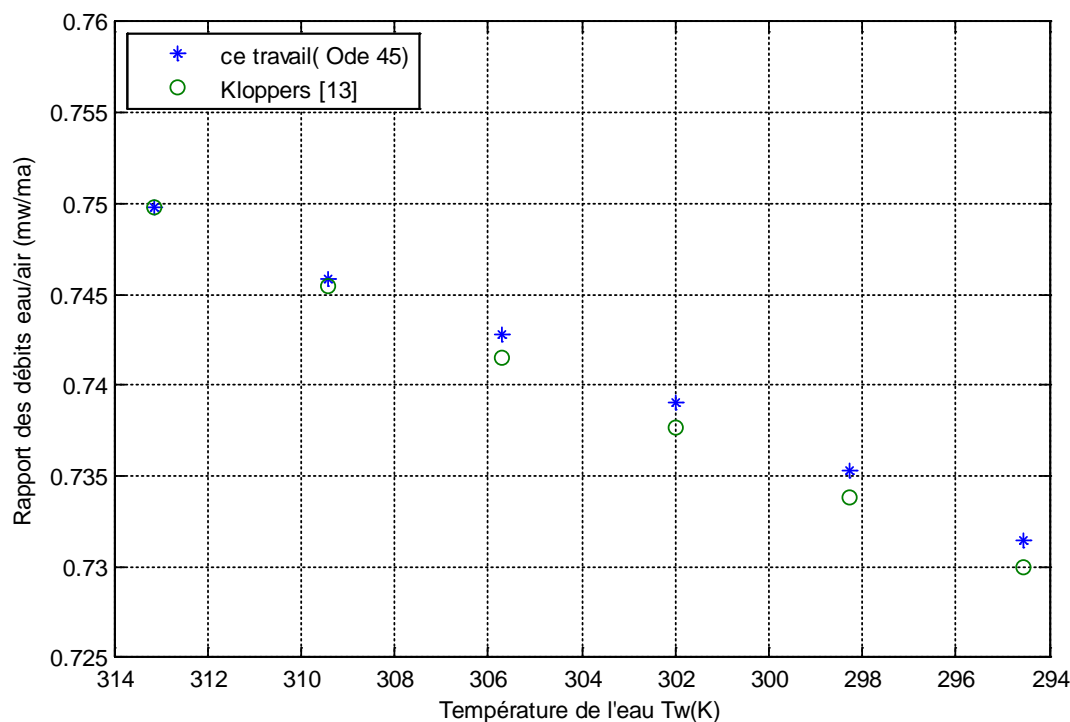


Figure 3.1 Evolution du rapport des débits eau/air (m_w/m_w) en fonction de la température de l'eau (T_w).

3.3 Débit d'eau Evaporé

Le débit d'eau évaporé, m_{ev} est évalué en utilisant l'équation suivante :

$$m_{ev} = m_a(w - w_i) \quad (3.1)$$

Avec w : Humidité spécifique de l'air correspondant à une température donnée de l'eau.

w_i : Humidité spécifique de l'air à l'entrée (niveau 0).

m_a : Debit d'air sec (kg/s)

La figure 3.2 présente les résultats de la variation de la quantité d'eau évaporée m_{ev} en fonction de la température de l'eau T_w , obtenus dans ce travail et ceux calculés par Kloppers [13]. On observe que la quantité d'eau évaporée augmente graduellement avec l'augmentation de la température de l'eau. Cette évolution peut être principalement attribuée à l'augmentation du rapport de débits des fluides eau/air dans l'intervalle de température [294.56K à 313.15K].

Par ailleurs, On remarque que les valeurs du débit d'eau évaporé obtenus dans ce travail sont identique à ceux de Kloppers [13] à l'exception les deux dernières valeurs correspondantes aux températures 309.43K (36.38°C) et 313.15K (40°C).

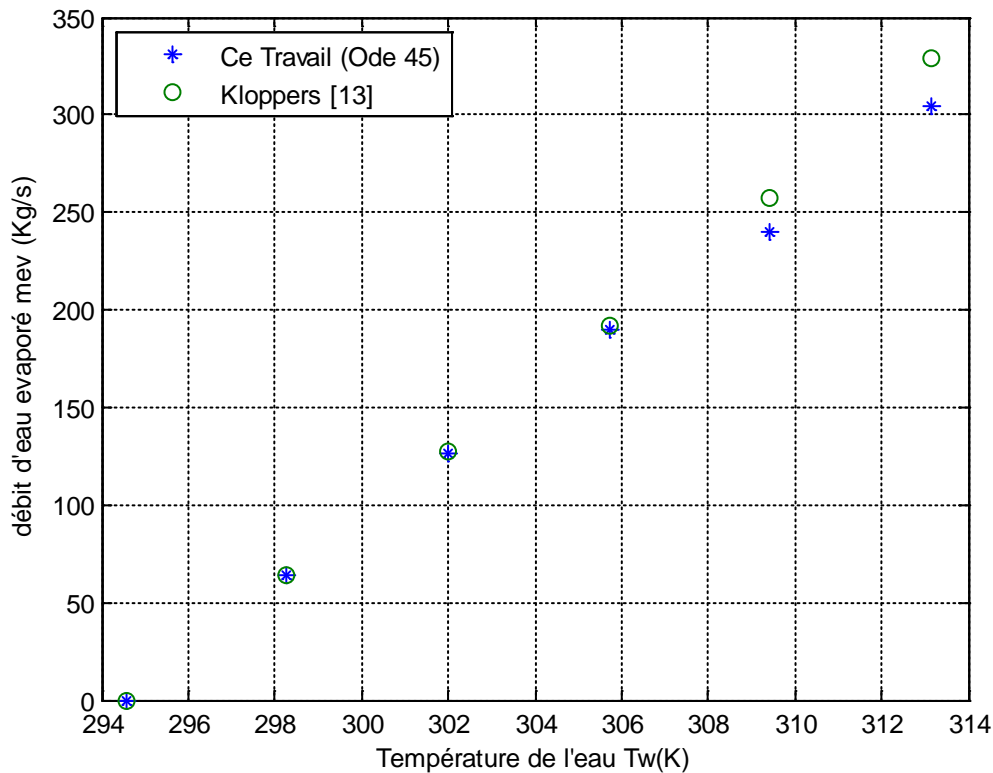


Figure 3.2 Evolution du débit d'eau évaporé en fonction de la température de l'eau.

3.4 Humidité de l'air

La figure 3.3 présente les résultats de la variation de l'humidité de l'air en fonction de la température de l'eau (T_w), obtenus dans ce travail et ceux calculés par Kloppers [13]. On observe que l'humidité de l'air augmente graduellement avec l'augmentation de la température de l'eau. Cette évolution est principalement attribuée à l'augmentation du débit d'eau évaporé en fonction de la température de l'eau (figure 3.2).

Par ailleurs, On remarque que les valeurs de l'humidité w obtenus dans ce travail sont identique à ceux de Kloppers [13] à l'exception les deux dernières valeurs correspondantes aux températures 309.43K (36.38°C) et 313.15K (40°C).

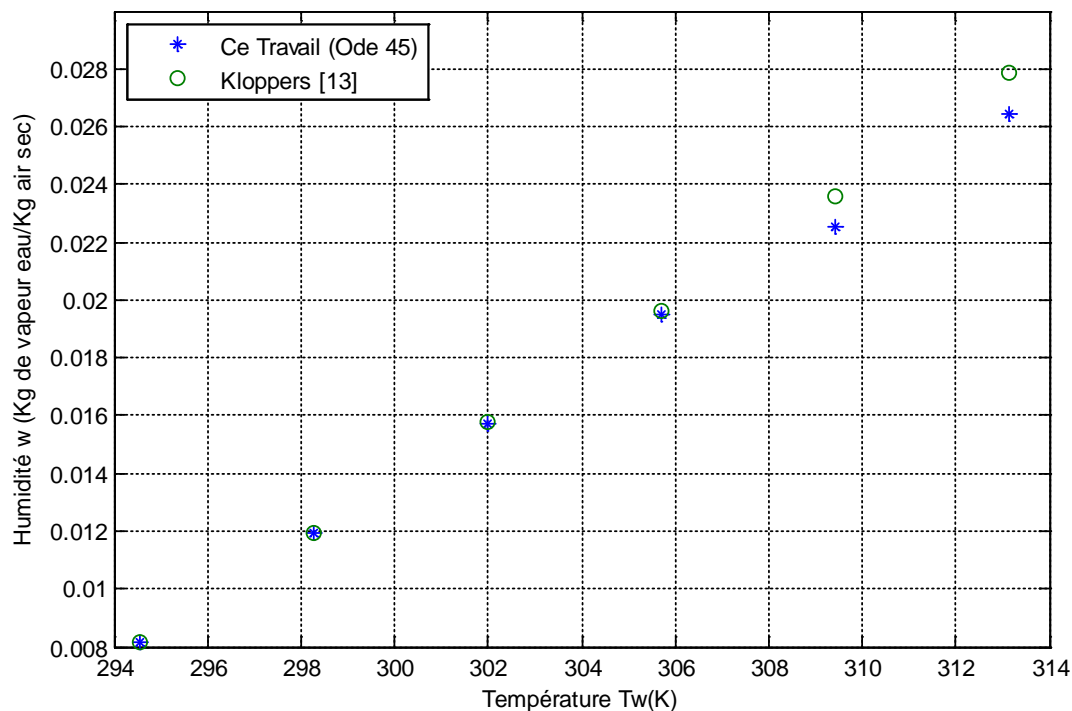


Figure 3.3 Evolution de l'humidité de l'air en fonction de la température de l'eau.

3.5 Enthalpie de L'air

La figure 3.4 présente les résultats de la variation de l'enthalpie de l'air i_{ma} en fonction de la température de l'eau T_w obtenus dans ce travail et ceux calculés par Kloppers [13]. On observe que l'enthalpie de l'air augmente graduellement avec l'augmentation de la température de l'eau. Cette évolution peut être expliquée, en grande partie par l'augmentation de l'évaporation de l'eau. Étant donné que l'eau a une chaleur latente de vaporisation de 580kcal/kg, des débits d'eau plus élevés mènent à une augmentation de l'énergie transférée de l'eau à l'air de refroidissement est par conséquent l'augmentation de son enthalpie.

Par ailleurs, On remarque que les valeurs de l'enthalpie i_{ma} obtenus dans ce travail sont presque identiques à ceux de Kloppers [13] à l'exception les trois dernières valeurs correspondantes aux températures 305.71K (32.56°C), 309.43K (36.38°C) et 313.15K (40°C).

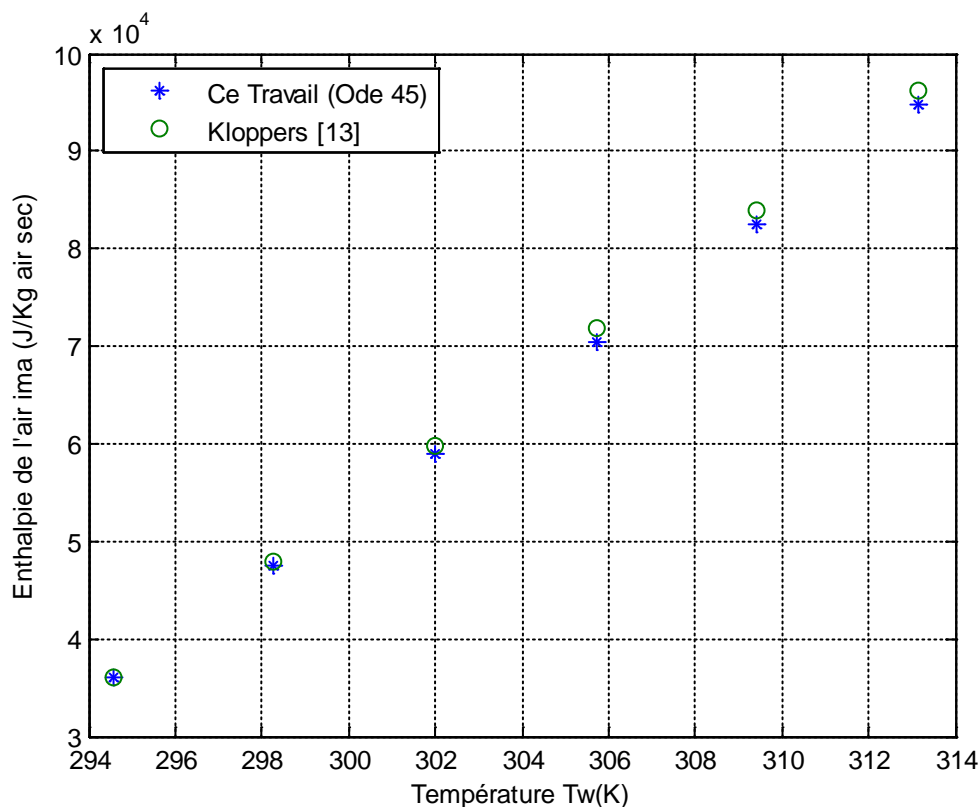


Figure 3.4 Evolution de l'enthalpie de l'air i_{ma} en fonction de la température de l'eau T_w .

3.6 Caractéristique de la tour (Nombre de Merkel, M_{ep})

La figure 3.5 présente les résultats de la variation de nombre de Merkel M_{ep} en fonction de la température de l'eau T_w obtenus dans ce travail et ceux calculés par Kloppers [13]. On observe que le nombre de Merkel augmente progressivement avec l'augmentation de la température de l'eau. Cette évolution peut être attribuée à l'augmentation de l'enthalpie, i_{ma} et l'humidité, w de l'air le long de la tour

Par ailleurs, On remarque que les valeurs de nombre de Merkel obtenus dans ce travail sont pratiquement identiques à ceux de Kloppers [13].

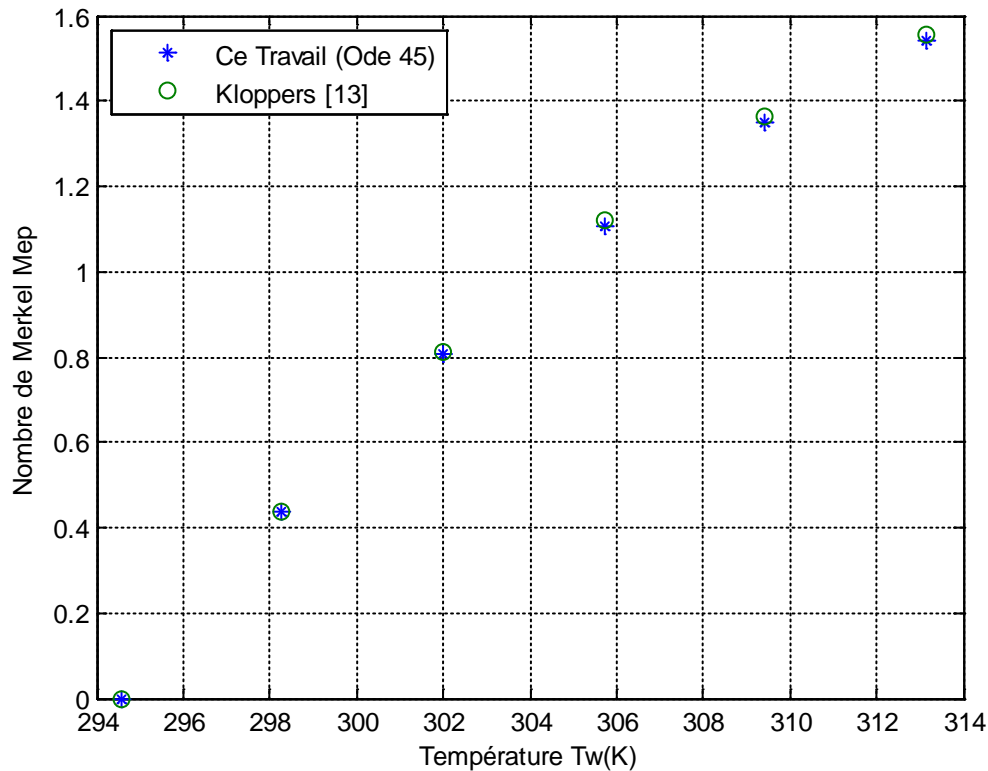


Figure 3.5 Evolution de Nombre de Merkel (Me_p) en fonction de la température de l'eau (T_w).

3.7 Quantité de chaleur rejetée

La quantité de chaleur Q rejetée est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$Q = m_a(i_{ma} - i_{mai}) \quad (3.2)$$

Avec i_{ma} : Enthalpie de l'air correspondant à une température de l'eau T_w .

i_{mai} : Enthalpie de l'air à l'entrée (niveau 0)

La figure 3.6 présente les résultats de l'évolution de la quantité de chaleur Q rejetée par la tour en fonction de la température de l'eau T_w obtenus dans ce travail et ceux calculés par Kloppers [13]. On observe que la quantité de chaleur rejetée augmente progressivement avec l'augmentation de la température de l'eau. Cette augmentation peut être attribuée principalement à l'augmentation de l'enthalpie de l'air au sens de l'augmentation de la température de l'eau (figure 3.4).

Par ailleurs, On remarque que les valeurs de la chaleur rejetée par la tour obtenue dans ce travail sont pratiquement identiques à ceux de Kloppers [13].

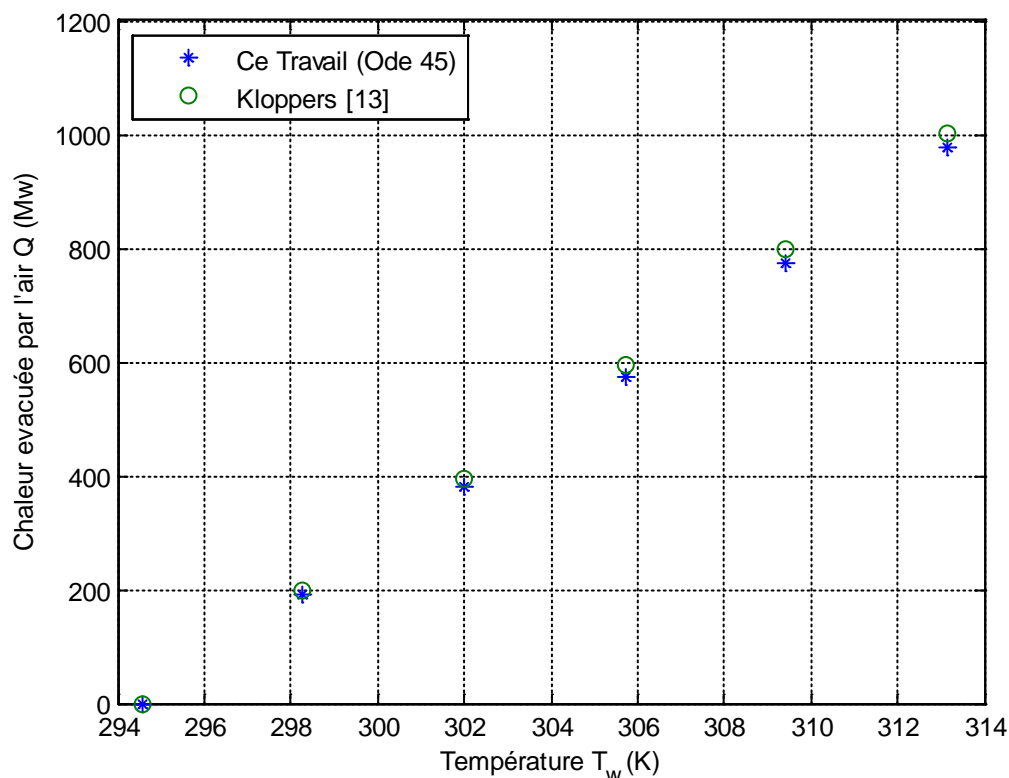


Figure 3.6 Evolution de la chaleur évacuée par l'air (Q) en fonction de la température de l'eau (T_w).

3.8 Efficacité thermique de la tour

L'efficacité thermique de la tour est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$e = \frac{T_{wi} - T_{wo(n)}}{T_{wi} - T_{wb(n)}} \quad (3.3)$$

Avec T_{wi} : Température de l'eau à l'entrée de garnissage (niveau 5)

$T_{wo(n)}$: Température de sortie de l'eau au niveau n.

$T_{wb(n)}$: Température humide de l'air au niveau n

La figure 3.7 présente les résultats de l'évolution de l'efficacité e en fonction de la température de l'eau T_w obtenus dans ce travail et ceux calculés par Kloppers [13]. On observe que l'efficacité diminue au sens de l'augmentation de la température de l'eau, cette diminution peut être essentiellement expliquée par la diminution de la capacité de l'air à absorber l'énergie transférée par l'eau à refroidir, car l'air devient de plus en plus humide d'un niveau à l'autre lors du contact direct avec l'eau.

Par ailleurs, On remarque que les valeurs de l'efficacité par la tour obtenue dans ce travail sont pratiquement identiques à ceux de Kloppers [13].

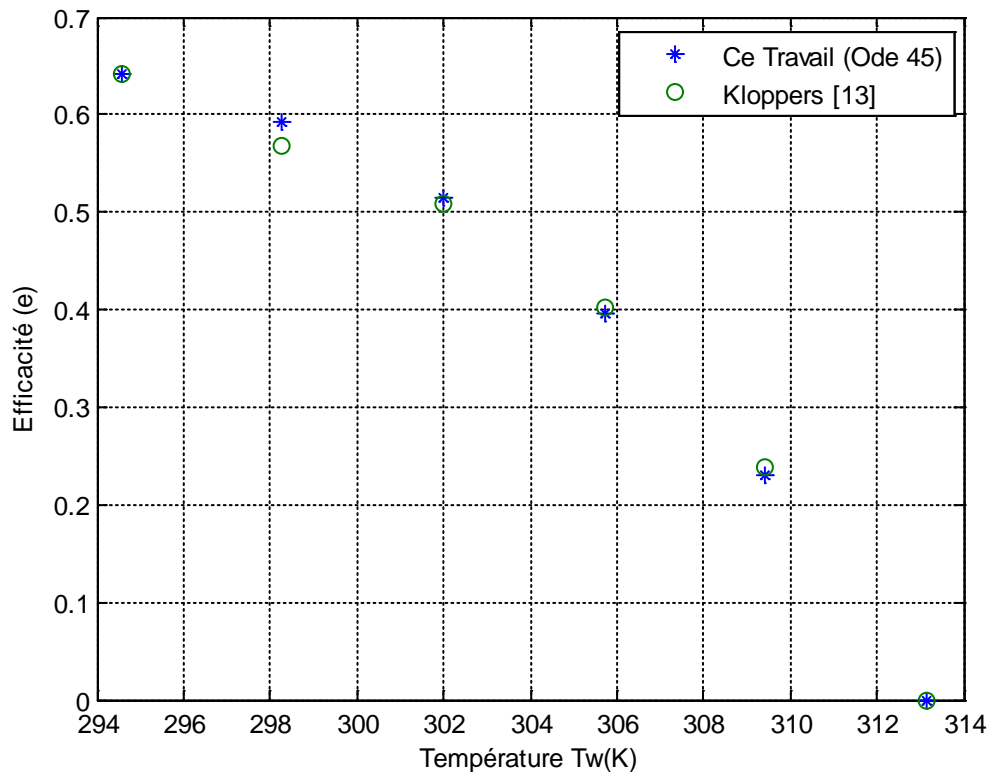


Figure 3.7 Evolution de l'efficacité (e) en fonction de la température de l'eau (T_w).

3.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté principalement les résultats de l'étude numérique d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel à contre-courant. Ces résultats concernent l'évolution des paramètres représentant les caractéristiques de performances thermiques de la tour en fonction de la température de l'eau. Pour un refroidissement de l'eau de 313,15 °K (40°C) à 294,15 °K (21°C), les principaux résultats peuvent être résumés comme suit :

- le rapport de débits des fluides, m_w/m_a diminue avec la diminution de la température de l'eau. En effet, le débit d'eau qui est initialement de 12500 kg/s à la température de 40°C à l'entrée de garnissage (niveau 5) a diminué pour atteindre la valeur de 12195,18 kg/s à la température de 21°C à la sortie de garnissage (niveau 0). Ceci est dû principalement à l'évaporation d'une quantité d'eau le long de son contact direct avec le courant d'air de refroidissement.

- Le débit d'eau évaporé m_{ev} augmente avec l'augmentation de la température de l'eau. On effect, la quantité d'eau évaporé qui est initialement de 0 kg/s à la sortie de garnissage (niveau 0) voir sa valeur augmenter pour atteindre 304.82 kg/s à l'entrée du garnissage (niveau 5).
- l'humidité de l'air, w augmente avec l'augmentation de la température de l'eau du fait de l'évaporation partielle d'une quantité d'eau le long de son parcours à travers le garnissage. En effet l'humidité de l'air qui est initialement à la valeur 0.008127 kg/kg d'air sec à la sortie du garnissage (niveau 0) a augmenté pour atteindre la valeur de 0.02641 kg/kg d'air sec à l'entrée du garnissage (niveau 5).
- l'enthalpie de l'air, i_{ma} augmente avec l'augmentation de la température de l'eau. En effet la valeur de l'enthalpie qui est initialement de 36115 J/kg d'air sec à la sortie du garnissage (niveau 0) a augmenté pour atteindre 94757 J/kg d'air sec à l'entrée du garnissage (niveau 5).
- la quantité de chaleur rejetée, Q par la tour augmente avec l'augmentation de la température de l'eau. En effet, cette quantité qui est initialement à 0 Mw à la sortie du garnissage (niveau 0) voit sa valeur augmentée pour atteindre 977.6906 Mw à l'entrée du garnissage (niveau 5). Cette valeur constitue la puissance thermique globale évacuée par l'air de refroidissement à travers la tour vers l'atmosphère.
- L'efficacité thermique, e de la tour diminue au sens de l'augmentation de la température de l'eau. En effet la valeur de l'efficacité qui est de 0.642141623 à la sortie du garnissage (niveau 0) et qui représente l'efficacité globale de la tour a diminuée pour atteindre 0 à l'entrée du garnissage (niveau 5).

Par ailleurs, ces résultats, qui sont issus de la simulation en utilisant le logiciel de calcul scientifique Matlab (R 2013a), comparés avec ceux de Kloppers [13] qui a utilisé la méthode numérique de Runge Kutta d'ordre 4, sont très satisfaisants.

**CONCLUSION
GENERALE**

CONCLUSION GENERALE

Ce travail consiste en l'étude numérique d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel à contre-courant. Cette tour est utilisée pour refroidir un débit d'eau de 12500 kg/s de la température 313.15 °K (40°C) à la température 294.15 °K (21°C) par un courant d'air de refroidissement ayant une température humide $T_{wb} = 284.2$ K (11.05°C), une humidité $w_i = 0.008127$ kg/kg d'air sec et un débit $m_a = 16672.19$ kg/s d'air sec.

Cette étude est basée sur les équations de transfert de chaleur et de masse suivant le modèle de Poppe présenté au chapitre 2. A cet égard, deux cas ont été considérés : le premier concerne le cas où l'air est saturé ou insaturé et le deuxième concerne le cas où l'air est supersaturé le long du corps d'échange (garnissage).

La résolution numérique des équations susmentionnées a été réalisée avec le logiciel de calcul scientifique Matlab (R 2013 a) à l'aide du solveur ode 45. A cet égard, le corps d'échange (garnissage) est divisé en cinq (05) niveaux avec un pas de température de l'eau, $\Delta T_w = 3.71856^\circ$ K. Après résolution, on a pu obtenir les résultats ci-dessous.

Ces résultats concernent essentiellement l'évolution des paramètres représentant les caractéristiques de performances thermiques de la tour en fonction de la température de l'eau, et peuvent être résumés comme suit :

- Le rapport de débits des fluides m_w/m_a , diminue avec la diminution de la température de l'eau. En effet, le débit d'eau qui est initialement de 12500 kg/s à la température de 40°C à l'entrée de garnissage (niveau 5) a diminué pour atteindre la valeur de 12195.18 kg/s à la température de 21°C à la sortie de garnissage (niveau 0). Ceci est dû principalement à l'évaporation d'une quantité d'eau le long de son contact direct avec le courant d'air de refroidissement.
- Le débit d'eau évaporé, m_{ev} augmente avec l'augmentation de la température de l'eau. On effet, la quantité d'eau évaporé qui est initialement de 0 kg/s à la sortie de garnissage (niveau 0) voit sa valeur augmenter pour atteindre 304.82 kg/s à l'entrée du garnissage (niveau 5).
- L'humidité, w de l'air augmente avec l'augmentation de la température de l'eau du fait de l'évaporation partielle d'une quantité d'eau le long de son parcours à travers le garnissage. En effet l'humidité de l'air qui est initialement à la valeur 0.008127 kg/kg

d'air sec à la sortie du garnissage (niveau 0) a augmenté pour atteindre la valeur de 0.02641 kg/kg d'air sec à l'entrée du garnissage (niveau 5).

- L'enthalpie de l'air, i_{ma} augmente avec l'augmentation de la température de l'eau. En effet la valeur de l'enthalpie qui est initialement de 36115 J/kg d'air sec à la sortie du garnissage (niveau 0) a augmenté pour atteindre 94757 J/kg d'air sec à l'entrée du garnissage (niveau 5).
- La quantité de chaleur rejetée, Q par la tour augmente avec l'augmentation de la température de l'eau. En effet, cette quantité qui est initialement à 0 Mw à la sortie du garnissage (niveau 0) voit sa valeur augmentée pour atteindre 977.6906 Mw à l'entrée du garnissage (niveau 5). Cette valeur constitue la puissance thermique globale évacuée par l'air de refroidissement à travers la tour vers l'atmosphère.
- L'efficacité thermique, e de la tour diminue au sens de l'augmentation de la température de l'eau. En effet la valeur de l'efficacité qui est de 0.642141623 à la sortie du garnissage (niveau 0) et qui représente l'efficacité globale de la tour a diminuée pour atteindre 0 à l'entrée du garnissage (niveau 5).

Par ailleurs, ces résultats, qui sont issus de la simulation en utilisant le logiciel de calcul scientifique Matlab (R 2013a), comparés avec ceux de Kloppers [13] qui a utilisé la méthode numérique de Runge Kutta d'ordre 4, sont très satisfaisants.

En fin, nous proposons quelques recommandations pour la suite de ce travail :

- Etendre la plage de variation de températures de l'eau et varier le nombre d'intervalles.
- Proposer des corrélations des différents paramètres de performances en fonction de la température de l'eau.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1] M. Lemouari, Tours de refroidissement à grilles verticales : étude thermique et hydraulique, Habilitation Universitaire, Université A. Mira de Bejaia, Algérie, 2013.
- [2] M. Lemouari, Experimental investigation of transport phenomena in counter flow wet cooling tower “, PhD Thesis, Process engineering, University of Bejaia, Algeria, 2008.
- [3] M. Lemouari, M. Boumaza, Experimental investigation of the performance characteristics of a counter flow wet cooling tower, *Int. J. Thermal Sciences* 49, 2049-2056, 2010.
- [4] G. Heidarinejad, M. Karami, S. Delfani, Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers, *international journal of refrigeration* 32 996-1002. 2009.
- [5] M. A. Atarzadeh, S. Rasouli, B. Mehmandoust , Numerical Analysis the Equations of Heat and Mass Transfer in Cooling Towers , Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Khomeini Shahr Branch, Khomeini Shahr, Iran.
- [6] M. Lucas, J. Ruiz, P. J. Martínez , A. S. Kaiser, A. Viedma, B. Zamora, Experimental study on the performance of a mechanical cooling tower fitted with different types of water distribution systems and drift eliminators , *Applied Thermal Engineering* 5 282-292, 2013.
- [7] M.M. Hamon et al, Légionella et tours d'aéroréfrigérantes, Guide des bonnes pratiques, juin 2001.
- [8] G. Grandguillot , Exposition des populations aux légionnelles potentiellement continues dans les planches d'aéroréfrigérants des centrales nucléaires éléments de réflexion sur les intérêts et limites de la métrologie des aérosols pour l'évaluation du risque , Cycle d'ingénieur, école nationale de la santé publique, paris, 2014.

-
- [9] D. Hantz, Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires, Guide technique, CETEAT, France, 2015.
- [10] M. Sharqawy, J. Lienhard, S. Zubair. , On Thermal Performance of Seawater Cooling Towers, journal of engineering for gas turbines and power, APRIL 2011.
- [11] P. Lemoine, Réfrigérants atmosphériques, Technique de l'ingénieur B 2481, 2009.
- [12] E. Desaulniers, J. F. Menard, S. Tardivet, Tour de refroidissement ou réfrigérant atmosphérique, Design détaillé - Tour de refroidissement.
- [13] J. C. Kloppers, A critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers, PhD. Thesis, Mechanical Engineering, University of Stellenbosch, South Africa, 2003.
- [14] A. Hadi, N. Khalifa, Thermal and Exergy Analysis of Counter Flow Induced Draught Cooling Tower, International Journal of Current Engineering and Technology, Vol.5, No.4 Aug 2015.
- [15] R. F. Abdo, the difference between Merkel and Poppe models its influence on the prediction of wet-cooling towers, 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013), Ribeirão Preto, SP, Brazil, November 3-7, 2013.
- [16] D.G. Kröger, Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers, PennWell Corp Tulsa, Oklahoma, 2004.

ANNEXES

ANNEXE

PROPRIETES THERMOPHYSIQUES

Cette annexe présente les propriétés thermo- physiques des fluides (eau, air) comme données par Kroger [16].

- L'enthalpie du mélange vapeur air-eau est donnée par :

$$i_{ma} = c_{pV}(T - 273.15) + w[i_{fgwo} + c_{pV}(T - 273.15)] \text{ J/kg air sec} \quad (\text{A.1})$$

- . L'enthalpie d'air saturé évaluée à la température locale de la masse de l'eau est donnée par :

$$i_{masW} = c_{pa}T_W + w_{sW}(i_{fgwo} + c_{pV}T_W) \quad (\text{A.2})$$

L'enthalpie de la vapeur d'eau, i_v , à la température de masse de l'eau, T_w , est donnée par :

$$i_v = i_{fgwo} + C_{pV}T_w \quad (\text{A.3})$$

- Où les chaleurs spécifiques c_{pa} et c_{pV} sont évaluées à $(T + 273.15)/2$ à l'aide des équations (A.4) et (A.6) respectivement. La chaleur latente i_{fgwo} , est évaluée à 273.15K selon l'équation (A.10).

$$c_{pa} = 1.045356 \times 10^3 - 3.161783 \times 10^{-1}T + 7.083814 \times 10^{-4}T^2 - 2.705209 \times 10^{-7}T^3 \text{ J/kg K} \quad (\text{A.4})$$

- La pression de vapeur d'eau saturée est donnée par :

$$P_V = 10^Z \text{ N/m}^2 \quad (\text{A.5})$$

Telle que :

$$Z = 10.79586(1 - 273.16/T) + 5.02808 \log_{10}(273.15/T) + 1.50474 \times 10^{-4} [1 - 10^{-8.29692\{(T/273.16)-1\}}] + 4.2873 \times 10^{-4} [10^{4.76955(1-273.15/T)} - 1] + 2.786118312$$

- La chaleur spécifique de la vapeur d'eau saturée est donnée par :

$$c_{pV} = 1.3605 \times 10^3 + 2.31334T - 2.46784 \times 10^{-10}T^5 + 5.91332 \times 10^{-13}T^6 \text{ J/kg K} \quad (\text{A.6})$$

- La chaleur spécifique du mélange air-vapeur d'eau est donné par :

$$c_{pma} = (c_{pa} + wc_{pV}) \text{ J/kg K} \quad (\text{A.7})$$

L'humidité spécifique de l'air est donnée par :

$$W = \left(\frac{2501.6 - 2.3263(T_{Wb} - 273.15)}{2501.6 + 1.8577(T - 273.15) - 4.184(T_{Wb} - 273.15)} \right) \left(\frac{0.62509 P_{VWb}}{P_a - 1.005 P_{VWb}} \right) \times \left(- \frac{1.00416(T - T_{Wb})}{2501.6 + 1.8577(T - 273.15) - 4.184(T_{Wb} - 273.15)} \right) \quad (\text{A.8})$$

Où P_{VWb} est la pression de vapeur, donnée par l'équation (A.5) et qui est évaluée à la température humide de l'air T_{wb} .

- La chaleur spécifique de l'eau est donnée par :

$$c_{pW} = 8.15599 \times 10^3 - 2.80627 \times 10T + 5.11283 \times 10^{-2}T^2 - 2.17582 \times 10^{-13}T^6 \text{ J/kg K} \quad (\text{A.9})$$

- La chaleur latente de l'eau est donnée par:

$$i_{fgW} = 3.4831814 \times 10^6 - 5.8627703 \times 10^3T + 12.139568T^2 - 1.40290431 \times 10^{-2}T^3 \text{ J/K} \quad (\text{A.10})$$

i_{fgW0} est obtenue à partir de l'équation (A.10) avec $T = 273.15^\circ\text{K}$

Résumé

De nombreux procédés industriels déchargent invariablement des quantités d'énergie considérable dans l'environnement par le transfert thermique. Les tours de refroidissement offrent une excellente alternative en particulier dans les endroits où l'eau de refroidissement n'est pas facilement accessible en quantités suffisantes à partir des sources naturelles ou dans le cas où l'environnement impose une certaine limite sur la température à laquelle l'eau de refroidissement peut être retournée au milieu naturel. L'objectif principal de notre travail est donc de faire une étude numérique d'une tour de refroidissement humide à contre-courant à tirage naturel. Cette étude est basée sur les équations décrivant les phénomènes de transfert de chaleur et de masse relatifs au refroidissement de l'eau par un courant d'air dans la tour. La résolution numérique de ces équations a été réalisée avec le logiciel de calcul scientifique Matlab (R2013a). Les principaux résultats obtenus concernent l'évolution des paramètres de performances tels que la caractéristique de la tour (M_{ep}), le débit d'eau évaporé, la quantité de chaleur rejetée par la tour, l'efficacité de la tour ainsi que l'humidité et l'enthalpie de l'air tout au long de la tour en fonction de la température de l'eau. La comparaison de ces résultats avec ceux de la littérature est très satisfaisante.

Mots clés : Tours de refroidissement, Humide, Contre-courant, Etude numérique, Matlab.