

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche
Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique et énergie renouvelable

Thème

**Modélisation des performances thermiques d'une Tour
de refroidissement humide**

Devant le jury composé de :Présenté par :

MENACEUR Nouredine

AOUNE Yacine

MANSOURI Khaled

MENECEUR Redha

Encadreur

Examineur

Examineur

Président

-Larbi Rekibti

- Fourou Abdelbasset

2015-2016

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, nous remercions ALLAH, notre créateur de nous avoir donné les forces pour accomplir ce travail.

Ainsi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur Dr. MENECEUR Noureddine pour avoir d'abord proposée ce thème, pour suivi continué tout le long de la réalisation de ce mémoire et qui n'a pas cessé de nous donner ses conseils.

Nous tenons à remercier vivement toutes personnes qui nous ont aidés à élaborer et réaliser ce mémoire, ainsi à tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin à accomplir ce travail.

Nos remerciements vont aussi à tous les enseignants et le chef de département Mécanique qui a contribué à notre formation par ailleurs, Nos remerciements à tous les membres du jury qui ont accepté de juger notre travail.

En fin, nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous nos amis et collègues pour le soutien moral et matériel...

Sommaire

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

Chapitre I: Etude bibliographique

I.1 Introduction.....	3
I.2 Revue bibliographique.....	3
I.3 Conclusion.....	12

Chapitre II: Généralités sur les tours de refroidissement

II.1 Introduction.....	13
II.2 Description générale.....	16
II.3 Différents types de tours de refroidissement d'eau.....	18
II.3.1 Tours à circuit ouvert à tirage naturel (tours atmosphériques).....	18
II.3.1.1 Tour atmosphérique de type ouvert.....	21
II.3.1.2 Tour atmosphérique de type fermé.....	21
II.3.2 Tours à circuit ouvert à tirage forcée (tours humides).....	21
II.3.2.1 Tours humides à circulation obligatoire.....	24
II.3.2.2 Tours humides à circulation induite.....	26
II.3.3 Tour à circuit fermé.....	29
II.3.4 Tours de refroidissement hybrides.....	30
II.4 Modes de transfert de chaleur dans une tour.....	30
II.4.1 Processus d'évaporation.....	31
II.5 Efficacité de la tour de refroidissement.....	32
II.6 Conclusion.....	33

Chapitre III: Présentation du modèle mathématique

III.1 Introduction.....	34
III.2 Les Données.....	34
III.3 Les Constantes.....	34
III.4 Les Hypothèses.....	35
III.5 Description du modèle thermique.....	35
III.5.1 Le nombre d'unité de transfert.....	35
III.5.2 La variation de débit massique de l'eau.....	35
III.5.3 La puissance thermique échange.....	36
III.5.4 La variation de température de l'eau.....	36
III.5.5 La variation de l'enthalpie de l'air.....	36
III.5.6 Le nombre d'unité de transfert.....	37

III.5.7 La variation d'humidité spécifique de l'air.....	37
III.5.8 La variation de l'enthalpie de l'air a saturation à la température d'eau.....	38
III.5.9 Puissance échange totale.....	38
III.5.10 L'enthalpie spécifique de l'air à la sortie.....	38
III.5.11 La Température de l'eau à la sortie.....	38
III.5.12 Débit massique de l'eau à la sortie.....	38
III.5.13 Chaleur massique spécifique à la saturation.....	39
III.5.14 L'humidité spécifique de l'air.....	39
III.5.15 L'efficacité de tour.....	39
III.5.16 La consommation d'eau au sein de la tour.....	39
III.6 Conclusion.....	41

Chapitre IV: Analyse et discussion des résultats

IV.1 Introduction.....	42
IV.2 Résultats de simulation.....	42
IV.2.1 Mesure expérimentale des températures de l'air et de l'eau à l'entrée de la tour pour différentes charges de refroidissement.....	42
IV.2.2 Résultats numérique des températures de l'air et de l'eau à la sortie de la tour pour différentes charges de refroidissement.....	43
IV.3 Discussion des résultats	44
IV.3.1 Influence du débit d'air sur les performances de la tour.....	44
IV.3.2 Influence du débit de l'eau sur les performances de la tour.....	47
IV.4 Conclusion.....	51
Conclusion générale	52
Références bibliographiques	53

Liste des figures

Fig. II.1 : Schéma d'une centrale électrique nucléaire.....	13
Fig. II.2 : Refroidissement du condenseur par une tour naturelle.....	14
Fig. II.3 : Refroidissement du condenseur par une tour à ventilation forcée.....	14
Fig. II.4 : Installation de conditionnement d'air.....	15
Fig. II.5 : Photo d'une tour de refroidissement dans une centrale thermique d'Europe.....	15
Fig. II.6 : Evolution des températures dans une tour.....	16
Fig. II.7 : Schéma général d'une installation de refroidissement.....	17
Fig. II.8 : Schéma des différentes pertes d'eau dans une tour.....	17
Fig. II.9 : Tour à tirage naturel(tour atmosphérique).....	19
Fig. II.10 : Tour hyperbolique à contre-courant.....	20
Fig. II.11 : Tour hyperbolique à croisement de flux.....	20
Fig. II.12 : Tour atmosphérique de type ouvert.....	21
Fig. II.13 : Tour atmosphérique de type fermée.....	21
Fig. II.14 : Tour humide à croisement de flux.....	22
Fig. II.15 : Tour humide à contre courant.....	23
Fig. II.16 : Colonne à garnissage.....	24
Fig. II.17 : Tour humide à courant entraîné par la base.....	24
Fig. II.18 : Recyclage de l'air chargé de vapeur.....	24
Fig. II.19 : Coupe d'une tour humide à circulation obligatoire.....	25
Fig. II.20 : Tour humide à circulation obligatoire en bois-encadrée	25
Fig. II.21 : Coupe d'une tour humide à courant d'air entraîné par le sommet.....	26
Fig. II.22 : Tour humide à circulation induite à contre-courant.....	26
Fig. II.23 : Tour humide à circulation induite à contre-courant.....	27
Fig. II.24 : Tour humide à circulation induite à croisement de flux.....	28
Fig. II.25 : Tour humide avec air entraîné par les jets d'eau.....	29
Fig. II.26 : Vue en coupe d'une tour humide avec air entraîné par les jets d'eau.....	29
Fig. II.27 : Tour à circuit fermé.....	30
Fig. II.28 : Tours à circuits fermés avec échangeurs et corps d'échange distincts.....	30
Fig. II.29 : Surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air	31
Fig. II.30 : Humidification adiabatique de l'air par injection d'eau (diagramme de Carrier).....	31
Fig. II.31 : Efficacité en fonction de la vitesse.....	32
Fig. III.1 : Organigramme de programme du modèle.....	40

Fig. IV.1 : Variation de la température de l'air à la sortie en fonction du débit massique de l'air pour différentes charge de refroidissement, avec débit d'eau constant de 50[g/s].....	44
Fig. IV.2 : Evolution de la température de l'eau à la sortie en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges de refroidissement, avec un débit d'eau constant de 50[g/s].....	45
Fig. IV.3 : Variation de l'approche de thermomètre mouille en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges de refroidissement, avec un débit d'eau constant de 50[g/s].....	46
Fig. IV.4 : Variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges de refroidissement, avec débit d'eau constant de 50[g/s].....	47
Fig. IV.5 : Variation de l'approche de thermomètre mouille en fonction du débit massique de l'eau, pour différentes charges de refroidissement, avec débit d'air constant de 74 [g/s].....	48
Fig. IV.6 : Variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'eau, avec débit d'air constant de 74 [g/s] pour différentes charges de refroidissement.....	48
Fig. IV.7: Variation de la température d'eau à la sortie en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée, pour différents débits d'air, et avec une charge de refroidissement constant de 1.5 [KW]...	49
Fig. IV.8 : Variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'eau, avec différents débits d'air, et à la charge de refroidissement constante 1.5 [KW].....	50
Fig. IV.9 : Evolution du débit de consommation d'eau en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée, pour différents débits massique d'air, avec une charge de refroidissement constant de 1.5[KW].....	50

Liste des tableaux

Tableau III.1: Les données d'une Tour Atmosphérique ouverte.....	34
Tableau III.2: Les constantes d'une tour atmosphérique ouverte.....	34
Tableau III.3 : Les paramètres de sortie d'une tour atmosphérique ouverte.....	35
Tableau IV.1 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'air variable à la charge de 0,5 [kW].....	42
Tableau IV.2 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'air variable à la charge de 1 [kW].....	42
Tableau IV.3 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'air variable à la charge de 1,5[kW].....	42
Tableau IV.4 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'eau variable à la charge de 0,5[kW].....	42
Tableau IV.5 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'eau variable à la charge de 1[kW].....	43
Tableau IV.6 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'eau variable à la charge de 1,5[kW].....	43
Tableau IV.7 : Les températures à la sortie pour débit massique d'air variable à la charge de 0,5[kW].....	43
Tableau IV.8 : Les températures à la sortie pour débit massique d'air variable à la charge de 1[kW].....	43
Tableau IV.9 : Les températures à la sortie pour débit massique d'air variable à la charge de 1,5[kW].....	43
Tableau IV.10 : Les températures à la sortie pour débit massique d'eau variable à la charge de 0.5[kW].....	44
Tableau IV.11 : Les températures à la sortie pour débit massique d'eau variable à la charge de 1[kW].....	44
Tableau IV.12 : Les températures à la sortie pour débit massique d'eau variable à la charge de 1,5[kW].....	44

NOMENCLATURE

$\dot{m}_{\text{air}}$ Débit Spécifique d'air humide [Kg/s]

$\dot{m}_{\text{eau}}$ Débit Spécifique d'eau [Kg/s]

T_{ae} Température d'air à l'entrée [°C]

T_{hae} Température humide de l'air à l'entrée [°C]

T_{ee} Température d'eau à l'entrée [°C]

W_{ae} Humidité Spécifique d'air à l'entrée [---]

N_{cycle} Cycle de concentration [---]

ConfiGHx Contre Courant ou Courant Croisés [---]

C et n Coefficients [---]

C_{pa} Chaleur Massique d'air en sortie [J/Kg.°C]

C_{pv} Chaleur Massique de la vapeur d'eau [J/Kg.°C]

Hfg Chaleur de vaporisation de l'eau [kJ/Kg]

T_{as} Température d'air à la sortie [°C]

T_{es} Température d'eau à la sortie [°C]

W_{as} Humidité Spécifique de l'air à la sortie [---]

Q_{tot} Puissance échange totale [Watt]

C_e Consommation d'eau [Kg/s]

A rapport de l'aire de la surface d'échange au volume du corps d'échange, m-1

η L'efficacité de tour

L_e Le nombre de LEWIS

NUT Le nombre d'unité de transfert

dW_{air} La variation d'humidité spécifique de l'air

dh_{se} La variation de l'enthalpie de l'air à saturation à la température d'eau ϕ Puissance totale échangée

$C_{P_{\text{sat}}}$ Chaleur massique spécifique à la saturation

Introduction générale

Un grand nombre de procédés thermiques ou industriels nécessitent l'évacuation de la chaleur (condenseurs de machines frigorifiques ou de centrales thermiques de production d'électricité par exemple). Il est alors nécessaire de trouver un milieu pour évacuer cette énergie. Les tours de refroidissement, qui utilisent la chaleur latente de vaporisation de l'eau pour évacuer l'énergie à dissiper, présentent un avantage économique, car la valeur élevée de cette chaleur latente ($2,5 \cdot 10^6$ J/Kg) minimise la consommation d'eau et que l'équipement à mettre en œuvre est relativement simple. Les gouttelettes d'eau tombent continuellement en pluie au travers de la tour, et elles sont naturellement refroidies par évaporation ; la chaleur correspondante est évacuée sous forme d'enthalpie de la vapeur d'eau, dans l'air rejeté. Dans ce cas, le transfert de chaleur s'accompagne d'un transfert de masse. Des surfaces solides (garnissage ou remplissage) disposées dans la tour augmentent le temps de séjour des gouttes.

Dans un passé encore récent, du fait des coûts relativement faible de l'énergie et de l'insuffisance des moyens de calcul, la réalisation et l'utilisation des tours de refroidissement reposaient en partie sur un savoir empirique. Actuellement, l'amélioration et l'optimisation d'une tour passe par la mise en œuvre des logiciels capables de décrire plus finement la thermique et la performance de la tour.

L'objectif de ce travail est d'étudier théoriquement les échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement humide. Des essais expérimentaux ont été menés pour montrer l'influence des paramètres de fonctionnement sur les performances thermiques de la tour. L'influence des débits d'eau et d'air ainsi que la quantité de chaleur à évacuer sur l'efficacité d'une tour de refroidissement seront évaluées.

Le travail de notre mémoire est partagé en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre nous avons présenté une recherche bibliographique sur les problèmes existant dans les tours de refroidissement qui ont été étudiées et expérimentées par certains auteurs, pour connaître les comportements thermiques des tours de refroidissement humide afin de développer le modèle de notre type de tour.

Le deuxième chapitre représente un aperçu global sur les tours de refroidissement et leurs domaines d'utilisation ainsi qu'un aperçu global des différents composants de la tour. On décrit quelques indications relatives à la classification des tours, et les éléments principaux des tours : système de pulvérisation de l'eau, surfaces d'échanges thermiques.

Dans le troisième chapitre nous avons exposé d'une façon détaillée un modèle mathématique employé pour le calcul des performances thermiques. En utilisant le logiciel Matlab pour simplifier le travail et de réduire significativement le temps des calculs. Le programme développé est basé sur

les données des expériences qui ont été menées au laboratoire pour simuler le comportement thermique et les performances d'une tour de refroidissement humide.

Dans le quatrième chapitre, nous avons présenté les résultats de calculs qui ont été effectués par le programme de simulation, ces résultats sont représentés sous forme de tableaux et des courbes, ont été analysés et discutés.

Nous terminerons notre travail par une conclusion générale sur le problème étudié et sur les perspectives de cette étude.

Chapitre I

I.1 Introduction:

Les tours de refroidissement sont conçues pour les installations industrielles à des fins diverses : tailles et de fournir de l'eau fraîche. Elles sont utilisées pour évacuer la chaleur d'un processus industriel dans de nombreux secteurs de l'industrie tels que les usines de gaz naturel de transformation, les usines pétrochimiques, les raffineries de pétrole, des centrales électriques, industrie de l'acier, les machines d'injection plastique et l'industrie alimentaire.

Il existe plusieurs types de tours de refroidissement, tours de refroidissement à circuit ouvert et tours humides c.-à-d. celles dans lesquelles l'eau à refroidir est en contact direct avec l'air, peuvent fonctionner comme tirage naturel ou mécanique. Les tours à tirage mécanique peuvent être soit forcées ou induites par opposition avec les tours de refroidissement à circuit fermé dans lesquelles le fluide à refroidir circule dans un échangeur refroidi par de l'eau pulvérisée au-dessus de lui; cette eau est elle-même refroidie, comme dans une tour humide, par contact direct avec une circulation d'air à contre-courant puis est recueillie dans un bassin et pulvérisée à nouveau au sommet de la tour ; elle circule donc en circuit fermé. L'écoulement de l'air et de l'eau peut être contre-courant ou croisement de flux.

Le tour de refroidissement est une idée attrayante pour beaucoup de chercheurs dans différents champs. Et aussi beaucoup de travaux, particulièrement les deux dernières décennies, ont illustré leurs avantages en montrant leurs propriétés et leurs performances thermiques. En vue d'améliorer la performance, différentes configurations de tours ont été étudiées et expérimentées. Le présent chapitre décrit ces différentes configurations, les conditions expérimentales et les différents résultats atteints, par certains auteurs.

I.2 Revue bibliographique :

Walker et al. En 1923 [1], Ils ont les premiers qui proposent une théorie de base du fonctionnement de la tour de refroidissement. Ils ont utilisé seulement la force d'entraînement de l'air humide ambiante pour le processus de refroidissement dans les tours de refroidissement. Cependant, la théorie la plus utilisée pour le calcul de la tour de refroidissement est développée par Merkel [2] en 1925. Il est important de dire que la théorie de Merkel dans la conception de la tour de refroidissement est présentée et discutée en détail dans la plupart des études de processus de transfert de chaleur.

En 1940, London et al. [3], utilisé l'enthalpie du mélange vapeur d'eau et air-humide comme force d'entraînement réelle. En plus de cela, ils ont reconnu pour la première fois que l'évaporation de l'eau doit être prise en considération pour le vrai bilan thermique.

Après six ans en 1946 Simpson et Sherwood [4], ont étudié les performances thermiques d'une tour de refroidissement à tirage mécanique. Kelly et Swenson [5] en 1956, ont étudié une tour de

refroidissement pour évaluer le mécanisme de chute de pression et le transfert de chaleur au sein de la tour. Ils ont appliqué une corrélation avec un rapport de débit massique d'eau et l'air, et ont indiqué que les caractéristiques de la tour est dépende de débit massique eau-air, la hauteur de garnissage de matière et la température de l'eau.

Baker et Shryock en 1961 [6], ont essayé de réduire l'erreur due à l'hypothèse de la théorie de Merkel et ils ont donné une explication détaillée de la méthode de Merkel. Ils ont montré que les pertes par évaporation introduit une erreur dans les résultats de l'Merkel. En 1976 Whillier [7], a été développée une méthode simple pour prédire la performance thermique des tours de refroidissement. Il a présenté une nouvelle méthode appelée le facteur de puissance de la tour, comme une base pour la corrélation de données expérimentales et pour la prédiction de la performance.

En 1983 Sutherland [8], a effectué une analyse sur une tour de refroidissement qui n'a pas utilisé les hypothèses de Merkel. Il a constaté que les tours de refroidissement à contre-courant peut être sous-dimensionnée entre 5 et 15%, utilisée les coefficients de transfert de masse grâce à l'utilisation de la méthode Merkel. Aussi l'estimation du volume de la tour fournie par l'augmentation de l'analyse approximative avec l'augmentation de la valeur de rapport de débit massique (eau et air). Il a également étudié l'effet de la variation de la pression atmosphérique sur des tours de refroidissement dans une certaine mesure et a montré que le NTU augmente lorsque la pression augmente.

Baker en 1984 [9], a montré que l'effet de l'évaporation de l'eau est relativement faible et varie avec les conditions de fonctionnement de la tour de refroidissement. Une année plus tard Webb en 1984 [10], a effectué un traitement théorique unifié pour analyser thermiquement le comportement thermique d'une tour de refroidissement installé avec un condenseur à évaporation et un refroidisseur de liquide par évaporation. Dans cette étude les procédures de calcul spécifiques sont définies par le dimensionnement et l'évaluation de chaque type d'échangeur de chaleur par évaporation.

En 1989 Braun et al. [11], présenté une méthode simple pour la modélisation de la performance des tours de refroidissement. A grâce à cette méthode ils ont développé les relations entre la chaleur spécifique de saturation de l'air et de l'efficacité de la tour. Selon cette étude, les avantages de cette approche sont sa simplicité, la précision et la cohérence avec les méthodes d'analyse des échangeurs de chaleur sensible.

Shelton et Weber [12] en 1991, ont étudié l'effet des débits massiques de l'eau et l'air et d'utiliser des modèles basés sur les données du constructeur de la tour pour évaluer la performance thermique.

El-Dessouky [13] en 1993, a étudié les performances thermiques et hydrauliques d'une couche fluidisée en trois phases d'une tour de refroidissement, et a développé les caractéristiques de la tour, et la relation entre la température d'entrée d'eau chaude et le rapport de débit massique de l'eau et

l'air. Une année plus tard Bernier [14] a étudié les processus de base de transfert de chaleur et de masse qui se produisent autour d'une gouttelette dans le refroidissement transitoire. Il a analysé une tour de refroidissement à contre-courant et a montré l'influence de la hauteur de remplissage et les débits d'écoulements (d'eau et d'air) sur la performance de la tour.

Maiya [15] en 1995, a présenté une tour de refroidissement à contre-courant modifiée pour pré-refroidir l'air à l'entrée de la tour, soit par l'eau après la charge de refroidissement, ou l'air de sortie de la tour. Il a modélisé la tour de refroidissement et a étudié les performances thermiques et comparé les résultats avec la tour de refroidissement à contre-courant classique. Il a présenté ses résultats en termes de NTU (un nombre sans dimension pour indiquer la taille de la tour de refroidissement). Il a montré que les tours de refroidissement modifiées se trouvent meilleures que celle la tour classique à abaisser la température à la sortie dessous de 2 °C.

En 1996 El-Dessouky et al. [16], ont évalué les performances thermiques et hydrauliques d'un refroidisseur modifié par évaporation en deux étapes. Ils ont examiné les variables de mode de fonctionnement, et l'épaisseur de garnissage, le débit massique de l'eau, et le débit massique d'eau qui s'écoule sur le garnissage. Ils ont présenté que l'efficacité du système a augmenté avec l'augmentation du débit massique de l'eau, ce qui diminue le débit massique d'eau qui s'écoule au garnissage, et avec l'augmentation de l'épaisseur de ce dernier. Ils ont étudié aussi la chute de pression à travers différents types de garnissage. Ils ont découvert que la chute de pression par unité de longueur dans la direction d'écoulement de l'air était à peu près constante avec le garnissage structuré. Une année plus tard, El-Dessouky et al. [17], ont décrit une étude théorique pour une tour de refroidissement humide à contre-courant avec les définitions modifiées à la fois pour la NTU et l'efficacité thermique de la tour, et la NTU modifiée dépend de la capacité de la chaleur de l'eau et de l'air. Ils ont défini l'efficacité par l'eau de refroidissement et l'approche de thermomètre mouillé. Ils ont développé une nouvelle expression relative de l'efficacité de la tour à la NTU modifié et le rapport des taux de capacité. Selon ce modèle, la résistance au transfert de chaleur dans le film d'eau, l'unité non du nombre de Lewis, et la courbure de la courbe d'enthalpie de l'air saturé est pris en considération.

En 1998 Bedekar et al. [18] ont étudié expérimentalement la performance d'une tour de refroidissement à contre-courant à tirage forcée, en utilisant un film de garnissage. Les résultats obtenus ont été présentés les caractéristiques de la tour, la température de sortie d'eau, rapport de débit eau/air et de l'efficacité. Ils ont conclu que les performances de la tour diminuent avec l'augmentation du rapport de débit (L/G) de l'eau et de l'air.

Soylemez en 1999 [19], a présenté une méthode pour estimer la taille et la performance de tour de refroidissement à contre-courant à tirage forcée. Il a utilisé les résultats expérimentaux pour valider les formules mathématiques. Dans la même année Halasz [20] a analysé les processus d'évaporation

adiabatiques dans une tour de refroidissement en nouvelle manière. Il a proposé un modèle mathématique pour les dispositifs de refroidissement par évaporation qui appliquait aux tours de refroidissement. Selon ce modèle, l'efficacité d'une tour de refroidissement peut être exprimée comme une fonction à deux variables, et tracée en un seul schémas pour chaque type de tour. Il a donné une solution analytique pour les tours à contre-courant, il existe une solution analytique de l'ensemble d'équations différentielles ; les tours tangentiels besoin d'une solution numérique. Il a conclu que l'évaluation des résultats de la performance globale de la tour de refroidissement est simple et consiste une correction de saturation d'air sec qui simulait les données de saturation de l'air réel. Selon ses résultats, il se trouve une bonne concordance dans des conditions de fonctionnement habituelles, mais ce n'est pas adapté avec les systèmes de refroidissement qui travaillent avec la très grande quantité d'eau.

En 2000 Goshayeshi et Missenden [21], ont étudié expérimentalement l'effet de la forme ondulée de garnissage en PVC sur le transfert de masse et la caractéristique de chute de pression dans une tour de refroidissement à contre-courant à tirage forcé. Ils ont constaté que les coefficients globaux de transfert de masse et des chutes de pression des garnissages ondulé augmentent considérablement par rapport au garnissage souple et son effet par l'espacement et la distance entre les côtes de garnissage.

En 2001, Khan et al. [22], ont présenté un modèle détaillé appliqué dans les tours de refroidissement humide à contre-courant. Ils ont comparé le modèle avec d'autres modèles caractérisé par des valeurs NTU et l'efficacité de la tour (ϵ). Ils ont montré que si la résistance au transfert de chaleur dans le film d'eau et le nombre de Lewis est prise en compte dans les calculs la différence est considérable peut-être apparaître en NTU et les valeurs (ϵ). Ils ont examiné l'effet de la température de l'interface air-eau. Ils ont expliqué une procédure pour l'utilisation du modèle dans la conception des tours de refroidissement et l'analyse d'évaluation les problèmes. Ils ont expliqué la limite des performances des tours de refroidissement ; cela signifie que l'efficacité égale à un, ou de température de l'approche de thermomètre mouille d'air. Ils ont également obtenu le maximal possible de rapport des débits eau/air à partir du modèle pour différentes conditions de fonctionnement.

Dans la même année Milosavljevic et Heikkila [23] ont dérivé un modèle mathématique pour une tour de refroidissement humide à contre-courant basé sur les équations de transfert de chaleur et de masse à une dimension. Ils ont analysé les performances de la tour de refroidissement avec différents matériaux de garnissage. Ils ont également étudié la performance des autres éléments de la tour de refroidissement, comme des séparateurs de gouttelettes et des buses de pulvérisation d'eau.

José en 2002 [24] a défini l'efficacité dynamique de thermo-fluide qui peu utilisée pour comparer et choisir un matériau pour le garnissage. L'efficacité thermo-fluide dynamique, signifié que le

transfert de chaleur maximale dans la tour de refroidissement avec chute de pression minimale. Pour le montrer, il a évalué le transfert de chaleur liée à la chute de pression dans les garnissages isolés avec différents types de tours de refroidissement. Il a montré que la thermodynamique de fluide les valeurs d'efficacité obtenue avec les résultats expérimentaux disponibles acquis des garnissages commerciaux, a conclu que cette efficacité ne dépend pas de la hauteur du remplissage.

En 2003 Khan et al. [25], ont utilisé un modèle détaillé pour étudier les caractéristiques de la performance des tours de refroidissement humide à contre-courant. Selon ce modèle, la performance thermique des tours de refroidissement est expliquée avec des températures différentes de l'air et de l'eau. Dans cette étude, la variation de la température de l'air et de l'eau sur long de la hauteur de la tour est expliquée sur les graphiques psychométriques. Ils ont montré que l'évaporation est le principe de transfert de chaleur.

Une année plus tard Fisenko et al. [26], ont développé un nouveau modèle mathématique pour évaluer la performance d'une tour de refroidissement à tirage mécanique et décrit les processus de transfert de chaleur et de masse et la dynamique de la chute de gouttelettes. Ils déterminent l'efficacité thermique d'une tour de refroidissement à tirage mécanique la dépend sur le rapport des débits massiques de l'eau et de l'air.

Dans la même année, Soylemez [27] a présenté une analyse pour l'optimisation des performances thermo-hydraulique d'une tour de refroidissement à contre-courant à tirage forcé. Il a estimé une formule algébrique simple pour le point de fonctionnement optimal de la tour. Il a aussi utilisé dans son étude l'efficacité de la méthode-NTU, ainsi que la dérivation des propriétés psychométriques de l'air humide basée sur la méthode d'approximation numérique pour l'analyse de la performance thermique.

En 2005 Kloppers et Kröger [28] ont étudié un calcul détaillé sur l'équation de la chaleur et de masse dans les tours de refroidissement humide par évaporation. Ils ont présenté ces équations de la méthode ε -NTU et d'appliquer dans les tours de refroidissement humide. Ils ont donné une représentation plus détaillée du nombre Merkel. Ils ont décrit les différences dans l'analyse de transfert de chaleur et de masse, et les techniques de résolution des méthodes de Merkel et Poppe à l'aide de diagrammes psychométriques d'enthalpie.

Dans la même année Kloppers et Kröger [29], ont évalué des méthodes pour le calcul des performances thermiques des tours de refroidissement. Ils ont comparé avec les méthodes de Merkel, Poppe et la d'efficacité méthode ε -NTU. Ils ont basé sur effets de la température sur la performance de la tour. Un autre travail de recherche sur l'effet du facteur de Lewis, ou de relation de Lewis sur la prédiction de la performance des tours de refroidissement humide à tirage naturel et à tirage mécanique est réalisé par Kloppers et Kröger [30]. Dans cette étude ces chercheurs ont montré,

l'histoire et le développement du facteur Lewis et son application dans les tours de refroidissement humide et d'analysé le transfert de masse.

En 2006 Elsarrag [31], a développé un modèle pour prédire les conditions de sortie d'une tour de refroidissement. Il a fait quelques prédictions par lamodélisation théorique qui exige des corrélations de transfert de chaleur et de masse pour la tailedu garnissage et les conditions de sortie. Il a étudié et évaluer les coefficients de transfert de chaleur et de masse. Il a développé une corrélation de coefficient de transfert de masse, et a défini de nouvelles variables. Selon son étude, cette corrélation ne peut prédire le coefficient de transfert de masse au sein d'une erreur de $\pm 10\%$. Il a conclu avec son étude que les résultats des modèles ontmontrée de bonnes prédictions des conditions de l'eau de sortie et de la température de l'air au sein d'une erreur de $\pm 5\%$.

En 2007 Jin et al. [32], ont proposé un modèle simplifiée de tour de refroidissement mécanique pour le contrôle et l'optimisation des systèmes HVAC (HealingVentilation and Air Conditionne). Ils ont développé le modèle sur la base de la théorie de Merkel et la méthode d'efficacité ε -NTU par le bilan énergétique, et de l'analyse de transfert de masse. Ils ont utilisé les données de fonctionnement réel dans le système de HVAC d'un hôtel commercial pour identifier et de valider ce modèle.

Dans la même Année Lemouari et al. [33], ont présenté une étude expérimentale des performances thermiques d'une tour de refroidissement humide à contre-courant à tirage forcé équipé par type de garnissage VGA (Guadrillage Vertical Apparatus). Ils ont étudié les effets des taux des débits d'air et d'eau sur la plage de refroidissement, ainsi que la caractéristique de la tour, pour lesdifférentes températures de l'eau à l'entrée de la tour. Une autre recherche de Nunez et al. [33], ont étudié des perturbations de la température dans un système de refroidissement par diverses manières, à savoir : les changements dans la température de bulbe humide, les variations de la charge thermique et de la dégradation de la performance de refroidisseurs due à l'encrassement. La réponse du système aux perturbations de la température de refroidissement est indiquée comme une fonction de l'efficacité thermique globale du système.

En 2008 Atari et al. [34], ont étudié la performance d'une tour de refroidissement humide pour différentes températures d'air et d'eau et ont étudié l'influence des conditions environnementales sur l'efficacité thermique de la tour.

Dans la même année Muang Roi et al. [35], ont analysé l'influence de la température ambiante et l'humidité sur la performance des tours de refroidissement humide à contre-courant. Ils ont étudié les performances de la tour de refroidissement à diverses conditions d'arrivée d'air, d'humidité relative et de température sèche, alors que pour l'eau sont considérés comme constante (débit et température). Une étude expérimentale sur une tour de refroidissement hybride à circuit fermé (HCCCT) ayant une capacité nominale de 136 KW a été présentée par Sarker et al. [36], Ils ont étudié la capacité de refroidissement et la chute de pression pour différentes vitesses d'airà l'entrée,

des températures de bulbe humide, des températures d'entrée de l'eau et de l'air et de rapport de débit massique (eau/air). Selon leur étude, les caractéristiques de performance de l'étude expérimentale ont été trouvées bien conformes avec ceux des résultats assumés et sont censées servir comme base de paramètre de conception pour la HCCCT.

En 2009 Cortinovis et al. [37], ont présenté une approche pour l'analyse de la performance systématique d'un système d'eau de refroidissement. Ils ont combiné la conception expérimentale avec la modélisation mathématique. Ils ont effectué une étude expérimentale pour caractériser le transfert de masse dans le garnissage de la tour en fonction des débits liquide et de gaz. Dans la même année Lemouari et al. [38], ont étudié une analyse expérimentale des phénomènes de transfert de chaleur et de masse simultanés entre l'eau et l'air en contact direct dans une tour de refroidissement à garnissage VGA. Ils ont étudié l'effet des débits d'air et d'écoulement de l'eau sur le coefficient de transfert de chaleur et de masse, ainsi que le taux d'évaporation de l'eau dans le courant d'air, pour différentes températures de l'eau à l'entrée.

En 2009 M. Lucas et al. [39] ont fait une étude expérimentale sur les performances thermiques d'une tour de refroidissement humide à tirage mécanique à contre-courant équipé avec différents séparateurs de gouttelettes pour une large gamme de débits massiques d'air et d'eau. Ils ont prévu que les caractéristiques d'un séparateur de goutte, comme sa chute de pression, affecte la performance thermique de la tour de refroidissement. Par le calcul des caractéristiques expérimentales, ces chercheurs ont montré que la configuration physique de séparateur de goutte influe sur la performance thermique de la tour de refroidissement pour les mêmes rapports de débits massiques d'eau et d'air. Les données enregistrées dans le dispositif expérimental ont été utilisées pour obtenir des corrélations de la caractéristique de la tour, qui définissent la performance thermique de la tour. La température de l'eau de sortie prédite par ces corrélations a été comparée avec les valeurs enregistrées expérimentalement, elles ont montré une différence maximale de $\pm 3\%$.

En 2010 M. Lemouari et M. Boumaza[40], ont étudié expérimentalement des caractéristiques de performance d'une tour de refroidissement humide à contre-courant représenté par la chaleur rejetée et son efficacité thermique. L'étude porte principalement sur l'effet de l'air, les débits d'eau et les températures de l'eau d'entrée sur l'efficacité thermique de la tour, ainsi que la chaleur rejetée par cette tour. Deux régimes de fonctionnement ont été observés au cours du contact entre l'eau et l'air à l'intérieur de la tour, un régime pelliculaire (PR) et un régime bulle de dispersion (BDR). Le régime BDR permet de refroidir la plus grande quantité de débits d'eau, alors que le régime pelliculaire donne une efficacité thermique supérieure.

En 2011 Quan Zhang et al. [41], ont développé un modèle analytique pour couplés les processus de transfert de chaleur et de masse dans une tour de refroidissement à contre-courant de façon réversible basé sur des conditions de fonctionnement spéciaux. Ce modèle est utilisée un algorithme

itératif a été validé avec des données expérimentales. Un modèle analytique adaptait le calcul direct et rapide de l'évolution des températures de l'air et d'eau, et l'humidité de l'air et le changement de débit massique d'eau sur la longueur verticale de la tour. Dans diverses conditions d'exploitation et d'environnement le modèle développé indique que le modèle proposé peut fournir une base théorique pour la conception pratique et l'évaluation des performances du tour.

En 2012 Wanchai Asvapoositkul et al. [42], ont étudié la performance d'une tour de refroidissement humide par un modèle simplifié caractérisé par une équation spécifiée de taux d'évaporation de masse. Le but de cette étude présentait un calcul qui est précis et simple à réalisation, et peut-être appliquée pour prédire la performance de la tour sous changement des conditions de fonctionnement. Les résultats ont été validés et ont montré un bon accord avec les mesures expérimentales. Les résultats de cette étude attendus permettront d'intégrer la conception de la tour et de la simulation pour évaluer et d'optimiser la performance thermique des centrales électriques.

En 2013 Jian-Guo Wang et al [43], ont proposé une méthode de modélisation adaptative guidée par les données pour étudier la performance et le fonctionnement optimal d'une tour de refroidissement pour la conservation de l'énergie. Pour atteindre cet objectif, le processus de la tour de refroidissement a été caractérisé par un modèle adaptatif avec garrot non négatif (NNG). En raison de la grande précision du modèle obtenu, la réalisation de stratégie de fonctionnement optimale pour l'économie d'énergie est devenue facilement possible. Ils ont proposé une stratégie optimale de fonctionnement du ventilateur et sa réalisation basée pratiquement sur des données de fonctionnement effectif d'une tour de refroidissement, qui a été montré qu'il avait la possibilité de conservation de l'énergie. Ceci est la première tentative d'utiliser la méthode de sélection des variables NNG pour le développement du modèle de tour de refroidissement et a proposé un système de contrôle basé sur un modèle de fonctionnement d'une tour de refroidissement.

Plus récemment en 2014 Lukas Dvorak et Jiri Nowzicka[44], ont proposé une conception expérimentale du modèle fonctionnel d'une tour de refroidissement à flux croisé à tirage mécanique. Ce dispositif est principalement utilisé pour mesurer les caractéristiques de performance de garnissage de la tour, mais avec un simple à reconstruire, il peut être utilisé pour mesurer d'autres paramètres thermodynamiques qui participent au refroidissement humide. Les principaux avantages sont la précision, le volume et la possibilité de changement le niveau de distribution d'eau. Cette fonction est très utile pour les mesures de garnissage de différentes hauteurs sans l'influence de la zone de pulvérisation. La fonctionnalité de ce modèle a vérifié expérimentalement lors de l'assemblage, et les données de la mesure de garnissage ont comparé aux résultats expérimentaux dans les littérateurs. Pour l'évaluation des résultats a créé un programme en MATLAB, le premier

scénario est pour le calcul exact de l'équilibre thermique du modèle, et la seconde est de déterminer le numéro de Merkel via la méthode de Tchebychev.

Dans la même année, Wanchai .A et al [45], ont étudié et analysaient les performances d'une tour de refroidissement hybride à l'aide des expériences et des simulations numériques sous diverses conditions de fonctionnement. Ces chercheurs ont été développée un modèle de calcul pour la prédiction du comportement de systèmes de refroidissement sèches, humides et hybrides. Le modèle hybride est exprimé comme une combinaison des deux modèles de refroidissement sec et humide. Ce modèle est basé sur les équations d'efficacité-NTU et l'équation de Merkel. Les caractéristiques de la tour de refroidissement sont en fonction du rapport des débits massiques (eau/air) pour chaque mode de refroidissement. Les résultats expérimentaux obtenus par ce modèle sont validé avec ceux de la simulation. Cette simulation utilisée comme un outil de conception et possible d'intégrer dans la conception de la tour de refroidissement sec et humide.

En 2015, Huan Ma et al. [46], ont proposé un nouveau modèle théorique pour prédire la performance thermique d'une tour de refroidissement sec à tirage naturel (NDDCT) dans diverses conditions ambiantes. Ces chercheurs ont utilisé la théorie des triangles semblables pour évaluer l'effet de la température ambiante et de converti le rejet de la chaleur du NDDCT en forme proportionnelle avec la fonction de puissance de la différence de températures initiales de la tour. Ont proposé un algorithme pour calculer le rejet de chaleur de la NDDCT dans des conditions d'environnement variable, en fonction de la vitesse de l'air à la sortie de la tour. Les résultats obtenus montrés que l'efficacité du refroidissement diminuent plus lentement dans des grandes différences de températures initiales, et augmentent plus rapidement avec la différence de températures initiale sous la vitesse de vent la plus petite.

Zheng. Z et Hengxiang. G [47], ont présenté un nouveau tour de refroidissement sec à tirage naturel et utilisé l'énergie solaire pour améliorer ses performances de refroidissement, pour découvrir la disposition structurelle optimale de la tour a mené la simulation CFD à trois dimensions pour comparer les performances de refroidissement de différentes options de conception.

1.3 Conclusion

L'intérêt d'une telle démarche de recherche bibliographique est d'une part, pour connaître les nouvelles données sur les problèmes existants dans les tours de refroidissement, et d'autre part, d'étudier les comportements thermiques d'une tour de refroidissement atmosphérique afin de développer le modèle de notre type de tour.

A cause de l'importance de ce domaine et vue les multiples utilisations des tours de refroidissement dans le domaine industriel, les chercheurs sont toujours intéressés à apporter des réponses et des solutions à des questions et des problèmes posés quotidiennement. La modélisation

théorique des tours de refroidissement est assez complexe compte tenu de la multiplicité des transferts qui y prennent place, ainsi que les conditions diverses de fonctionnement. L'investigation expérimentale parue par contre moins difficile concernant la mesure des températures et de l'humidité des flux d'air et de l'eau, les débits des deux flux,...etc.

Chapitre II

II.1 Introduction

Pour des raisons relevant de la physique, toutes les centrales électriques thermiques, qu'elles fonctionnent au mazout, au gaz, au charbon ou avec un réacteur nucléaire (fonctionnant avec de l'uranium 235 ou du plutonium 239), qui fournit une puissance électrique de l'ordre du mille de mégawatts (1 MW-106 W)), ne peuvent transformer en énergie électrique qu'une partie de la chaleur qu'elles produisent. La chaleur résiduelle restante doit être refroidie.

La figure II.1 représente le schéma d'une centrale électrique nucléaire. L'uranium est enfermé à l'intérieur des gaines métalliques étanches. C'est dans ces gaines que se produit la fission des atomes d'uranium. L'eau dans la cuve se réchauffe au contact de ces éléments combustibles. Cette eau, à la sortie de la cuve, cède sa chaleur à l'eau d'un second circuit, par l'intermédiaire d'un générateur de vapeur. Une fois refroidie, elle retourne dans la cuve à l'aide d'une pompe. Cette eau est chauffée à 320°C et est maintenue à une pression de 155 atmosphères (dans le petit ballon) afin de rester à l'état liquide.

Dans le générateur de vapeur, l'eau du circuit secondaire se transforme en vapeur au contact des tubes parcourus par l'eau à 320°C du circuit primaire. Cette vapeur fait tourner une turbine qui entraîne un alternateur. À la sortie de la turbine, la vapeur se transforme en eau dans le condenseur, avant d'être renvoyée au générateur de vapeur. De l'eau en provenance de l'aéroréfrigérant traverse le condenseur par des milliers de tubes. La vapeur en provenance de la turbine se condense au contact de ces tubes froids. L'eau contenue dans ces tubes va se réchauffer d'une dizaine de degrés : cette eau tiède (30-35 °C) est refroidie par le courant d'air dans l'aéroréfrigérant avant de repartir vers les tubes du condenseur (les turbines les plus puissantes du monde délivrent une tension environ de 20000 V).

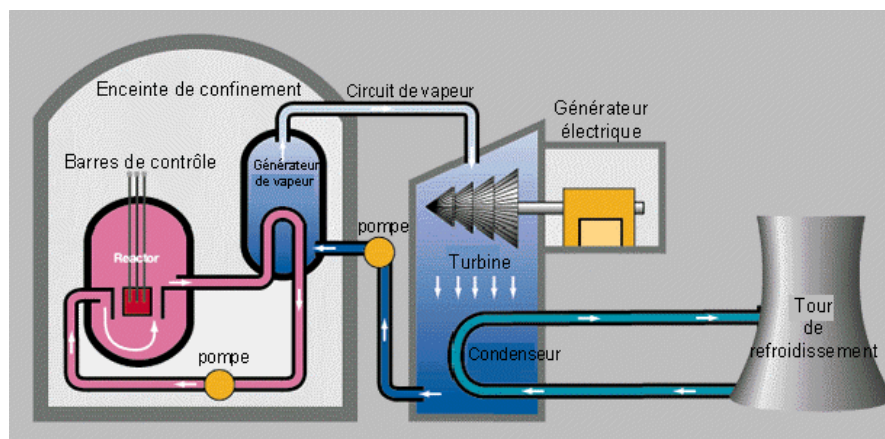


Fig. II.1 : Schéma d'une centrale électrique nucléaire.

Le refroidissement de la vapeur issue de la turbine est donc confié à une tour de refroidissement d'eau naturelle qui n'utilise aucun dispositif mécanique pour créer le flux d'air (figure II.2) ou à une tour à ventilation forcée qui utilise les ventilateurs simples ou multiples pour fournir le flux d'air (figure II.3). La chaleur résiduelle est donc rejetée par une tour de refroidissement (réfrigérant atmosphérique).

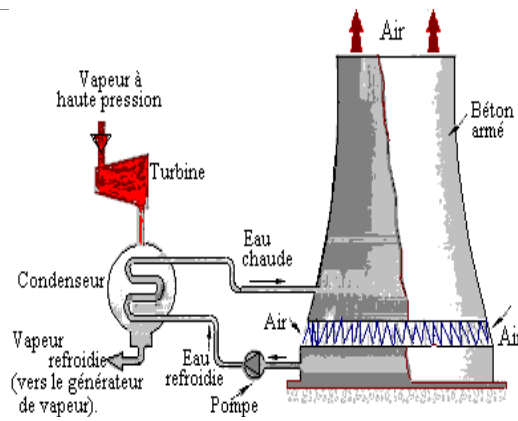


Fig. II.2 : Refroidissement du condenseur par une tour naturelle.

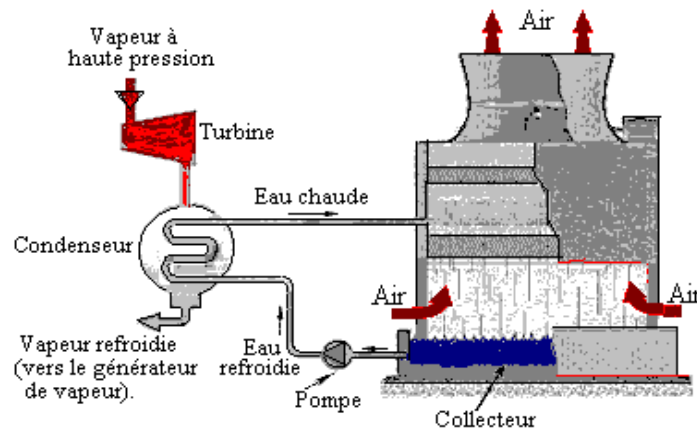


Fig. II.3 : Refroidissement du condenseur par une tour à ventilation forcée.

La figure II.4, représente le schéma d'une installation climatique où le condenseur est également refroidi par une tour de refroidissement d'eau. Le local nécessite toujours un apport d'air neuf pour les besoins hygiéniques. Pour des raisons d'économie, on recycle une partie de l'air repris. Le mélange de l'air recyclé et de l'air frais subit un léger échauffement complémentaire dans le ventilateur de soufflage. En passant par la gaine de soufflage, cet air mélangé est, selon les besoins, échauffé (serpentin de chauffage en fonctionnement) ou refroidit (serpentin de refroidissement en fonctionnement).

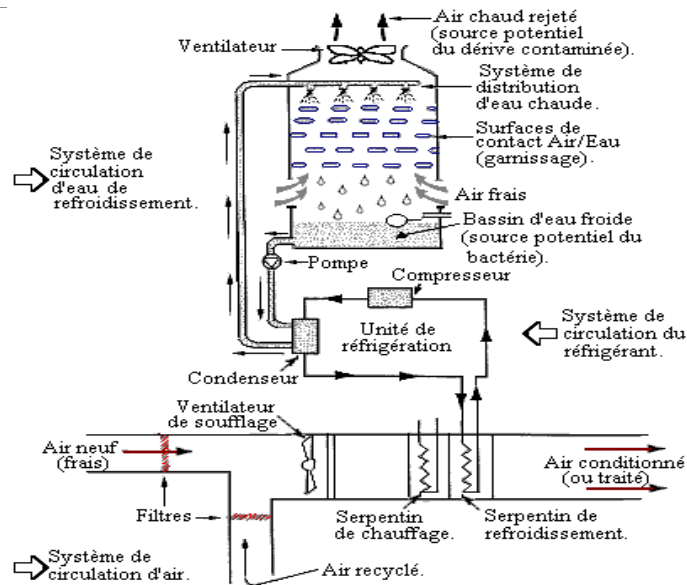


Fig. II.4 : schéma d'une installation de conditionnement d'air.

Un courant d'air traverse la tour de refroidissement de bas en haut. L'eau de refroidissement du condenseur, qui a été échauffée, retombe en une sorte d'immense douche et perd de sa chaleur au contact de cet air montant. Au cours de l'opération, 2 à 3% de l'eau de refroidissement s'évapore et forme un panache de vapeur (*brouillard*) plus ou moins important résultant de la condensation de la vapeur d'eau. Ce brouillard ne doit pas être confondu avec de la fumée. La tour de refroidissement ne rejette donc que de la pure vapeur d'eau qui ne contient jamais de radioactivité.



Fig. II.5 : Photo d'une tour de refroidissement dans une centrale thermique d'Europe.

II.2 Description générale

Une tour de refroidissement (*aéroréfrigérant*, *réfrigérant atmosphérique*) fonctionne comme un échangeur de chaleur, par contact direct entre l'eau plus chaude et l'air plus frais (l'air ambiant) avec un transfert de masse de l'un à l'autre. Elle est un bon exemple de système ouvert. Quand l'air entre dans la tour de refroidissement, son contenu d'humidité est généralement moins que la saturation. Quand l'air quitte, il émerge à température élevée et avec un contenu d'humidité près ou derrière la saturation. Même à la saturation, le refroidissement peut avoir lieu puisqu'une augmentation de la température a comme conséquence une augmentation de la capacité de chaleur qui permet à la chaleur sensible d'être absorbée. L'efficacité de cet échange est en fonction de la surface de contact entre l'eau et l'air : l'eau est diffusée en gouttelettes par des gicleurs ou s'écouler par gravité sur des lattes à éclaboussures ou sur des surfaces de ruissellement de façon à rendre la surface maximale de contact avec l'air. L'écoulement d'air peut être assuré par des ventilateurs, par l'effet du vent, par convection naturelle ou par l'entraînement dû aux jets d'eau. Lors de cet échange, une partie de l'eau est vaporisée, ce qui contribue à refroidir le liquide ; la chaleur correspondante est évacuée, sous forme d'enthalpie de la vapeur d'eau, dans l'air rejeté. La limite théorique de refroidissement de l'eau est la température humide de l'air extérieur.

La figure II.6, relative à des écoulements d'eau et d'air à contre-courant, montre l'évolution le long du corps d'échange de la température de l'eau et de la température humide de l'air. La chute de la température de l'eau dans la tour est égale à l'échauffement qu'elle subit dans la boucle de retour, et le plus souvent imposée par celui-ci, un paramètre important, qui caractérise le fonctionnement de la tour, est l'*approche*, qui est la différence entre la température de sortie de l'eau refroidie et la température humide de l'air entrant ; elle est d'autant plus petite que l'échangeur est plus performant.

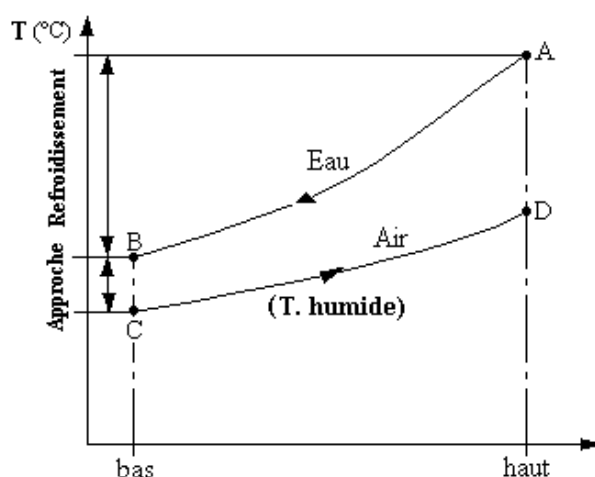


Fig. II.6 : Evolution des températures dans une tour.

La source d'eau d'appoint (la quantité d'eau fraîche qui doit être rajoutée au circuit d'eau) est employée pour compléter le niveau d'eau perdue par évaporation et a un éventuel entraînement de gouttelettes par l'air évacué. L'eau quitte la tour de refroidissement est envoyée de nouveau aux

échangeurs ou à d'autres unités pour l'avantage de refroidissement.

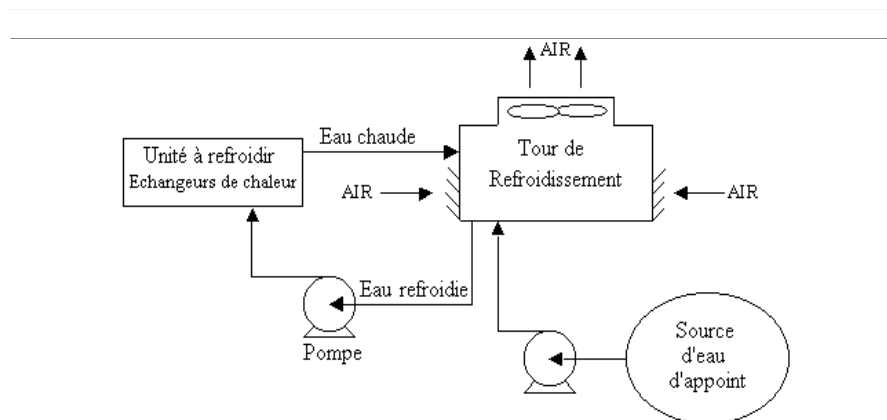
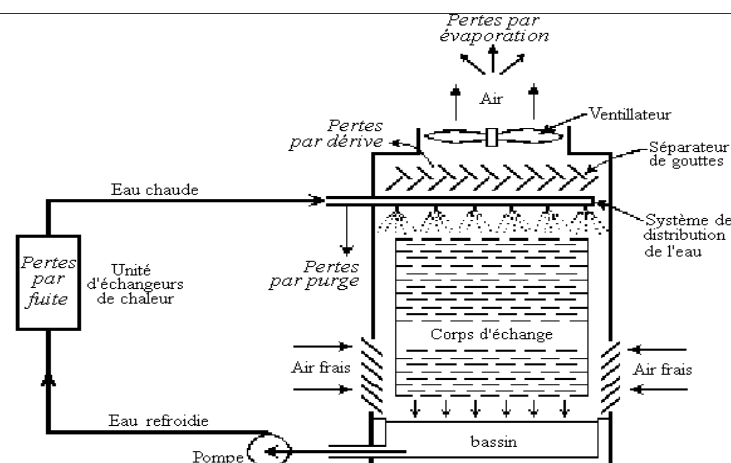


Fig. II.7 : Schéma général d'une installation de refroidissement.

Malgré les dispositifs installés pour limiter les pertes considérables en eau dues à ce phénomène, il demeure qu'une certaine quantité du volume d'eau qui circule dans l'appareil est évacuée vers l'extérieur. En outre, l'évaporation qui survient dans ce tour produit une concentration très élevée de matières dissoutes ou en suspension dans l'eau : sels minéraux, produits chimiques, matières organiques, etc., oblige souvent à pratiquer aussi une purge ou un traitement de l'eau d'appoint. Ces pertes se produisent principalement à travers :

- **Evaporation dans le jet d'air d'échappement :** L'évaporation prévoit 80% du refroidissement. L'eau évaporée ne contient pas des produits chimiques, et ainsi ne présente aucun danger à l'environnement.
- **Purge (ou vidange) :** C'est l'eau extraite du système d'eau afin de réduire la concentration des contaminants et pour éliminer la boue due aux impuretés atmosphériques. L'eau d'appoint de la tour de refroidissement contient des solides dissous. Sans purge, ces solides augmentent rapidement jusqu'au niveau ayant pour résultat la graduation excessive des surfaces de transfert thermique. L'eau de la purge est traitée pour enlever le chrome qui est fortement toxique avant d'être déchargée.

Fig. II.8 : Schéma des différentes pertes d'eau dans une tour (Dans le cas où la purge se fait dans le système de distribution de l'eau).



- **Dérive (ou entraînement)** : Ce sont les gouttelettes d'eau qui sont entraînées par les courants d'air quittant la tour. On estime que la dérive est dans l'intervalle de 0,003% à 0,005% d'eau en circulation. Les émissions de dérive se composent de grandes et petites gouttelettes d'eau. De telles gouttelettes d'eau portent avec eux les divers produits chimiques qui sont utilisés dans le système ; certains de ces produits chimiques sont nocifs et fortement toxiques. Les grandes gouttelettes sont relativement lourdes et peuvent condenser à proximité des tours de refroidissement. Tandis que les petites voyagent plus loin et peuvent réussir à pénétrer dans le système respiratoire humain. C'est de telles émissions respirables qui présentent un danger à la santé humaine et à l'environnement.
- **La fuite** : est la perte d'eau inconnue et/ou non contrôlée.

II.3 Différents types de tours de refroidissement d'eau

Les tours de refroidissement viennent dans plusieurs modèles et types, chacun avec de diverses caractéristiques. La sélection et la taille dépendent de l'application et de la charge thermique. Les tours à circuit ouvert, dans lesquelles l'eau à refroidir est directement mise en contact avec l'air, se classent en deux grandes catégories : circulation naturelle et circulation forcée.

Elles sont souvent désignées sous le nom des tours de refroidissement évaporatives ou humides. Bien qu'il existe également des tours à circuit fermé dans lesquelles l'eau est directement recyclée dans la tour, en ruisselant sur la paroi externe d'un échangeur dans lequel circule le fluide à refroidir, lequel n'est pas nécessairement de l'eau. De tels systèmes exigent des zones très grandes de transfert thermique. Le coût de construire de tels systèmes est environ dix fois plus que les systèmes humides à contact direct. Elles ne sont pas ainsi construites à moins qu'il y ait une pénurie extrême de l'eau.

En ce qui concerne les colonnes des tours de refroidissement d'eau qui constituent les parties principales des installations des tours il faut distinguer entre différentes constructions ayant chacune des avantages et des inconvénients : colonnes à garnissage, colonnes à plateaux perforés, colonnes vides,...

II.3.1 Tours à circuit ouvert à tirage naturel (tours atmosphériques)

Les tours à circuit ouvert dites à *tirage naturel* dans lesquelles l'air circule par convection naturelle, utilisent de très grandes cheminées concrètes pour décharger l'air. Dans ce cas, le tirage est provoqué par la diminution de la masse volumique de l'air due à son échauffement et à l'accroissement de son humidité. En raison de la taille énorme de ces tours (100 à 150 m de hauteur et 60 à 120 m de diamètre à la base) elles sont généralement utilisées pour des débits d'eau au-dessus de $12,6 \text{ m}^3/\text{s}$. Habituellement ces types de tours sont très sûrs et typiquement utilisés dans de grandes applications telles que la génération d'énergies électriques. L'air s'engouffre dans la partie ajourée, en bas des tours tandis que l'eau retombe à l'intérieur. Ainsi l'eau est refroidie au contact de l'air, un tiers

s'échappant sous forme de panache de vapeur humide. Grâce à ce système, l'eau peut perdre une dizaine de degrés par échange thermique. La forme de la tour améliore le tirage.

Une fois refroidie, cette eau n'est pas utilisée pour refroidir directement les accélérateurs ou les processus industriels. Sous sa forme naturelle, l'eau contient de nombreux minéraux et elle est de ce fait un très bon conducteur d'électricité. Dans le voisinage d'un accélérateur qui utilise des tensions élevées, cela créerait des risques de dangereuses étincelles ou de court-circuit. Aussi l'eau destinée au refroidissement des aimants et des autres équipements suit-elle un tout autre circuit : elle est tout d'abord déminéralisée, de manière à ne plus contenir d'ions potentiellement conducteurs. Ainsi, l'eau des tours de refroidissement est pompée sous terre et sert à refroidir l'eau déminéralisée, soit au moyen d'échangeurs de chaleur, dans lesquelles elle absorbe la chaleur, soit lorsqu'il s'agit de porter l'eau à une température inférieure, dans des refroidisseurs d'eau. Là, la chaleur est transférée activement de l'eau déminéralisée à l'eau des tours de refroidissement par un mécanisme de compression et de décompression analogue à celui de réfrigérateur. Ainsi, l'eau passe des tours de refroidissement aux échangeurs de chaleur, accumulant de la chaleur pour être refroidie à nouveau. Bien que l'eau vienne directement du lac, il reste meilleur marché de la recycler autant de fois que possible, ce qui fait que l'eau déminéralisée tourne aussi en circuit fermé et alterne entre le froid et le chaud. On continuera cependant d'utiliser l'eau pour refroidir les équipements nécessaires à la production par exemple de l'hélium liquide, ainsi que les convertisseurs de puissance, certaines expériences de physique et les aimants qui se trouvent dans les tunnels de transfert du faisceau.

Un modèle de la tour naturelle d'usage courant est la tour de section hyperbolique (figure II.9). Ce type est établi en béton armé, avec des dimensions de diamètre de base d'environ 60 m et 90 m de haut. L'entrée d'air, la distribution de l'eau, et le corps d'échange (surfaces de transfert thermique) sont semblables à une tour à ventilation forcée, et la grande majorité de la taille est purement cheminée.

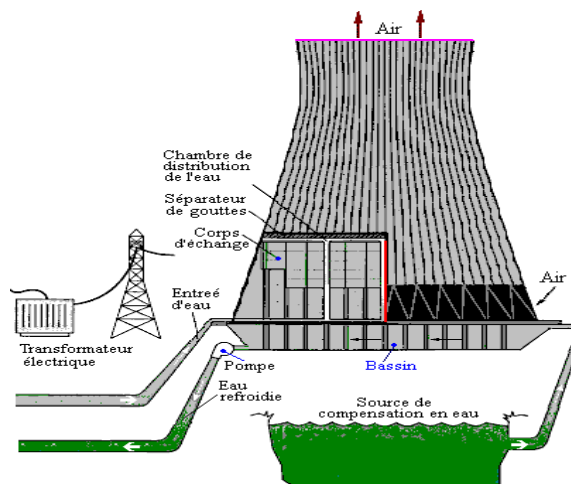


Fig. II.9 : Tour à tirage naturel (tour atmosphérique).

Les tours atmosphériques (ou hyperboliques) sont divisées en deux types de base : contre-courant et croisement de flux. Dans une tour à contre-courant (figure II.10) le corps d'échange est situé à l'intérieur de la tour. Tandis que dans une tour à croisement de flux (figure II.11), le corps d'échange est situé en dehors de la tour. Les frais d'exploitation minimum caractérisent cette conception. La sélection de conception dépend des conditions au site particulier.

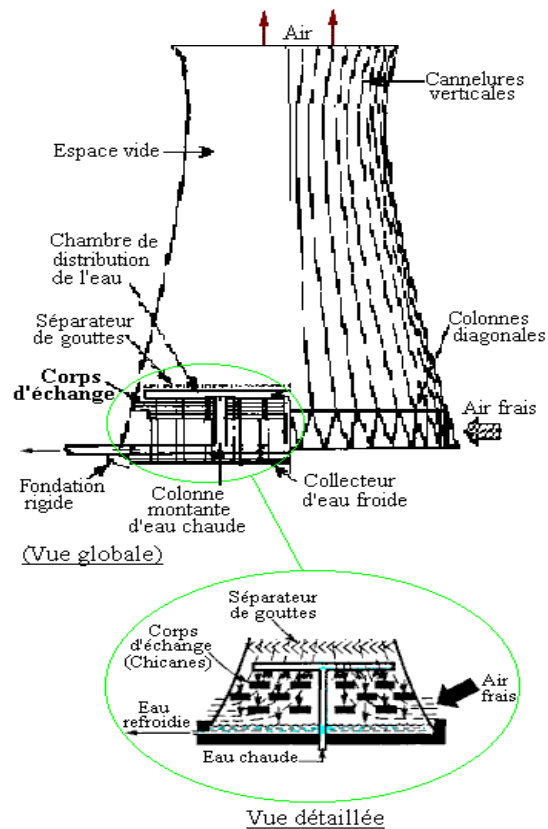


Fig. II.10 : Tour hyperbolique à contre- courant.

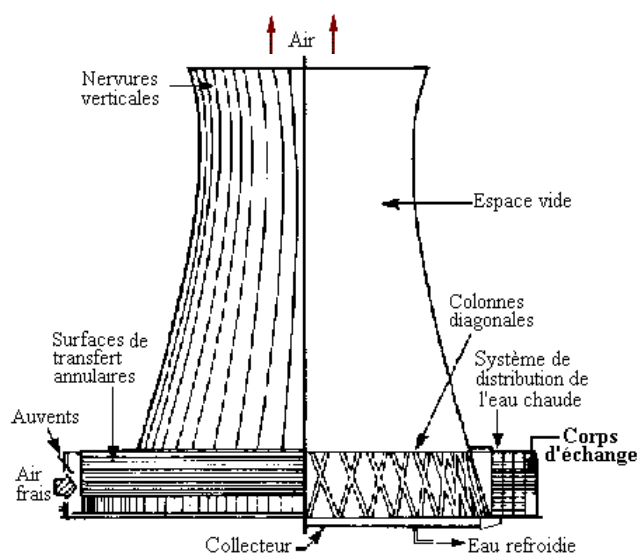


Fig. II.11 : Tour hyperbolique à croisement de flux.

II.3.1.1 Tour atmosphérique de type ouvert

Le type ouvert à des murs construits avec des auvents ou des lamelles en bois étendus horizontalement sur la longueur des murs de sorte que l'air quitte la tour dans une direction de haut en bas. Ceci réduit la tendance de soulever le jet d'eau fin hors du dessus de la tour et donne une meilleure distribution d'air de refroidissement à travers la totalité de la section transversale. Le mouvement d'air dépend des courants normaux de convection.

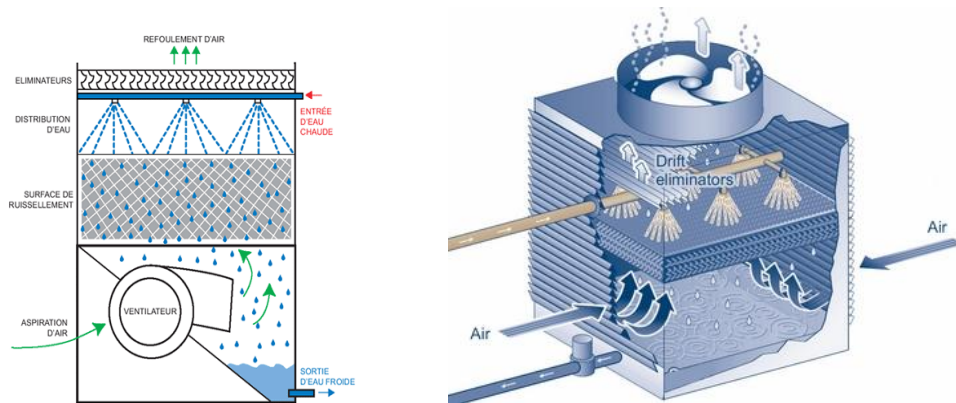


Fig. II.12 Tour atmosphérique de type ouvert.

II.3.1.2 Tour atmosphérique de type fermé

Le type de tour atmosphérique est souvent établi avec les côtés fermés qui sont portés au-dessus du niveau de l'entrée de l'eau ; ce type est connu comme type fermé ou de cheminée. L'air passant au-dessus de l'eau à refroidir absorbe la chaleur sensible, augmentant sa température et son contenu de vapeur. La densité de l'air est réduite, et l'atmosphère environnante plus lourde l'expulse vers le haut de la tour. L'écoulement d'air par la tour change selon la différence dans les densités entre l'air ambiant et l'air quittant les surfaces d'échange thermique, (voir figure II.13).

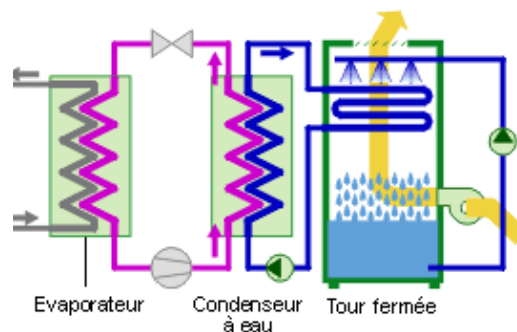


Fig. II.13 Tour atmosphérique de type fermée.

II.3.2 Tours à circuit ouvert à tirage forcé (tours humides)

Les tours à circuit ouvert dites à *tirage forcé* sont plus répandues et plus communes dans l'industrie, et ont plusieurs avantages par rapport au type à tirage naturel. Elles sont plus petites pour

le devoir équivalent et ont donc besoin de moins de zone au sol. Elles ne dépendent pas des conditions atmosphériques pour faciliter la convection et ainsi elles donnent une exécution plus constante durant toutes les saisons de l'année. Contre ces avantages doit être placée la complication supplémentaire des ventilateurs simple ou multiple et de la puissance qu'il s'absorbent. Elles sont divisées en deux grandes classes:

- **Tours de refroidissement à circulation obligatoire** : cas de ventilateurs placés au refoulement en bas de la tour (ventilateur en amont);
- **Tours de refroidissement à circulation induite** : cas de ventilateurs placés à l'aspiration au sommet de la tour (ventilateur en aval).

La circulation d'air dans l'une ou l'autre classe peut être par croisement de flux ou à contre-courant. Le croisement de flux (figure II.14) indique que le flux d'air est horizontal dans la partie remplie de la tour c.-à-d. que la tour est conçue de sorte que l'air et l'eau soit mélangé à un angle de 90° degrés. Le contre-courant (figure II.15) signifie que la circulation d'air est dans la direction opposée de l'eau en chute. Les tours de refroidissement, d'une façon générale de croisement de flux et de contre-courant ont la perte semblable de dérive. Une tour de refroidissement à ventilation forcée a une capacité de chargement de 1,4 à 4,1 [l/s.m²].

La tour à contre-courant occupe moins de surface au sol qu'une tour à croisement de flux mais elle est plus grande pour une capacité donnée. Les avantages d'une tour à croisement de flux sont la basse pression par rapport à sa capacité et la moindre alimentation électrique de ventilateur menant à abaisser les coûts énergétiques.

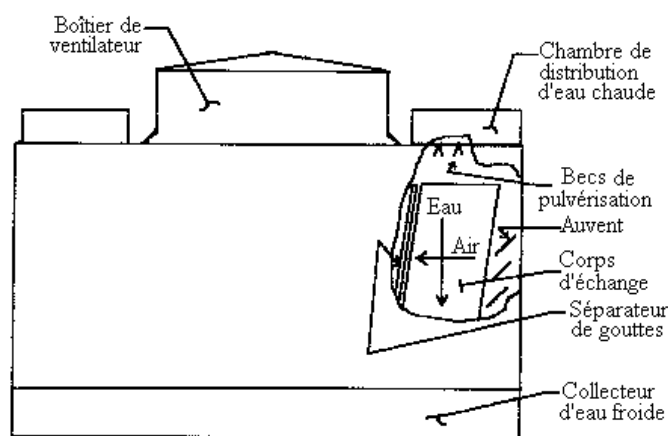


Fig. II.14 : Tour humide à croisement de flux.

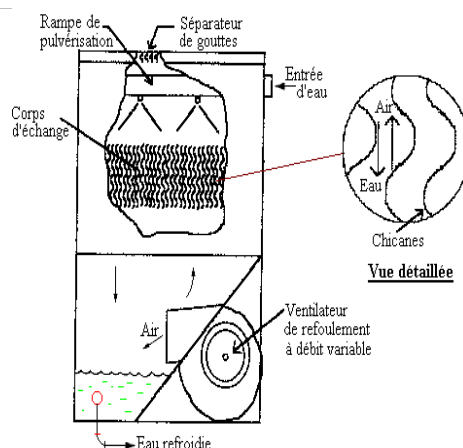


Fig. II.15 : Tour humide à contre-courant.

Toutes les tours humides doivent être localisées de sorte que l'air de décharge se répande librement sans se recycler par la tour, et de sorte que les entrées d'air ne soient pas restreintes. Les tours de refroidissement devraient être situées aussi près que possible des systèmes de réfrigération qu'elles servent. Elles ne devraient jamais être situées au-dessous d'eux afin de permettre à l'eau de condenseur de s'écouler hors du système par le bassin de tour quand le système est arrêté.

Les séparateurs de gouttes, appelées aussi : *suppresseurs de dérive*, sont souvent employées pour réduire la quantité de dérive dans l'écoulement d'air quittant en réorientant les gouttelettes d'eau entraînées de nouveau vers le bassin de la tour. Il y a quatre types principaux de supprimeurs de dérive : en forme de pale, arête de hareng, forme d'onde, et cellulaire ou nid d'abeilles. Les supprimeurs en forme de pale et d'arête de hareng sont habituellement les moins efficaces ; les supprimeurs de forme d'onde sont en général modérément efficaces ; les unités cellulaires sont les plus efficaces. La vitesse du flux d'air dans le corps d'échange est en général 1,5 à 3,5 m/s. Les cadences de dérive sont plus hautes quand la vitesse d'air est à l'une ou l'autre extrémité de l'intervalle. Les considérations importantes de conception des séparateurs de gouttes incluent la chute de vitesse et de pression d'air par les séparateurs, et évitent les dispositions qui réduisent ou éliminent le ré- entraînement de gouttelettes.

En ce qui concerne les surfaces de transfert thermique (surfaces de contact air/eau) qui constituent la partie principale des tours, il faut distinguer entre différentes constructions celle qui assure un fonctionnement sûr, stable et surtout économique de l'ensemble de l'installation. Ce sont les colonnes à garnissage que l'on utilise essentiellement. Les colonnes de ce type, elles ne contiennent qu'une grille-support au-dessus de laquelle se trouve le garnissage (appelés aussi *packings* ou *remplissage*) formé d'anneaux de Raschig ou de matériaux morcelés ou friables, ou des éléments dont la forme est d'une grande variété qui favorise le contact entre l'eau et l'air (voir figure II.16). Cette technique a pour avantage d'étaler une surface d'échange importante, ce qui augmente

les transferts et uniformise la température dans la couche liquide par suite des recirculations. Dans ce type de colonne, le contact est continu comme dans les échangeurs à contact direct volumique.

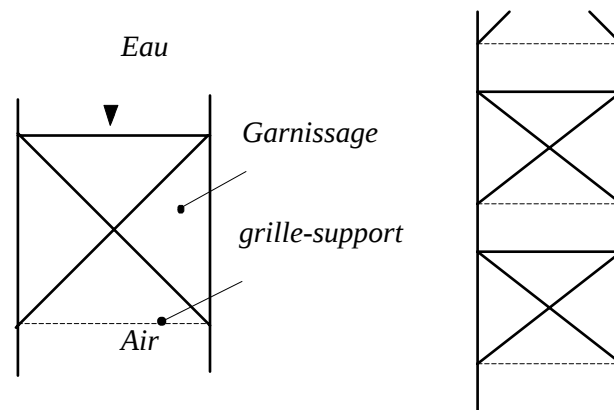


Fig. II.16 : Colonne à garnissage.

La hauteur totale du garnissage qui dépend de l'eau à refroidir peut être subdivisée en plusieurs parties pour éviter que la grille-support soit surchargée.

II.3.2.1 Tours humides à circulation obligatoire

En structures obligatoires, le ventilateur est monté à la base, assure une circulation de l'air extérieur au bas de la tour et le déchargeant à la basse vitesse par le dessus (figure I.17). Ceci a l'avantage que le ventilateur est plus accessible lors du fonctionnement ; cependant, dans les climats plus froids le gel peut former sur les pales de ventilateur et les amortisseurs d'aspiration pendant que l'air froid est manipulé. Ce type est également sujet à réutiliser l'air chargé de vapeur de la décharge de tour, de ce fait réduisant sa capacité de refroidissement (figure II.18).

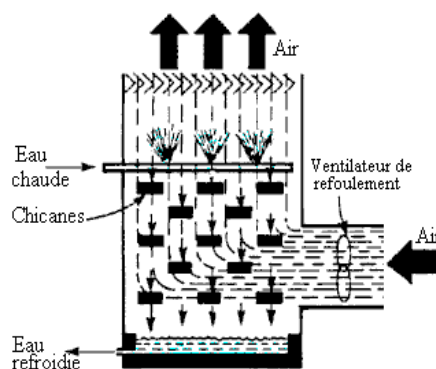


Fig. II.17 : Tour humide à courant d'air entraîné par la base.

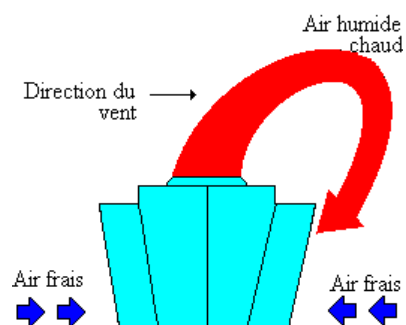


Fig. II.18 : Recyclage de l'air chargé de vapeur.

Une vue en coupe d'une tour de refroidissement à circulation obligatoire est montrée dans la figure. II.19.

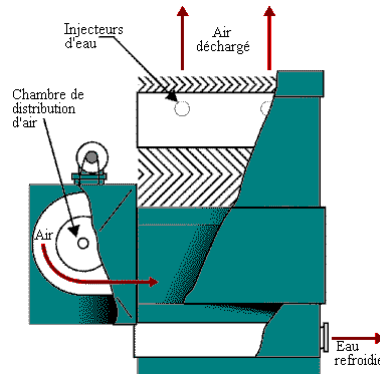


Fig. II.19 : Coupe d'une tour humide à circulation obligatoire.

La tour humide à circulation obligatoire en bois-encadrée, montrée dans la fig. II.20, a le ventilateur, le bassin, et la tuyauterie situés dans la structure de la tour. Dans ce modèle, le ventilateur est monté à la base. Il y a aucune persienne pour les murs extérieurs. Au lieu de cela, l'acier de construction ou l'encadrement en bois est couvert de panneaux fait d'aluminium, d'acier galvanisé, ou de panneaux d'amiante-ciment.

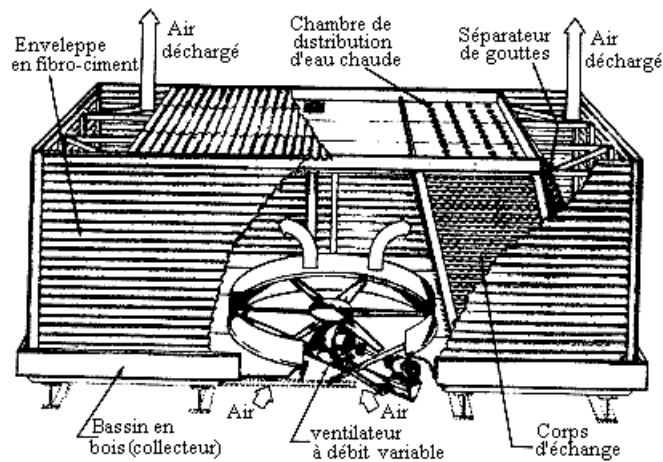


Fig. II.20 : Tour humide à circulation obligatoire en bois-encadrée [17].

Lors du fonctionnement, les forces de ventilateur aèrent à une basse vitesse horizontalement contre la surface de transfert thermique et puis verticalement contre l'écoulement de haut en bas de l'eau qui se produit de chaque côté du ventilateur. L'eau entraînée dans l'air est retirée par les séparateurs de gouttes situés au-dessus de la tour. La vibration et le bruit sont minimaux puisque le matériel tournant est construit sur une base pleine. Les ventilateurs manipulent la plupart du temps l'air sec, réduisant considérablement l'érosion et les problèmes de condensation de l'eau.

II.3.2.2 Tours humides à circulation induite

La méthode induite c.-à-d. à courant d'air entraîné par le sommet, est la plus largement répandue à l'heure actuelle. La tour à circulation induite utilise un ou plusieurs ventilateurs, montés à l'aspiration au sommet de la tour, qui encouragent l'air chargé d'humidité à quitter et à être remplacé par de l'air frais qui peut mieux recevoir plus de vapeur. Une vue en coupe d'une tour humide à circulation induite est montrée dans la figure II.21.

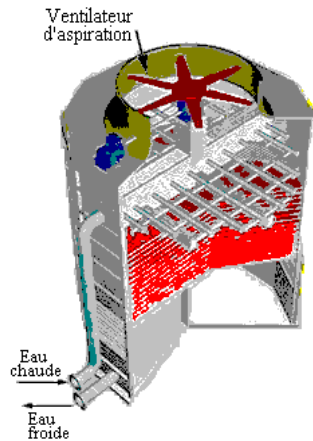


Fig. II.21 : Coupe d'une tour humide à courant d'air entraîné par le sommet [17].

Puisque le flux d'air est à l'opposé de l'écoulement de l'eau, l'eau la plus fraîche au bas est en contact avec l'air le plus sec tandis que l'eau la plus chaude au-dessus est en contact avec l'air moite, ayant pour résultat l'efficacité accrue de transfert thermique. La nature incluse d'une tour humide à circulation induite à contre-courant (fig. II.22) limite l'exposition de l'eau à la lumière du soleil directe, retardant de ce fait la croissance des algues.

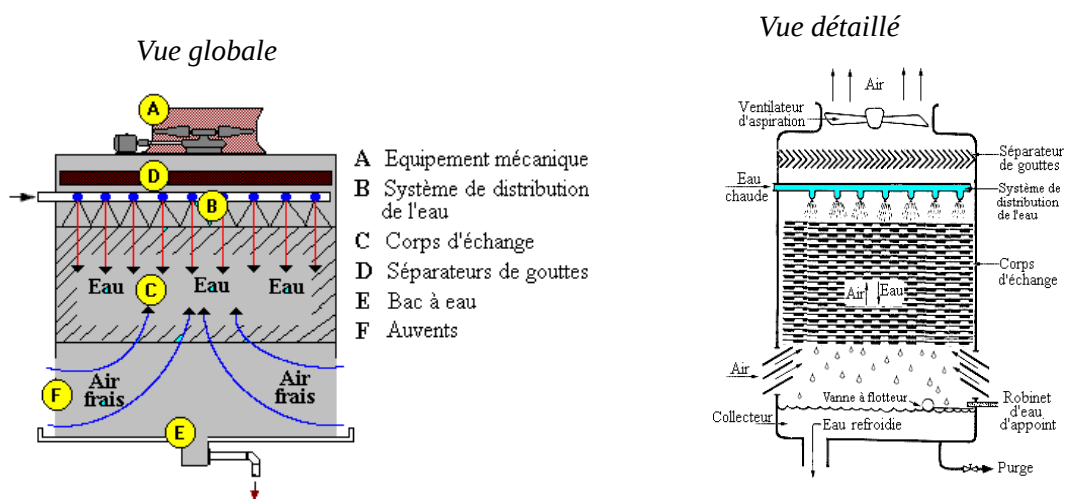


Fig. II.22 : Tour humide à circulation induite à contre-courant.

Pendant que l'air chauffé se lève plus haut et loin de l'air entrant au bas de la tour, aidé par le ventilateur placé à l'aspiration au sommet de la tour, il accélère vers la sortie, créant un vide dans la partie inférieure de la tour. Ce vide est comblé par un courant d'air frais qui se précipite dedans du

bas de la tour. De cette façon, l'eau d'égoutture est toujours en contact avec l'air le plus frais. Et par conséquent l'effet de refroidissement est plus également distribué à travers toutes les sections de la tour, qu'avec une tour à circulation naturelle. Les ventilateurs et leur lecteur sont montés sur le paquet supérieur.

Il y a peu de chance que le ventilateur soit soumis au glaçage parce qu'il est dans la voie d'accès d'air chaud de décharge, et le bruit du ventilateur est à un minimum en raison de son emplacement. L'air entre dans la tour par une section très grande d'auvent, de ce fait diminuant la tendance de gel en hiver.

L'arbre de jet est employé pour distribuer l'eau au-dessus du corps d'échange. Il se compose soit d'un en-tête simple équipé de becs de pulvérisation soit des branchements de jet avec des becs. Les constructeurs de becs de pulvérisation recherchent les conditions minimales de pression et un écoulement uniforme.

La figure II.23 illustre en détail les composants réels d'une tour humide à circulation induite à contre-courant, construite sur place. Ce type exige de grands moteurs électriques dus à la voie d'accès tortueux que l'air prend.

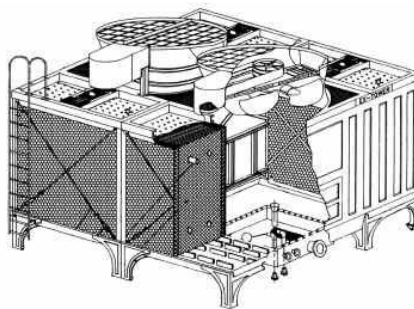


Fig. II.23 : Tour humide à circulation induite à contre-courant [17].

Les auvents sont des lames de feuille en métal. Les tours de refroidissement et les auvents doivent avoir les caractéristiques suivantes :

- 50% zone libre nette d'auvent;
- les entrées d'air de tour de refroidissement doivent faire face aux auvents;
- on assume que l'air passe par les auvents à 3 m/s au maximum.

Les tours à circulation induite à croisement de flux montré dans la fig. II.24 fournissent la circulation d'air horizontale pendant que l'eau tombe à travers le corps d'échange. Des conceptions simples et doubles de circulation d'air sont construites pour convenir à l'emplacement du travail et aux conditions de fonctionnement. Quand une tour à croisement de flux est construite avec deux jets d'air en opposition s'associant à un espace commun, la conception s'appelle une tour à croisement de flux à double écoulement.

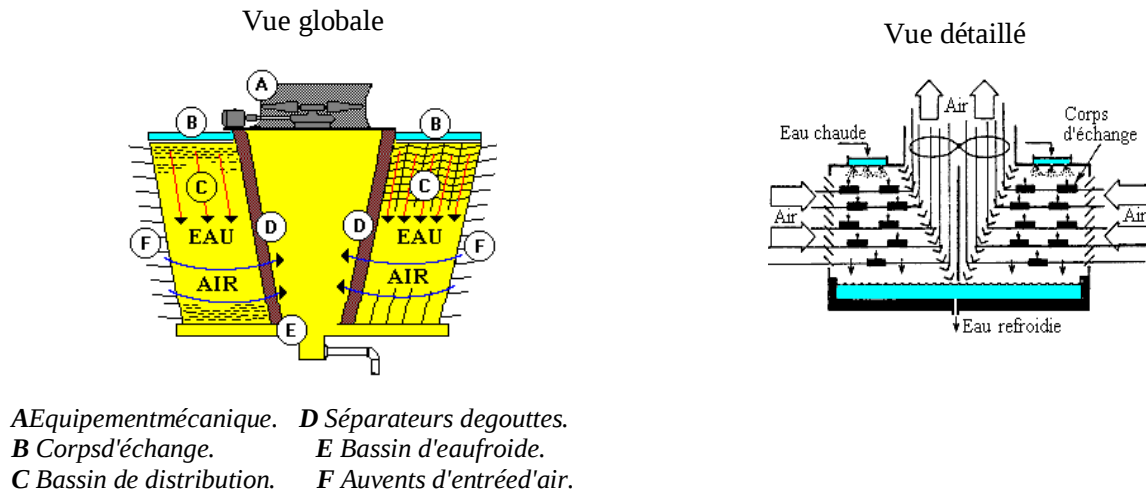


Fig. II.24 : Tour humide à circulation induite à croisement de flux.

Les ventilateurs, placés au sommet, aspirent l'air par les cellules ou le corps d'échange qui est reliés à une allée centrale divisée par chambre d'aspiration sous chaque ventilateur. L'eau tombe du système de distribution dans une cascade de petites baisses au-dessus de corps d'échange et à travers l'écoulement horizontal d'air. Il y a moins de résistance à la circulation d'air que dans la conception à contre-courant. Selon la charge de refroidissement, les cellules multiples appelées les zones, chacune avec son propre ventilateur, peuvent être utilisées. Les diamètres de ventilateur jusqu'à 30 m sont généralement utilisés.

Les bassins de distribution sont employés pour distribuer l'eau chaude dans les tours à croisement de flux. Ici, l'eau est pompée dans un bassin (figure I.24) ouvert au-dessus du corps d'échange. Le bas de bassin a les trous par lesquels l'eau est distribuée. Les constructeurs adapteront les orifices d'égouttement en plastique particulièrement formé dans les trous pour donner à l'eau *une forme de pluie* pour une distribution plus uniforme. Différents orifices de taille sont utilisés pour différents débits.

Dans les tours à croisement de flux, dans les conditions extrêmes, l'eau tend à geler sur les auvents d'entrée d'air. Les ventilateurs de type d'appui vertical peuvent être arrangés à la direction d'inversion sur de telles tours pour fondre le gel.

Un nouveau type de conception de tour à circuit ouvert avec air entraîné par induction sous l'effet des jets d'eau est illustré dans figure II.25. La tour se compose fondamentalement d'une chambre en forme de venturi, d'une tubulure de jet, et d'un carter de vidange. Ni le corps d'échange ni le ventilateur ne sont exigés dans cette tour.

L'eau à refroidir est injectée à l'extrémité étroite du venturi par des becs de pulvérisation, induisant un grand flux d'air dans la tour qui se mélange intimement au jet d'eau fin. Le transfert thermique par évaporation d'une petite partie de l'eau a lieu tandis que l'eau restante relâche dans la température. L'eau refroidie tombe dans le carter de vidange et de là coule dans l'aspiration de la

pompe de circulation de l'eau de refroidissement. L'air contenant la vapeur d'eau quitte la tour par l'intermédiaire des séparateurs de gouttes et est déchargé vers le haut par un capot.

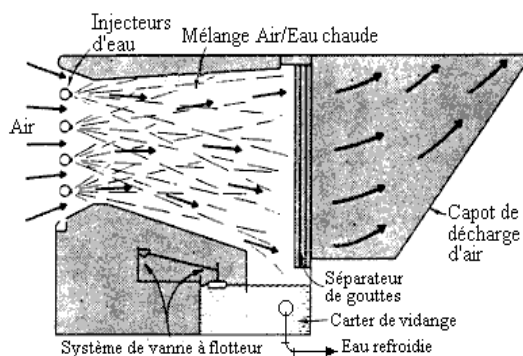


Fig. II.25 : Tour humide avec air entraîné par les jets d'eau [3].

Les avantages de cette tour sont son silence d'exécution dû à l'absence de toutes les pièces mobiles et de leurs problèmes associés : le bruit, la vibration, l'élimination du besoin de connexions électriques, des démarreurs, l'élimination du corps d'échange, etc... Les besoins d'entretien sont par conséquent réduits. Une vue en coupe de cette tour est montrée dans fig. II.26.

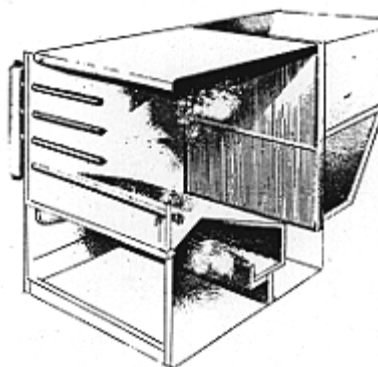


Fig. II.26 : Vue en coupe d'une tour humide avec air entraîné par les jets d'eau.

II.3.3 Tour à circuit fermé

Un autre type de tour de refroidissement utilisé parfois où l'approvisionnement en eau de refroidissement est très restreint est la tour à circuit fermé (appelée aussi *tour sèche*). Elles utilisent des paquets d'échangeurs de chaleur à l'intérieur de la tour de refroidissement. Ceci permet le refroidissement de n'importe quel liquide par des courants d'air produits par des moyens mécaniques ou naturels. Par cette méthode, on élimine l'eau perdue par évaporation, par dérive et l'appoint est exigé par le système seulement si cela est provoqué par la fuite.

Dans les installations de petite puissance (figure II.27), c'est l'échangeur fluide-eau qui tient lieu de corps d'échange ; il est réalisé à la manière d'un serpent, disposé de telle sorte que la chute de l'eau externe s'écoulant par gravité provoque une série de cascades. Par temps froid, la circulation du fluide interne dans cet échangeur suffit souvent à provoquer l'échange, sans circulation d'eau. On réalise ainsi une économie tout en évitant les risques de gel. Dans les équipements plus importants

(figure II.28), l'échangeur à paroi et le corps d'échange sont distincts.

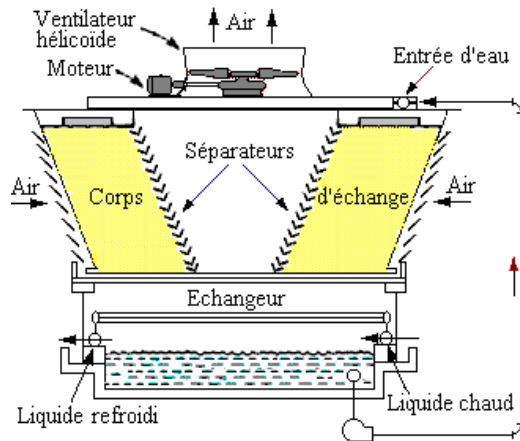


Fig. II.28 : Tours à circuits fermés avec échangeurs et corps d'échange distincts [3].

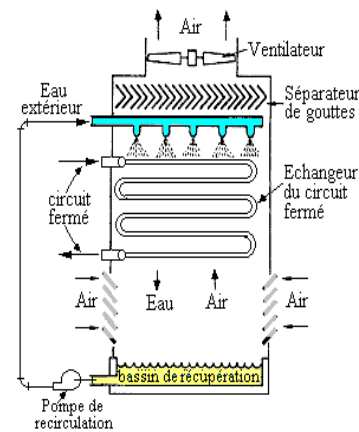


Fig. II.27 : Tour à circuit fermé.

II.3.4 Tours de refroidissement hybrides

Les tours hybrides combinent les dispositifs des unités à circulation naturelle et à circulation forcée, donnant souvent l'aspect des tours atmosphériques, mais étant équipé des ventilateurs mécaniques pour augmenter le flux d'air. Aujourd'hui, les demandes environnementales de plus en plus rigoureuses s'avèrent de plus en plus difficile à réaliser avec les tours de refroidissement de type humides. Les tours de refroidissement hybrides fournissent une réponse opportune au problème en combinant les dernières technologies de refroidissement sèches et humides. Elles gagnent l'acceptation environnementale mondiale pendant qu'elles éliminent le brouillard de vapeur qui peut être très dangereux (dans certaines conditions) et un ennui à l'environnement environnant. Elles peuvent se refroidir dans toutes les conditions météorologiques tout en fournissant l'exécution maximum et la puissance d'énergie efficace.

II.4 Modes de transfert de chaleur dans une tour

On considère la surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air (figure II.29). L'eau est supposée plus chaude que l'air, elle pourra être refroidie :

- **Par rayonnement** : cet effet est vraisemblablement très petit dans les conditions normales et peut être négligé.
- **Par conduction et convection** : ceci peut dépendre de la différence entre les températures, la surface d'échange, la vitesse de l'air...
- **Par évaporation** : c'est de loin l'effet le plus important. Le refroidissement a lieu par la diffusion des molécules d'eau de la surface vers l'air environnant. Ces molécules sont alors remplacées par d'autres provenant du liquide (c'est l'évaporation) et l'énergie nécessaire pour réaliser cela est prise au liquide restant.

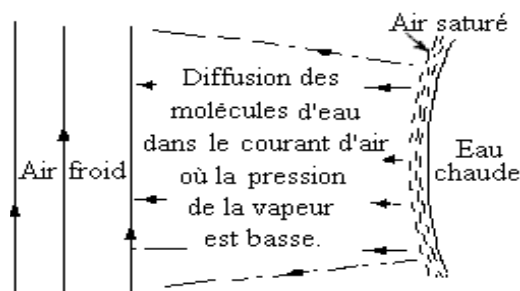


Fig. II.29 : Surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air [18].

II.4.1 Processus d'évaporation

Le refroidissement et l'humidification peuvent être accomplis par pulvérisation d'eau dans l'air. Ce procédé est *adiabatique*, en autant qu'il n'y a ni apport ni retrait de chaleur. Ce phénomène est également connu sous le nom de *refroidissement par évaporation*. Lorsque l'air non saturé vient en contact avec l'eau pulvérisée recyclée, il y a évaporation d'eau, si le procédé est adéquat, l'air sera saturé. S'il n'y a pas apport de chaleur au cours de cette étape, la chaleur nécessaire à l'évaporation de l'eau ne peut être fournie que par l'air, ce qui résulte en une baisse de température de l'air, et en une augmentation du degré hygrométrique. L'enthalpie totale de l'air humide reste la même.

Ce processus est illustré sur le *diagramme psychrométrique de l'air humide* ou *diagramme de Carrier* (figure II.30) par le segment HI, où l'air, initialement à l'état H, est traité dans une chambre de pulvérisation adiabatique. Comme il n'y a aucun apport de chaleur, alors que l'humidité de l'air augmente, le processus doit suivre une ligne d'enthalpie constante et atteindre l'état I au point de saturation. La température atteinte au point de saturation dépend donc uniquement de l'enthalpie initiale et celle-ci dépend à son tour de la température sèche initiale et de l'humidité. Cette température s'appelle *température humide thermodynamique* ; elle est à peu près égale à la température de la mèche mouillée d'un thermomètre à réservoir humide. Les droites de températures humides constantes peuvent être considérées comme des droites d'enthalpie constantes.

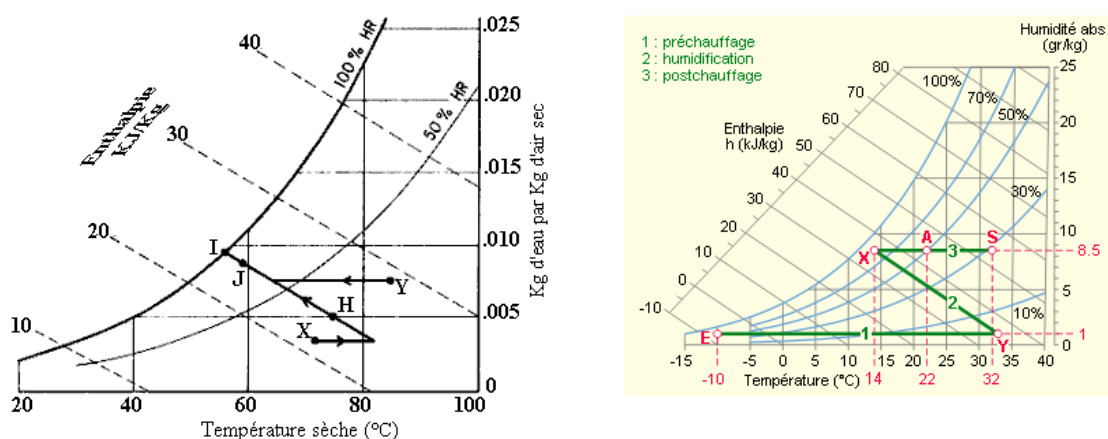


Fig. II.30 : Humidification adiabatique de l'air par injection d'eau (diagramme de Carrier).

Si la pulvérisation est inadéquate, le processus ne peut atteindre qu'un état non saturé, représenté par exemple par le point J, situé sur la même droite de température humide. On obtiendrait alors le même effet que si l'on ne conditionnait qu'une partie de la source d'air à l'état I, et qu'on la mélangeait avec l'air à l'état initial H. Un tel phénomène se produirait, si une partie de l'air traité ne venait pas en contact avec l'eau pulvérisée.

L'état de l'air à la sortie peut être réglé, si la température humide de l'air admis est ajustée par réchauffage ou refroidissement, ou mieux, par mélange avec l'air extérieur. Le réchauffage de l'air au-delà de l'état X, ou le refroidissement en deçà de l'état Y donnera à l'air admis la température humide requise. L'air, à l'état X ou Y, peut également passer à l'état I en traversant un serpentin arrosé ou une chambre de pulvérisation maintenue à une température I par chauffage ou refroidissement.

Le procédé par évaporation est beaucoup utilisé pour refroidir l'eau. La température de l'eau et la température sèche de l'air se rapprochent de la température humide. C'est le procédé utilisé dans les tours de refroidissement.

II.5 Efficacité de la tour de refroidissement

Par rapport à la vitesse de l'air dans une colonne on peut dire en général que l'efficacité de la tour diminue lorsque la vitesse d'air augmente. Cette diminution est due à l'abaissement du temps de contact entre l'air et l'eau. Dans un certain domaine de vitesse l'efficacité diminue lentement. En dépassant la vitesse maximum de ce domaine on observe une diminution brusque de l'efficacité causée par l'entraînement de gouttelettes d'eau.

L'efficacité peut être mise en valeur en améliorant la conception des tours de refroidissement. Un exemple doit éviter des conceptions où la lumière du soleil peut briller directement sur l'eau ; ajoutant à la charge de refroidissement une croissance biologique. L'augmentation de l'efficacité aura comme conséquence l'utilisation des petites tours qui ont besoin de moins de produits chimiques de traitement.

La densité massique de l'air et le choix du garnissage influencent également la vitesse d'entraînement. L'efficacité en fonction de la vitesse est donnée approximativement par la courbe suivante :

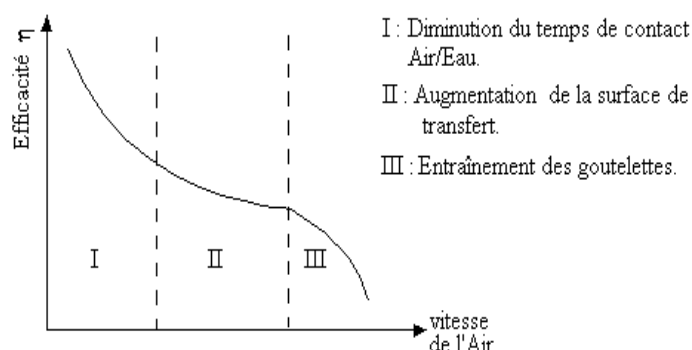


Fig. II.31 : Efficacité en fonction de la vitesse.

II.6 Conclusion

La tour de refroidissement joue le rôle principal dans le déplacement de la chaleur perdue produite par le chauffage commercial, l'aération, les systèmes de la climatisation et les processus industriels, et devrait être donnée une inspection et une évaluation complète d'ingénierie. Ceci peut être exécuté au coût nominal et à un état formel soumis avec des recommandations, des coûts estimatifs de budget, et l'évaluation de l'état thermique, structural, et mécanique du matériel.

La plupart des tours établies il y a 15 à 20 ans sont tout à fait substantielles et se prêtent très bien à l'évolution thermique et/ou plus élevée de volume d'eau. Aujourd'hui, les tours modernes sont habituellement augmentées jusqu'à la limite de leur capacité, et en raison du marché compétitif, parfois ne produise même pas les 100% de leur capacité. Par conséquent il est tout à fait prudent avant que les nouvelles capacités de tour de refroidissement soient considérées ou installées, il doit y avoir une inspection professionnelle pour déterminer le potentiel d'évolution de la toure existante. On peut affirmer que pratiquement toutes les tours de refroidissement plus anciennes peuvent être améliorées pour exécuter à des niveaux d'efficacité plus élevés qui peuvent fournir un remboursement rapide et rentable.

L'analyse de gestion d'énergie est une considération très importante due aux coûts élevés d'énergie. Il est recommandé de considérer une inspection complète d'ingénierie et une évaluation de l'usine entière pour ne rien négliger dans la recherche et pour réduire la consommation d'énergie. La tour de refroidissement est un des centres d'économie d'énergie et des générateurs le plus souvent négligée qui devraient être identifiés et exploités. Dans beaucoup de cas, le facteur limiteur de la production est la qualité et la quantité d'eau froide.

Chapitre III

III.1 Introduction

Les tours de refroidissement à circuit ouvert rejettent dans l'atmosphère la chaleur qui se dégage des systèmes refroidis par eau. L'eau chaude provenant du système entre dans la tour de refroidissement et est distribuée sur la surface de ruissellement (surface d'échange de chaleur).

L'air est aspiré ou refoulé à travers la surface de ruissellement et provoque l'évaporation d'une petite quantité d'eau. L'évaporation élimine la chaleur de l'eau restante, qui est recueillie dans le bassin d'eau froide et renvoyée au système pour absorber plus de chaleur.

Les tours de refroidissement se présentent le plus souvent sous la forme d'échangeurs à contres courants ou à courants croisés.

III.2 Les Données

Le modèle thermique de la tour de refroidissement ouverte est basé sur les données suivantes :

Paramètres	Description	Unité
$\dot{m}_{air}$	Débit Spécifique d'air humide	[Kg/s]
$\dot{m}_{eau}$	Débit Spécifique d'eau	[Kg/s]
T_{ae}	Température d'air à l'entrée	[°C]
T_{hae}	Température humide de l'air à l'entrée	[°C]
T_{ee}	Température d'eau à l'entrée	[°C]
W_{ae}	Humidité Spécifique d'air à l'entrée	[---]
N_{cycle}	Cycle de concentration	[---]
$Conf_iGHx$	Contre-courant ou Courant-croisés	[---]
c et n	Coefficients	[---]

Tableau III.1 : Les données d'une tour atmosphérique ouverte.

III.3 Les Constantes

Le modèle employé utilise des constantes thermo-physiques propres aux deux fluides (eau et air) :

Parameters	Description	Unité
C_{pa}	Chaleur Massique d'air en sortie	[J/Kg.°C]
C_{pv}	Chaleur Massique de la vapeur d'eau	[J/Kg.°C]
h_{fg}	Chaleur de vaporisation de l'eau	[kJ/Kg]

Tableau III.2 : Les constantes d'une tour atmosphérique ouverte.

III.4 Les Hypothèses

Les hypothèses simplificatrices concernant le modèle thermique sont les suivantes :

- Pas de transferts de chaleur et de masse dans les directions des écoulements d'eau et d'air.
- Les transferts de chaleur et de masse à travers les parois sont négligeables.
- Les apports de chaleur dus aux ventilateurs sont négligeables.
- Les chaleurs massiques de l'eau et de l'air sec sont supposées constantes.
- Négligeant les pertes en eau en comparaison avec son débit en entrée :

On va discuter deux cas :

- Le nombre de LEWIS $L_e = 1$
- Le nombre de LEWIS $L_e \neq 1$
- L'enthalpie de l'air humide est donnée par la relation :

$$h_{air} = C_p T + W(h_{fg} + C_{pv} T) T_{as} = \frac{h_{as} - W_{as} h_{fg}}{C_{pa} + W_{as} C_{pv}} \quad (\text{III.1})$$

C_{pv} : est la capacité calorifique à pression constante de la vapeur d'eau, on néglige C_{pv} devant h_{fg} .

III.5 Description du modèle thermique

Le but de cette partie est de calculer les paramètres suivants :

Paramètres	Description	Unité
T_{as}	T_{as} Température d'air à la sortie	[°C]
T_{es}	Température d'eau à la sortie	[°C]
W_{as}	Humidité Spécifique de l'air à la sortie	[---]
Q_{tot}	Puissance échangée totale	[Watt]
C_e	Consommation d'eau	[Kg/s]

Tableau III.3 : Les paramètres de sortie d'une tour atmosphérique ouverte.

Notre modèle est basé sur les équations suivantes

III.5.1 Le nombre d'unité de transfert

Le nombre d'unité de transfert est donnée par la relation suivante :

$$NUT = c \left(\frac{\dot{m}_{ee}}{\dot{m}_{ae}} \right)^n \quad (\text{III.2})$$

Avec :

n, c des constantes données par le constructeur.

III.5.2 La variation de débit massique de l'eau

La variation du débit massique de l'eau est donnée par la relation suivante :

$$d\dot{m}_{eau} = \dot{m}_{air} dW_{air} \quad (\text{III.3})$$

III.5.3 La puissance thermique échange

La puissance thermique échange entre l'air et l'eau est calculée de deux manières différentes soit sur la variation de la chaleur sensible et la chaleur latente de l'eau selon l'équation suivant [52] :

$$d\phi = \dot{m}_{eau} C_{peau} dT_{eau} + d\dot{m}_{eau} h_{fg} \quad (III.4)$$

Ou bien sur la puissance thermique échangée sur l'air selon l'équation :

$$d\phi = \dot{m}_{air} dh_{air} \quad (III.5)$$

Le bilan de transfert d'énergie entre la gouttelette d'eau et l'air en contact est donnée par :

$$d\phi = \left[h_{thermique} (T_{eau} - T_{air}) + h_{massique} \frac{h_{fg}}{R_v \cdot T \cdot \rho} (P_{sat} \cdot T_{eau} - P V_{air}) \right] AdV \quad (III.6)$$

Avec :

A : la surface d'échange entre les deux fluides est la surface du ruissellement.

$h_{thermique} (T_{eau} - T_{air})$: Flux thermique.

$h_{massique} \frac{h_{fg}}{R_v \cdot T \cdot \rho} (P_{sat} \cdot T_{eau} - P V_{air})$: Flux massique.

$$d\phi = [h_{thermique} (T_{eau} - T_{air}) + h_{massique} \cdot h_{fg} (W_{sat} \cdot T_{eau} - W_{air})] AdV \quad (III.7)$$

Avec :

$$W = \frac{P}{R_v \cdot T \cdot \rho} \quad (III.8)$$

III.5.4 La variation de température de l'eau

La variation de la température de l'eau est donnée par la série d'équations suivantes :

$$d\phi = \dot{m}_{eau} C_{peau} (T_{eau} - T_{air}) h_{fg} \dot{m}_{eau}$$

$$d\phi = \dot{m}_{air} dh_{air}$$

$$dT_{eau} = \frac{1}{\dot{m}_{eau} C_{peau}} (\dot{m}_{air} dh_{air} - d\dot{m}_{eau} \cdot h_{fg})$$

$$dT_{eau} = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{eau}} \left(\frac{dh_{air}}{C_{peau}} - \frac{d\dot{m}_{eau}}{\dot{m}_{air}} \frac{h_{fg}}{C_{peau}} \right)$$

On peut simplifier finalement l'équation précédente pour obtenir finalement la variation de température par :

$$dT_{eau} = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{eau}} \left(\frac{dh_{air}}{C_{peau}} - dW_{air} \cdot T_{eau} \right) \quad (III.9)$$

Avec :

$$T_{eau} = \frac{h_{fg}}{C_{peau}} \quad \text{et} \quad dW_{air} = \frac{d\dot{m}_{eau}}{\dot{m}_{air}} \quad (III.10)$$

III.5.5 La variation de l'enthalpie de l'air

La variation de l'enthalpie de l'air et donnée par relation suivante :

- *l'enthalpie de l'air humide* : Cette relation de l'enthalpie de l'air humide en fonction de la température est donnée par l'équation (III.1).

- Le nombre de LEWIS :

$$(L_e)^{\frac{2}{3}} = \frac{h_{thermique}}{h_{massique} \cdot Cp} \quad (III.11)$$

Les échanges thermiques entre les deux fluides l'air et l'eau sont donnés par :

$$d\phi = h_{massique} \left((L_e)^{\frac{2}{3}} \cdot Cp \cdot (T_{eau} - T_{air}) + h_{fg} (W_{sat} \cdot T_{eau} - W_{air}) \right) AdV \quad (III.12)$$

$$d\phi = h_{massique} \left[h_{sat} T_{eau} - h_{air} + \left[(L_e)^{\frac{2}{3}} - 1 \right] \cdot (h_{sat} T_{eau} - h_{air} - (W_{sat} - W_{air})(h_{fg} + Cp_v T_{eau})) \right] AdV$$

$$\dot{m}_{air} dh_{air} = h_{massique} \left[h_{sat} T_{eau} - h_{air} + \left[(L_e)^{\frac{2}{3}} - 1 \right] \cdot (h_{sat} T_{eau} - h_{air} - (W_{sat} - W_{air})(h_{fg} + Cp_v T_{eau})) \right] AdV$$

$$dh_{air} = \frac{h_{massique} \cdot A}{\dot{m}_{air}} \left[h_{sat} T_{eau} - h_{air} + \left[(L_e)^{\frac{2}{3}} - 1 \right] \cdot (h_{sat} T_{eau} - h_{air} - (W_{sat} - W_{air})(h_{fg} + Cp_v T_{eau})) \right] dV$$

Négligeable

$$dh_{air} = \frac{h_{massique} \cdot A}{\dot{m}_{air}} \left[h_{sat} T_{eau} - h_{air} + \left[(L_e)^{\frac{2}{3}} - 1 \right] \cdot (h_{sat} T_{eau} - h_{air} - (W_{sat} - W_{air})) \right] dV \quad (III.13)$$

On va discuter deux cas :

- **Le nombre de LEWIS** : ($L_e = 1$)

$$dh_{air} = \frac{h_{massique} \cdot A}{\dot{m}_{air}} [h_{sat} T_{eau} - h_{air}] dV \quad (III.14)$$

- **Le nombre de LEWIS** : ($L_e \neq 1$)

$$dh_{air} = \frac{h_{massique} \cdot A}{\dot{m}_{air}} \left[h_{sat} T_{eau} - h_{air} + \left[(L_e)^{\frac{2}{3}} - 1 \right] \cdot (h_{sat} T_{eau} - h_{air} - (W_{sat} - W_{air})(h_{fg} + Cp_v T_{eau})) \right] dV$$

Négligeable

$$dh_{air} = \frac{h_{massique} \cdot A}{\dot{m}_{air}} (L_e)^{\frac{2}{3}} [h_{sat} T_{eau} - h_{air}] dV \quad (III.15)$$

III.5.6 Le nombre d'unité de transfert

Le nombre d'unité de transfert est donné par la relation suivante :

$$d\phi = \dot{m}_{eau} C_{p_{eau}} dT_{eau} \quad (III.16)$$

$$d\phi = h_{massique} \cdot A (h_{sat} T_{eau} - h_{air}) dV$$

$$\frac{h_{massique} A dV}{\dot{m}_{eau}} = \frac{C_{p_{eau}} dT_{eau}}{(h_{sat} T_{eau} - h_{air})}$$

$$NUT = \frac{h_{massique} A dV}{\dot{m}_{eau}} \quad (III.17)$$

$$NUT = \int_{T_{se}}^{T_{ee}} \frac{C_{p_{eau}} dT_{eau}}{(h_{sat} T_{eau} - h_{air})} \quad (III.18)$$

III.5.7 La variation d'humidité spécifique de l'air

La variation d'humidité spécifique de l'air est donnée par la relation suivante [53]:

$$dW_{air} = \frac{h_{massique} A dV}{\dot{m}_{air}} (W_{sat} \cdot T_{eau} - W_{air}) \quad (III.19)$$

III.5.8 La variation de l'enthalpie de l'air à saturation à la température d'eau

La variation de l'enthalpie de l'air à saturation est donnée par la relation suivante :

$$dh_{se} = \frac{\dot{m}_{air} C_{p_s} dh_{air}}{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}}} \quad (III.20)$$

Avec :

$$C_{p_s} = \frac{dh}{dT_{eau}} \quad (III.21)$$

III.5.9 Puissance totale échangée

La puissance totale échangée est donnée par la relation suivante :

$$\phi = \xi_a \cdot \dot{m}_{air} \cdot (h_{ee}^{sat} - h_{ae}) \quad (III.22)$$

Avec :

Tour à contre courant	Tour à courant croisés
$\xi_a = \frac{1 - \exp[-(1 - C) \cdot NUT]}{1 - C \cdot \exp[-(1 - C) \cdot NUT]}$	$\xi_a = \frac{1}{C} \left[1 - \exp[-C(1 - \exp(-NUT))] \right]$

$$NUT = \frac{h_{massique} AdV}{\dot{m}_{eau}}$$

$$C = \frac{\dot{C}_{air}}{\dot{C}_{eau}} \quad (III.23)$$

$$\dot{C}_{air} = \dot{m}_{air} \text{ et } \dot{C}_{eau} = \dot{m}_{eau} \frac{C_{p_e}}{C_{p_s}} \quad (III.24)$$

III.5.10 L'enthalpie spécifique de l'air à la sortie

La puissance totale échangée est donnée par la relation suivante [54] :

$$\phi = \xi_a \cdot \dot{m}_{air} \cdot (h_{ee}^{sat} - h_{ae})$$

$$d\phi = \dot{m}_{air} dh_{air}$$

$$h_{as} = h_{ae} + \xi_a \cdot (h_{ee}^{sat} - h_{ae}) \quad (III.25)$$

III.5.11 La Température de l'eau à la sortie

La température de l'eau à la sortie est donnée par la relation suivante :

$$d\phi = \dot{m}_{eau} C_{p_{eau}} dT_{eau}$$

$$d\phi = \dot{m}_{air} dh_{air}$$

$$T_{es} = T_{ee} - \frac{\dot{m}_{air}(h_{as} - h_{ae})}{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}}} \quad (III.26)$$

$$T_{es} = \frac{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}} T_{ee} - \dot{m}_{air}(h_{as} - h_{ae})}{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}}} \quad (III.27)$$

III.5.12 Débit massique de l'eau à la sortie

En intégrant l'équation (III.3), on trouve :

$$\dot{m}_{es} = \dot{m}_{ee} - \dot{m}_{air}(W_{as} - W_{ae}) \quad (III.28)$$

III.5.13 Chaleur massique spécifique à la saturation

Ce paramètre thermo-physique est calculé par la relation suivante :

$$C_{P_{sat}} = \frac{h_{ee}^{sat} - h_{es}^{sat}}{T_{ee} - T_{es}} \quad (III.29)$$

III.5.14 L'humidité spécifique de l'air

L'humidité spécifique de l'air est calculée par l'intégration de l'équation (III.19)

$$W_{as} = W_{ae} + (W_{as} - W_{sm}) \cdot \exp(-NUT) \quad (III.30)$$

Avec :

W_{sm} : Représente une humidité spécifique moyenne à saturation. Elle est calculée à partir de la connaissance de l'enthalpie moyenne à saturation. Elle est déterminée par intersection h_{sm} entre la courbe d'iso enthalpie à et la courbe de saturation dans le diagramme de l'air humide.

L'enthalpie moyenne à saturation est déterminée comme suit :

- Le nombre de LEWIS : $L_e = 1$

$$h_{sm} = h_{ae} + \frac{h_{as} - h_{ae}}{1 - \exp(-NUT)} \quad (III.31)$$

- Le nombre de LEWIS : $L_e \neq 1$

$$h_{sm} = h_{ae} + \frac{h_{as} - h_{ae}}{1 - \exp\left[-NUT \cdot (L_e)^{\frac{2}{3}}\right]} \quad (III.32)$$

III.5.15 L'efficacité de tour

L'efficacité thermique de la tour est donnée par la relation suivante :

$$\eta = \frac{T_{ee} - T_{es}}{T_{ee} - T_{hae}} \quad (III.33)$$

III.5.16 La consommation d'eau au sein de la tour

La consommation d'eau au sein de la tour est donnée par relation suivante :

$$\text{Débit d'évaporation} = \dot{m}_{ee} - \dot{m}_{es} \quad (III.34)$$

$$\dot{C}_e = \text{Débit d'évaporation} + \text{Débit de déconcentration}$$

$$\dot{C}_e = \frac{N_{cycle}}{N_{cycle} - 1} \quad (III.35)$$

La résolution du problème requiert une méthode itérative, un programme informatique, basé sur les données des expériences qui ont été menées au laboratoire, ce programme écrit en langage Matlab est utilisé pour résoudre numériquement les équations (3)- (35), l'organigramme de ce programme est représenté à la figure III.1. Dans ce programme, les propriétés thermo-physiques du mélange de vapeur d'air et d'eau et de l'air humide sont nécessaires à chaque étape du calcul numérique. Ces propriétés sont obtenues à partir des équations données par ASHRAE[55] dans le calcul des propriétés thermodynamiques de vapeur d'air- eau.

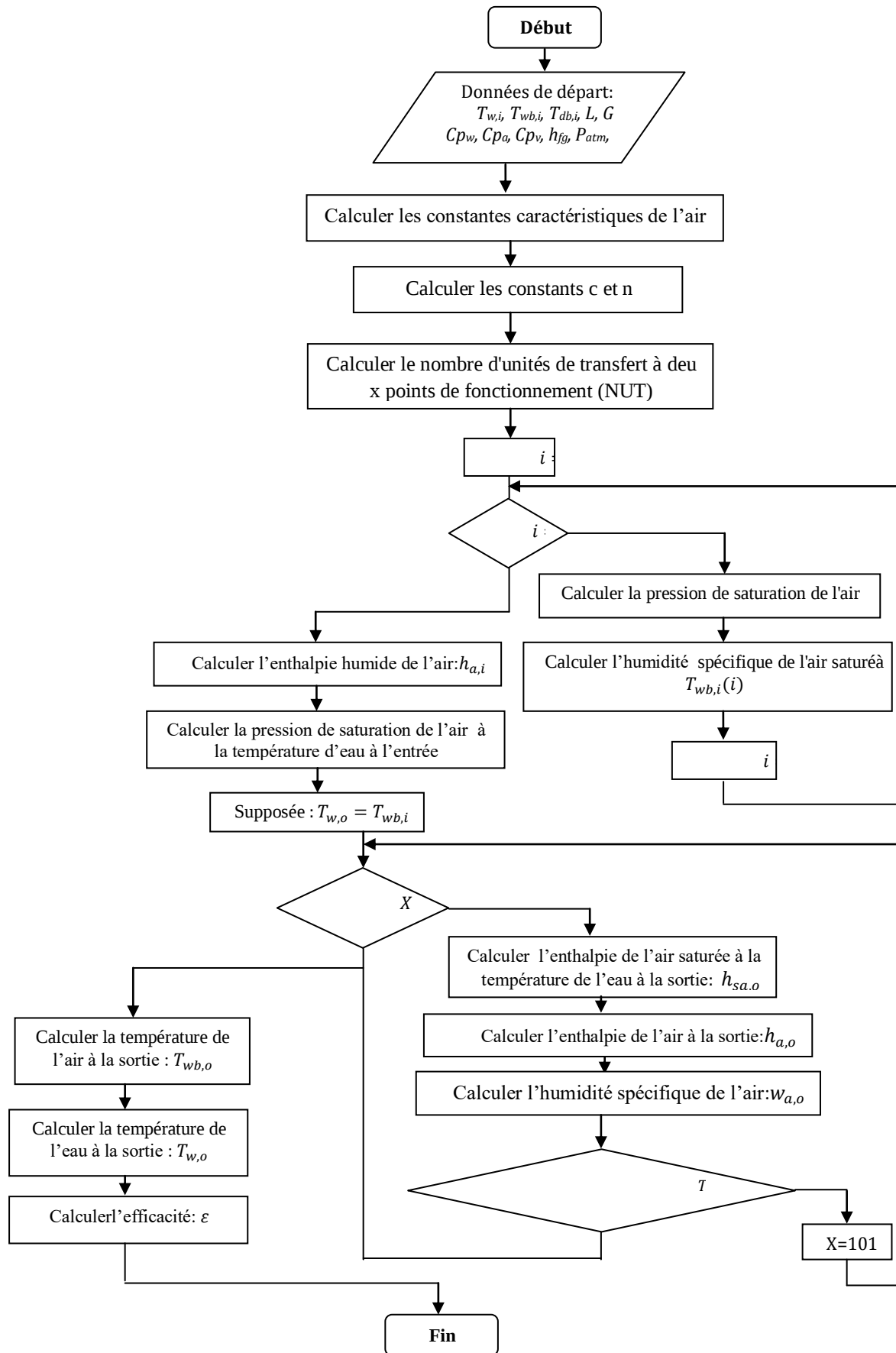


Fig.III.1: Organigramme de programme du modèle.

III.6 Conclusion

Le modèle présenté dans cette étude s'intéresse à l'analyse numérique de phénomène d'échange de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement humide ouvert, ce modèle thermique simplifié est utilisé pour simuler le comportement thermique et les performances de la tour. Le calcul des paramètres de transfert de chaleur et de masse permet de déterminer les caractéristiques du bon fonctionnement de la tour. Les résultats obtenus par le programme développé sont présentés aux 4^{ème} chapitre.

Chapitre IV

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats de simulation, ces résultats sont basés sur les données de mesure des expériences qui ont été menées au laboratoire, le programme de simulation est construit par les équations mathématiques qui ont été présentées dans le chapitre précédent. Ce programme fait la simulation des phénomènes de transfert de chaleur et de masse au sein de la tour. Les résultats obtenus sont représentés dans les figures ci-dessous (IV.1 – IV.9). L'analyse de l'influence des différents paramètres sur les performances thermiques d'une tour de refroidissement, notamment : le débit massique d'air, le débit massique d'eau ainsi que les températures de l'eau et de l'air à l'entrée et à la sortie, c'est l'objectif de cette approche numérique.

IV.2 Résultats de simulation :

IV.2.1 Mesure expérimentale des températures de l'air et de l'eau à l'entrée de la tour pour différentes charges de refroidissement :

$T_{ae}[^{\circ}\text{C}]$	15,8	16,1	16,4	16,6	17
$T_{ahe}[^{\circ}\text{C}]$	13,2	13,5	13,7	14	14,1
$T_{ee}[^{\circ}\text{C}]$	17,8	18,7	19,5	20,8	22,4
$m_{eau}[\text{g/s}]$	50	50	50	50	50
$m_{air} \text{ mmH}_2\text{O}$	25	20	15	10	5
Charge [kW]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$P_e[\text{W}]$	750	750	750	750	750

Tableau IV.1 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'air variable à la charge de 0,5 [kW].

$T_{ae}[^{\circ}\text{C}]$	16.5	16.6	16.5	16.8	17.6
$T_{ahe}[^{\circ}\text{C}]$	13.7	13.6	13.2	13.5	13.8
$T_{ee}[^{\circ}\text{C}]$	25.2	25.9	26.7	28.6	31.8
$m_{eau}[\text{g/s}]$	50	50	50	50	50
$m_{air} \text{ mmH}_2\text{O}$	25	20	15	10	5
Charge [kW]	1	1	1	1	1
$P_e[\text{W}]$	750	750	750	750	750

Tableau IV.2 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'air variable à la charge de 1[kW].

$T_{ae}[^{\circ}\text{C}]$	15.4	15.6	15.8	16	16.6
$T_{ahe}[^{\circ}\text{C}]$	13	13.2	13.3	13.6	13.9
$T_{ee}[^{\circ}\text{C}]$	29.2	30	31.3	33.6	37.4
$m_{eau}[\text{g/s}]$	50	50	50	50	50
$m_{air} \text{ mmH}_2\text{O}$	25	20	15	10	5
Charge [kW]	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$P_e[\text{W}]$	750	750	750	750	750

Tableau IV.3 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'air variable à la charge de 1,5[kW].

$T_{ae}[^{\circ}\text{C}]$	18.1	18.1	18.1	18.1	18.3	18.2	18.1	18.2
$T_{ahe}[^{\circ}\text{C}]$	15.1	15.1	15	15	15.2	15	15	14.9
$T_{ee}[^{\circ}\text{C}]$	20.9	21.2	21.7	22.6	23.8	24.9	26	27.8
$m_{eau}[\text{g/s}]$	45	40	35	30	25	20	15	10
$m_{air} \text{ mmH}_2\text{O}$	25	25	25	25	25	25	25	25
Charge [kW]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$P_e[\text{W}]$	750	750	750	750	750	750	750	750

Tableau IV.4 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'eau variable à la charge de 0,5[kW].

T_{ae} [°C]	17.3	17.8	18.1	18.2	18.3	18.4	18.9	18.8
T_{ahe} [°C]	13.1	13.2	13.6	13.3	13.4	13.5	13.9	13.7
T_{ee} [°C]	25.4	26.3	27.8	29.8	31.7	34.1	37.1	42.3
m_{eau} [g/s]	45	40	35	30	25	20	15	10
m_{air} mmH ₂ O	25	25	25	25	25	25	25	25
Charge [kW]	1	1	1	1	1	1	1	1
P_e [W]	750	750	750	750	750	750	750	750

Tableau IV.5 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'eau variable à la charge de 1[kW].

T_{ae} [°C]	11.6	11.9	12.2	12.5	12.7	12.8	13	13.1
T_{ahe} [°C]	8.9	9.2	9.6	9.9	10.1	10.3	10.5	10.7
T_{ee} [°C]	26.1	27.1	28.9	31.2	33.5	36.1	39.7	46.3
m_{eau} [g/s]	45	40	35	30	25	20	15	10
m_{air} mmH ₂ O	25	25	25	25	25	25	25	25
Charge [kW]	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
P_e [W]	750	750	750	750	750	750	750	750

Tableau IV.6 : Les températures à l'entrée pour débit massique d'eau variable à la charge de 1,5[kW].

IV.2.2 Résultats numérique des températures de l'air et de l'eau à la sortie de la tour pour différentes charges de refroidissement :

T_{as} [°C]	16.3331	16.9060	17.4901	18.3558	19.7903
T_{es} [°C]	16.1930	16.9304	17.6104	18.7179	20.1796
W_{as} [°C]	0.0100	0.0106	0.0111	0.0120	0.0134
C_e [Kg/s]	0,00059904	0,00021715	0,00062982	0,00086178	0,00052634
Q_{tot} [W]	344.7965	379.8080	405.7925	447.3852	477.9050
Eff [%]	34.9345	34.0311	32.5799	30.6191	26.7524
App [°C]	2.9930	3.4304	3.9104	4.7179	6.0796

Tableau IV.7 : Les températures à la sortie pour débit massique d'air variable à la charge de 0,5[kW].

T_{as} [°C]	19.3308	19.8511	20.4084	21.9247	25.0650
T_{es} [°C]	20.7284	21.2714	21.8667	23.4464	26.2248
W_{as} [°C]	0.0126	0.0131	0.0137	0.0156	0.0197
C_e [Kg/s]	0,00146	0,00156	0,00165	0,00159	0,00147
Q_{tot} [W]	962.4	996.9	1041.9	1113.2	1209.3
Eff [%]	38.8835	37.6306	35.8024	34.1301	30.9736
App [°C]	7.0284	7.6714	8.6667	9.9464	12.4248

Tableau IV.8 : Les températures à la sortie pour débit massique d'air variable à la charge de 1[kW].

T_{as} [°C]	20.0059	20.7542	21.8514	23.7373	27.5841
T_{es} [°C]	22.6086	23.3341	24.3853	26.2040	29.3549
W_{as} [°C]	0.0140	0.0149	0.0163	0.0190	0.0251
C_e [Kg/s]	0,0020	0,0020	0,0022	0,0023	0,0022
Q_{tot} [W]	1.4207	1.4382	1.4942	1.6024	1.7517
Eff [%]	40.6879	39.6777	38.4149	36.9798	34.2344
App [°C]	9.6086	10.1341	11.0853	12.6040	15.4549

Tableau IV.9 : Les températures à la sortie pour débit massique d'air variable à la charge de 1,5[kW].

T_{as} [°C]	18.797	18.822	18.8759	19.0027	19.2884	19.237	19.097	19.0757
T_{es} [°C]	18.6408	18.7145	18.8322	19.1476	19.6057	19.718	19.738	19.6379
W_{as} [°C]	0.0116	0.0115	0.0114	0.0114	0.0116	0.0113	0.0112	0.0108
C_e [Kg/s]	0.000698	0.000704	0.000718	0.000743	0.000744	0.000722	0.000689	0.000655
Q_{tot} [W]	437.7500	428.0340	432.062	445.9048	451.5386	446.1563	404.231	351.2241
Eff [%]	38.9509	40.7464	42.8035	45.4265	48.7707	52.337	56.9255	63.2717
App [°C]	3.5408	3.6145	3.8322	4.1476	4.4057	4.7186	4.7382	4.7379

Tableau IV.10 : Les températures à la sortie pour débit massique d'eau variable à la charge de 0.5[kW].

T_{as} [°C]	19.6482	20.0406	20.4471	20.7226	20.8655	20.9560	21.2581	21.0161
T_{es} [°C]	20.4782	20.7750	21.3890	21.8411	22.1865	22.4381	22.5659	22.0133
W_{as} [°C]	0.0118	0.0118	0.0121	0.0120	0.0120	0.0120	0.0120	0.0115
C_e [Kg/s]	0.000798	0.000769	0.000775	0.000784	0.000788	0.000765	0.000724	0.000656
Q_{tot} [W]	954.2	952.8	968.0	1030.7	1027.0	1007.4	941.9	875.7
Eff [%]	40.0143	42.1759	45.1480	48.2357	51.9863	56.6111	62.6472	70.9325
App [°C]	7.3782	7.5750	7.7890	8.5411	8.7865	8.9381	8.6659	8.3133

Tableau IV.11 : Les températures à la sortie pour débit massique d'eau variable à la charge de 1[kW].

T_{as} [°C]	16.2291	16.3861	16.7034	17.0267	17.1168	17.0058	16.8723	16.590
T_{es} [°C]	19.5478	19.8743	20.5234	21.1868	21.5600	21.7000	21.5644	20.7608
W_{as} [°C]	0.0108	0.0109	0.0112	0.0115	0.0116	0.0116	0.0115	0.0114
C_e [Kg/s]	0.000897	0.000874	0.000854	0.000873	0.000866	0.000838	0.000787	0.000657
Q_{tot} [W]	1264.8	1240.4	1259.5	1291.8	1284.4	1239.6	1171.0	1098.6
Eff [%]	38.0943	40.3670	43.4020	47.0104	51.0258	55.8141	62.1083	71.7393
App [°C]	10.6478	10.6743	10.9234	11.2868	11.4600	11.4000	11.0644	10.0608

Tableau IV.12 : Les températures à la sortie pour débit massique d'eau variable à la charge de 1,5[kW].

IV.3 Discussion des résultats

IV.3.1 Influence du débit d'air sur les performances de la tour

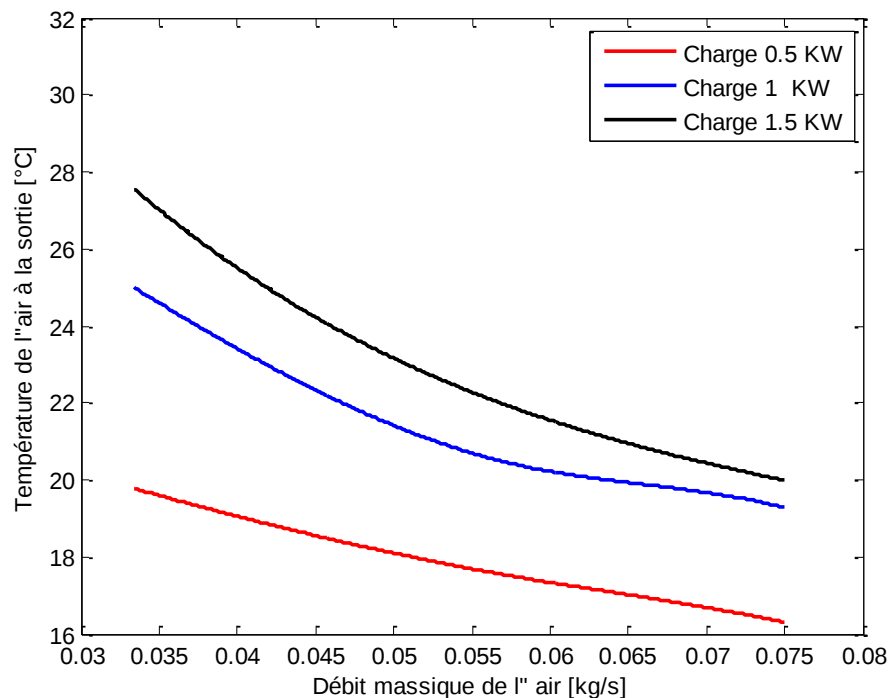


Fig. IV.1 : Variation de la température de l'air à la sortie en fonction du débit massique de l'air pour différentes charge de refroidissement, avec débit d'eau constant de 50[g/s].

La figure IV.1 illustre la variation de la température de l'air à la sortie en fonction du débit massique de l'air, pour différentes charges de refroidissement avec un débit d'eau constant de 50 [g/s]. On voit que la température de l'air à la sortie est presque diminuée linéairement avec l'augmentation de débit d'air pour les trois charges de refroidissement. D'autre part, pour une charge de refroidissement de 1.5 [KW] la température de l'eau à l'entrée élevée conduisant ainsi à une augmentation de la température de l'air à la sortie, cela due à l'augmentation de la quantité de chaleur échangée avec l'air dans le garnissage. Pour une charge de refroidissement de 1[KW] la différence de température est de 3.67°C pour une valeur de débit d'air de 0.075 [kg/s], et de 7.8°C a une valeur de débit d'air de 0.033 [kg/s].

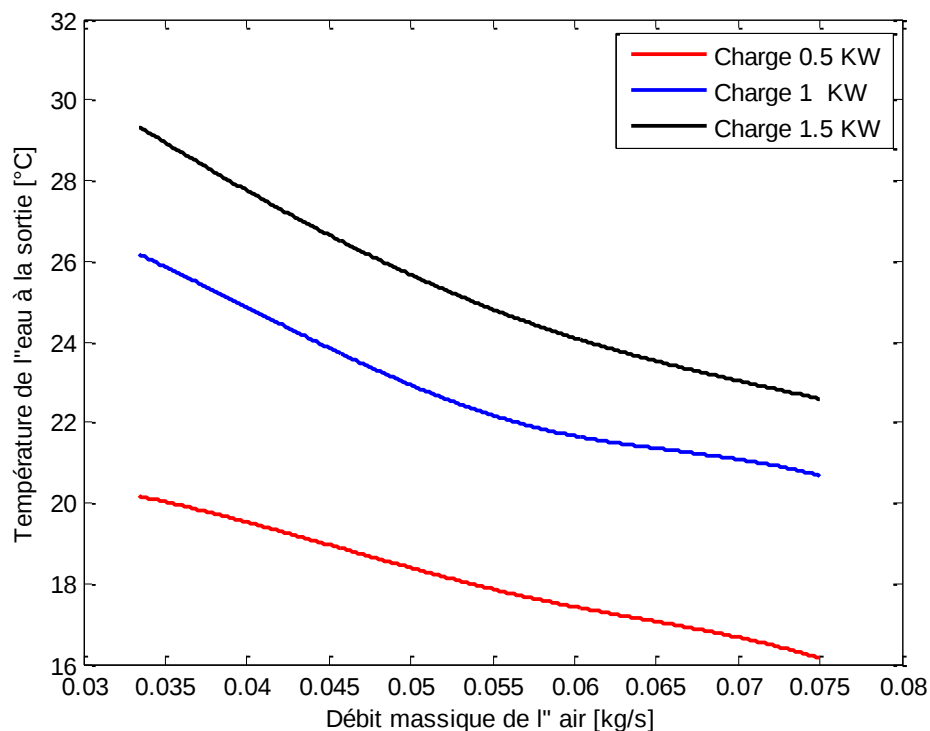


Fig. IV.2 : Evolution de la température de l'eau à la sortie en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges de refroidissement, avec un débit d'eau constant de 50[g/s].

La variation de la température de l'eau à la sortie en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges de refroidissement, avec une valeur de débit d'eau constant de 50[g/s] est présentée dans la figure IV.2. On constate une diminution très nette de la température de l'eau à la sortie de la tour lorsque le débit de l'air croît. L'influence de débit massique de l'air sur l'évolution de la température de l'eau et de l'air représentée sur ces deux figures (IV.1 et IV.2) confirment que le débit de l'air est le facteur qui influence le plus sur les températures d'eau et d'air à la sortie de la tour.

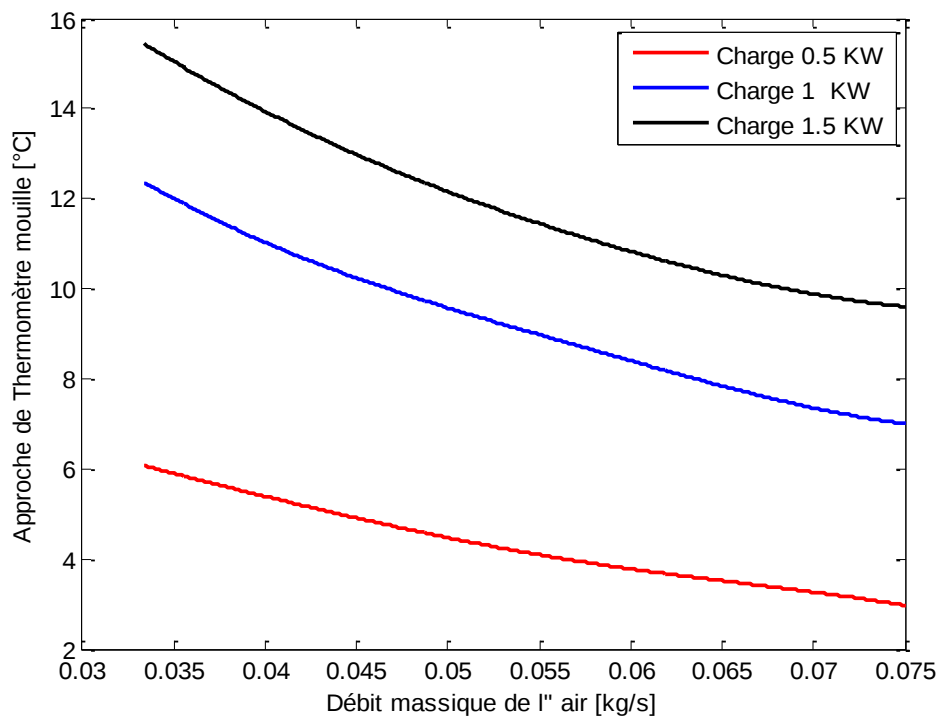


Fig. IV.3 : Variation de l'approche de thermomètre mouille en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges de refroidissement, avec un débit d'eau constant de 50[g/s].

La figure IV.3 illustre la variation de l'approche de thermomètre mouille ($T_{\text{ahe}} - T_{\text{es}}$) en fonction du débit massique de l'air pour différentes charge de refroidissement avec une valeur de débit d'eau constante de 50[g/s]. On observe que l'approche de thermomètre mouille réduite par l'augmentation du débit de l'air pour les différentes charges de refroidissement. On remarque aussi que le maximum écart de température (9,60 °C) est observé dans le plus haute charge de refroidissement (1,5 KW), et le minimum (3 °C) dans la plus faible charge de refroidissement (0.5 KW). Cet écart est causé par la variation du coefficient de transfert de chaleur et de masse provoqué par la charge de refroidissement.

La variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges de refroidissement avec une valeur de débit d'eau constant de 50[g/s] est présentée par la figure IV.4. Il est évident d'après cette courbe que l'efficacité de la tour de refroidissement augmente avec l'augmentation du débit massique de l'air et diminue avec la chute de la charge de refroidissement. Par conséquent, la meilleure efficacité de la tour est obtenue au débit massique de l'air le plus élevé et aux les charges le plus haut. Par exemple, pour une charge de 0.5 [KW] avec un débit massique d'air de 0.075 [kg/s], l'efficacité estimée à 34.93 %, et pour la charge de 1.5 [KW] au même débit d'air l'efficacité est de 40.68%. Considérant que, le débit massique de l'eau est constant de 0,05 [kg/s] et le débit massique de l'air est augmenté à une valeur de 0.075 [kg/s], l'efficacité de la tour est augmentée pour chaque valeur de charge de refroidissement.

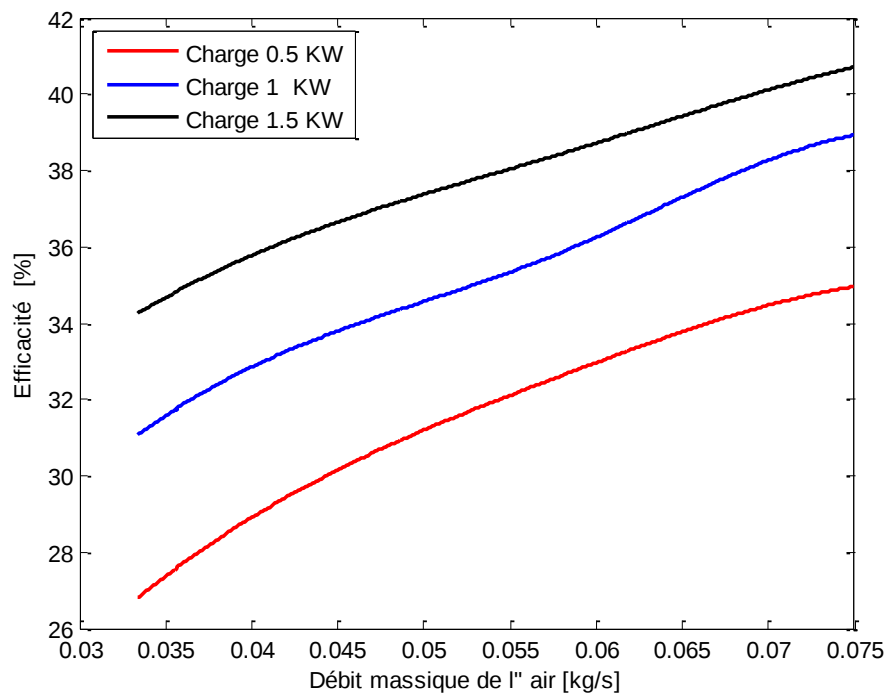


Fig. IV.4 : Variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges de refroidissement, avec débit d'eau constant de 50[g/s].

IV.3.2 Influence du débit de l'eau sur les performances de la tour

La variation de l'approche de thermomètre mouille en fonction du débit massique de l'eau, pour différentes charges de refroidissement, avec une valeur de débit d'air constant de 74 [g/s] est donnée par la figure IV.5. Lorsque le débit de l'air constant on remarque que l'évolution de l'approche est presque stable par rapport le débit massique de l'eau pour les différentes charges de refroidissement. On remarque aussi l'approche est augmentée par l'augmentation de la charge, par exemple pour une valeur constant de débit d'air de 0.074 kg/s, les charges 1.5 [KW] et 0.5 [KW] à la même valeur de débit massique d'eau de 0.01 [kg/s], l'approche inscrit est de 10.06 °C et 4.73 °C respectivement. Ce phénomène se produit sous l'influence du gradient de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie provoquée par la variation de la charge de refroidissement.

La variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'eau, pour différentes charges de refroidissement avec débit d'air constant de 74 [g/s] est présentée dans la figure IV.6. D'après les courbes, il est évident que l'efficacité de la tour diminue avec l'augmentation de débit massique de l'eau. On remarque aussi que l'efficacité de la tour la plus élevée (71.73 %) est observé dans la valeur de débit massique d'eau la plus basse de 0.01[kg/s], et l'efficacité la plus faible obtenue (38.1%) dans la valeur du débit d'eau la plus haut de 0.045 [kg/s], avec la charge le plus élevée de 1,5 [KW]. Alors on peut dire que l'efficacité de la tour dépend également à la charge de refroidissement et le débit massique d'eau.

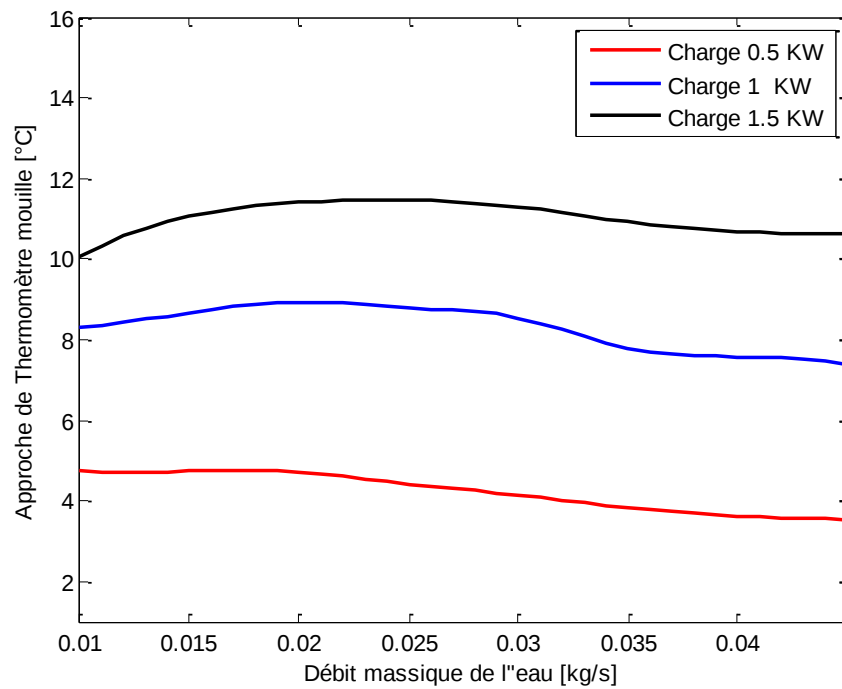


Fig. IV.5 : Variation de l'approche de thermomètre mouille en fonction du débit massique de l'eau, pour différentes charges de refroidissement, avec débit d'air constant de 74 [g/s].

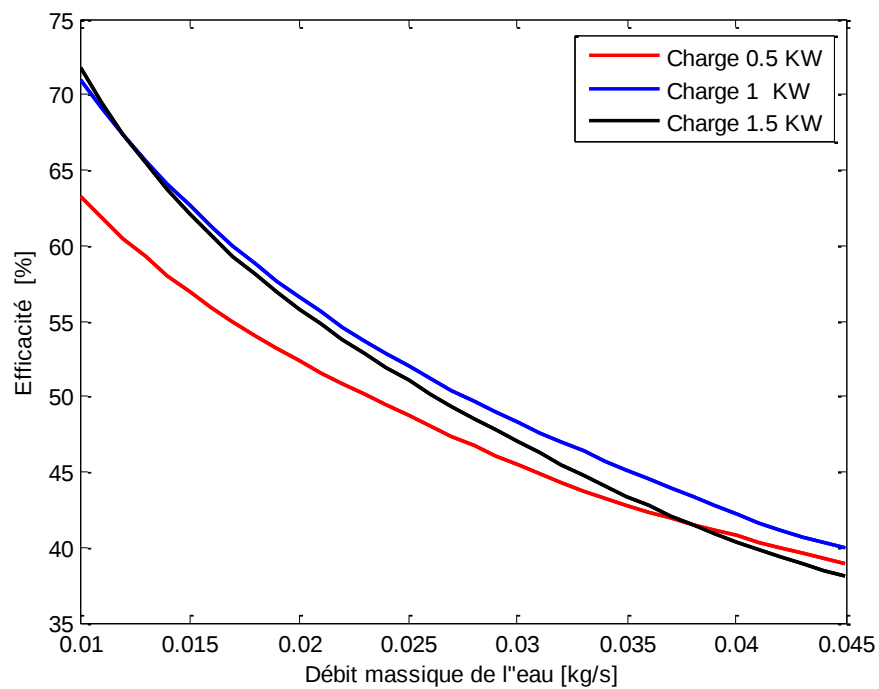


Fig. IV.6 : Variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'eau, avec débit d'air constant de 74 [g/s] pour différentes charges de refroidissement.

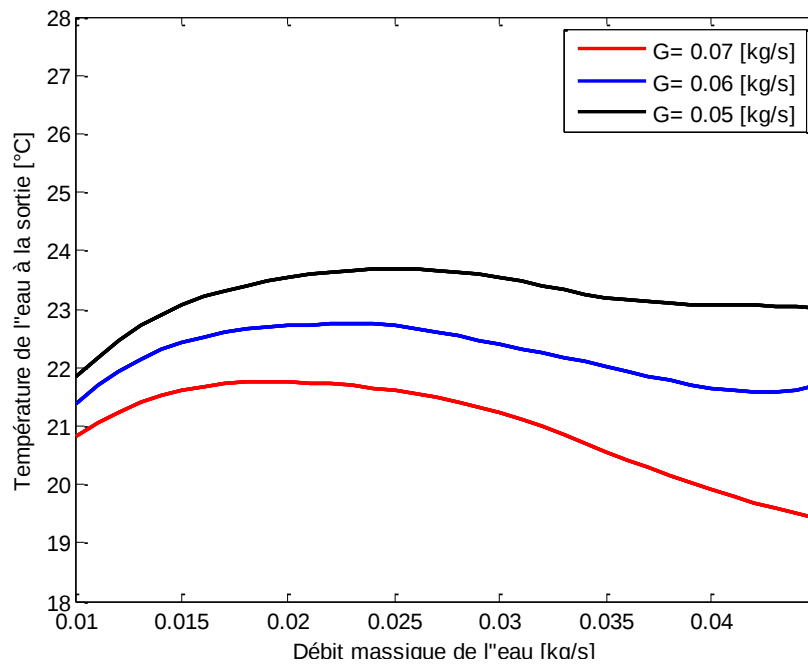


Fig. IV.7 : Variation de la température d'eau à la sortie en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée, pour différents débits d'air, et avec une charge de refroidissement constant de 1.5 [KW].

L'évolution de la température de l'eau à la sortie en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée pour différentes débits massiques d'air et avec une charge de refroidissement constant de 1.5 [KW] est représentée sur la figure IV.7. Pour des débits massiques d'air inférieur à 0,025 [Kg/s], on constate que la température de l'eau à la sortie augmente progressivement par l'augmentation du débit massique d'eau, puis décroît légèrement avec l'augmentation du débit massique d'eau. Au-delà de 0.035 [kg/s], la température de l'eau à la sortie stabilisée. On observe que l'augmentation de débit d'air se produit une diminution de rapport des débits massiques de (m_{eau}/m_{air}), cela indiqué la chute de température de l'eau à la sortie.

Sur la figure IV.8 nous avons représenté l'évolution de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'eau pour différentes débits d'air à l'entrée, et avec une charge de refroidissement constant de 1.5 [KW]. Cette figure montre que l'efficacité thermique est diminuée progressivement avec l'augmentation de débit massique de l'eau, et augmentée par l'augmentation du débit massique de l'air. Cela veut dire que la meilleure performance de la tour de refroidissement correspond à la plus haute degré d'efficacité thermique et de maximum quantité de chaleur évacuée.

Les courbes de la figure IV.9 représentant la variation de la consommation de l'eau en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée, avec différents débits d'air, à une charge de refroidissement constant de 1.5 [KW]. On remarque que la consommation d'eau augmente proportionnellement avec l'augmentation du débit massique d'eau à l'entrée de la tour pour les différentes valeurs des débits d'air, celle-ci atteignant des valeurs maximales correspondant à un débit d'eau entre 0.025 et 0.035 [kg/s], ces valeurs est inscrit par la saturation de l'air à l'intérieur le garnissage. La consommation

d'eau décroît avec l'augmentation du débit d'eau lorsque le débit d'air faible. Alors on peut dire que la quantité d'eau évaporée est liée directement par la puissance thermique dissipée.

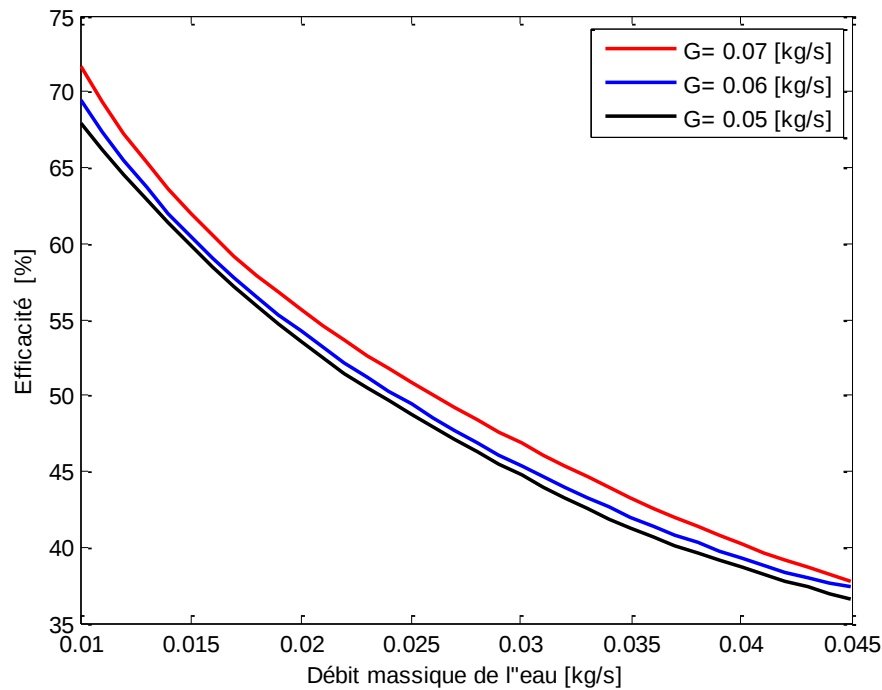


Fig. IV.8 : Variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'eau, avec différents débits d'air, et à la charge de refroidissement constante 1.5 [KW].

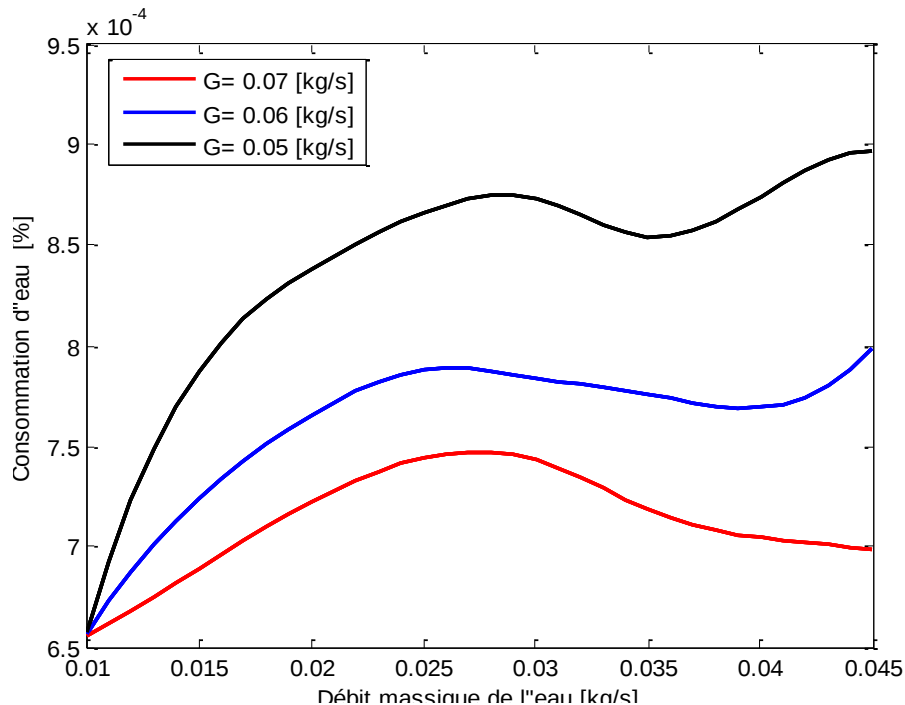


Fig. IV.9 : Evolution du débit de consommation d'eau en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée, pour différents débits massique d'air, avec une charge de refroidissement constant de 1.5 [KW].

IV.4 Conclusion

La modélisation du comportement thermique d'une tour de refroidissement dépend de plusieurs paramètres tels que : la gamme de températures de refroidissement, la température d'eau à l'entrée, la variation de rapport des débits massiques (m_{eau}/m_{air}) et l'approche du thermomètre mouillé. Selon les conditions de fonctionnement, la mesure de la capacité d'une tour est prouvée par les températures de l'eau à la sortie.

Dans cette approche numérique nous permet de connaître plusieurs paramètres et facteurs qui peut influencer sur les résultats de la performance thermique, comme : le débit massique de l'air et de l'eau, la charge de refroidissement.

Notons toutefois que tous les écarts constatés dans cette approche sont de l'ordre de l'incertitude expérimentale, aux hypothèses simplificatrices de calcul, peut-être aux formules utilisées pour le calcul des propriétés thermo-physiques de l'air. D'autre part, il faut aussi tenir en compte les causes d'erreurs de la lecture des données, qui ont plusieurs origines : l'erreur sur chaque mesure de températures provenant d'une part du thermomètre, et d'autre part de l'hétérogénéité de la température dans la section de mesure; et l'erreur provenant par exemple des fluctuations de température pendant la durée de l'essai et le pas de temps qui prenant les mesures, il est nécessaire donc de tenir compte des impondérables, c'est-à-dire de l'influence de certains paramètres qui ne peut pas être chiffrée aussi bien que celle du débit d'eau, de conditions de l'air. Il s'agit par exemple de la vitesse du vent, des conditions d'emplacement de la tour.

CONCLUSION GENERALE

Le travail présenté dans ce mémoire traite la modélisation des performances thermiques d'une tour de refroidissement humide. Ce travail consistait à donner un aperçu global sur les systèmes de refroidissement forcé, particulièrement les tours de refroidissement humide (contre-courant).

Dans la présente étude nous avons détaillé le modèle mathématique qui caractérise les échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement humide. Le calcul des paramètres de transfert de chaleur et de masse permet de déterminer les caractéristiques de bon fonctionnement de la tour.

Un programme de calcul développé en langage Matlab s'appuyant sur la méthode itérative. Il permet alors de prévoir l'influence des paramètres d'entrée sur les paramètres de sorties et les performances thermiques des tours, dans des conditions de fonctionnement différentes. L'emploi de ce programme dans l'approche numérique est simple et facile d'utilisation et très peu couteux en temps de calcul, permet d'analyser rapidement l'influence de différents paramètres sur performances thermiques de la tour. La prédiction des performances se fait en utilisant la méthode simple qui nécessite juste la connaissance de quelques paramètres, notamment : la température humide et sèche de l'air à l'entrée, les débits massiques de l'eau et de l'air à l'entrée, la température de l'eau à l'entrée. Ces paramètres on a pu constater qu'elle influe sur la température d'air à la sortie, température d'eau à la sortie, humidité spécifique de l'air à la sortie, puissance totale échange et débit de la consommation d'eau.

À la suite de cette étude, il nous semble utile de rappeler quelque conclusion importante obtenue au cours de ce travail :

- ☛ La température humide de l'air, la température de l'eau à l'entrée, les débits massiques de l'air et de l'eau influencée directement sur la performance de la tour de refroidissement, ainsi que sur la température d'eau à la sortie de la tour.
- ☛ Le rapport des débits massiques des fluides (m_{ee}/m_{ae}), ou son inverse, est le facteur le plus important lors de la prévention d'une tour de refroidissement, car un petit changement dans ce rapport peut avoir des conséquences sur les performances de la tour.
- ☛ Les résultats obtenus montre que la meilleure performance de la tour de refroidissement correspond à la plus haute degré d'efficacité thermique et de maximum quantité de chaleur évacuée.

☛ Lorsque le débit massique de l'air élevé, la température de l'eau à la sortie de la tour est approchée par la température de l'air à l'entrée. Car le coefficient de transfert de chaleur et de masse est augmenté.

☛ Le meilleur régime de refroidissement de la tour est obtenu à la charge de refroidissement la plus élevée avec le débit massique de l'eau la plus faible.

En perspectives nous dirons que beaucoup de travaux reste a effectué comme :

☛ Etude de l'influence de surface d'échange (garnissage) et le choix du type garnissage.

☛ Etude de possibilité de fonctionnement de la tour avec d'autre fluide de fonctionnement comme l'eau salé à cause de la disponibilité de l'eau de mer.

☛ Etude de la performance avec d'autre modèles et types de la tour de refroidissement (tours de refroidissement à circulation obligatoire ou induite...).

Références Bibliographiques

- [1] WALKER, W.H., LEWIS, W.K., MCADAMS, W.H., and GILLILAND, E.R., 1923. Principles of chemical engineering, 3 rd ed., New York, McGraw-Hill Inc.
- [2] MERKEL, F., 1925. Verdunstungskühlung, Zeitschrift des Vereines Deutsche Ingenieure, 70:123-128.
- [3] LONDON, A.L., MASAON, W.E. and BOELTER, L.K., 1940, Performance characteristic of a mechanically induced draft, counter flow, packed cooling tower, ASME Trans., 62:41-50
- [4] SIMPSON, W.M., and SHERWOOD, T.K., 1946. Performance of small mechanical draft cooling towers, American Society of Refrigerating Engineering, 52:535–543, and 574–576.
- [5] KELLY N.W., and SWENSON L.K., 1956. Comparative performance of cooling tower packing arrangements, Chemical Engineering Progress, 52:263–268.
- [6] BAKER, D.R., and SHRYOCK, H.A., 1961. A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance, Journal of Heat Transfer, 83:339-350.
- [7] WHILLER, A., 1976 A fresh look at the calculation of performance of cooling towers, ASHRAE Trans., 82(1):269-282.
- [8] SUTHERLAND, J.W., 1983. Analysis of mechanical draught counter flow air/water cooling towers, Journal of Heat Transfer, 105:576-583.
- [9] BAKER, D.R., 1984. Cooling tower performance, Chemical Publishing Co., Inc., New York, 79-106.
- [10] WEBB, R.L., 1984. A unified theoretical treatment for thermal analysis of cooling towers, evaporative condensers, and fluid coolers, ASHRAE Trans., 90(2):398-415.
- [11] BRAUN, J. E., KLEIN, S. A., and MITCHELL, J. W., 1989. Effectiveness models for cooling towers and cooling coils, ASHRAE Trans., 95:164-174.
- [12] SHELTON, S.V., and WEBER, E.D., 1991. Modeling and optimization of commercial building chiller/cooling tower systems, ASHRAE Trans., 97(2):1209-1216.
- [13] EL- DESSOUKY, H., 1993. Thermal and hydraulic performance of a three-phase fluidized bed cooling tower, Experimental Thermal and Fluid Science, 6:417-426.
- [14] BERNIER, M. A., 1994. Cooling tower performance: theory and experiments, ASHRAE Transactions., 100(2):114-121
- [15] MAIYA, M.P., 1995. Analysis of modified counter-flow cooling towers, Heat Recovery Systems and CHP, 15:293-303.
- [16] EL- DESSOUKY, H.T.A., AL-HADDAD, A., and AL-JUWAYHEL, F., 1996. Thermal and hydraulic performance of a modified two-stage evaporative cooler, Renewable Energy, 7: 165-176.
- [17] A modified analysis of counter flow wet cooling towers, 1997. Journal of Heat Transfer, 119:617-626.
- [18] BEDEKAR, S.V., NITHIARASU, P., and SEETHATAMU, K.N., 1998. Experimental investigation of the performance of a counter flow packed bed mechanical cooling tower, Energy, 23(11):943-947.

- [19] SOYLEMEZ, M. S Theoretical and experimental analyses of cooling towers, ., 1999.ASHRAE Trans., 105:330-337.
- [20] On the optimum performance of forced draft counter flow cooling towers,] 2004. Energy Conversion and Management, 45:2335–2341
- [21] GOSHAYSHI, H.R., and MISSENDEN, J.F., 2000. The investigation of cooling tower packing in various arrangements, Applied Thermal Engineering, 20:69:80.
- [22] KHAN, J.R., and ZUBAIR, S.M., 2001. An improved design and rating analyses of counter flow wet cooling towers, ASME Journal of Heat Transfer, 123(4):770–778.
- [23] MILOSAVLJEVIC, N., and HEIKKILA, P., 2001. A comprehensive approach to cooling tower design, Applied Thermal Engineering, 21:899-915.
- [24] JOSE, A.S., 2002. The use of thermo-fluid dynamic efficiency in cooling towers, Heat Transfer Eng., 23:22-30.
- [25] KHAN, J.R., YAQUB, M., and ZUBAIR, S.M., 2003. Performance characteristics of counter flow wet cooling towers, Energy Conversion and Management, 44:2073-91.
- [26] FISENKO, S., P., BRIN, A., A., and PETRUCHIK, A., I., 2004. Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47:165-177.
- [27] On the optimum performance of forced draft counter flow cooling towers,2004. Energy Conversion and Management, 45:2335–2341.
- [28] KLOPPERS, J.C., and KROGER, D.G., 2005a. A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counter flow wet cooling towers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48:765–777.
- [29] Influence of temperature inversions on wet cooling tower performance,2005b. Applied Thermal Engineering, 25:1325-36.
- [30] The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet cooling towers,2005c. International Journal of Thermal Science, 25:879-884.
- [31] ELSARRAG, E. 2006. Experimental study and predictions of an induced draft ceramic tile packing cooling tower, Energy Conversion and Management, 47:2034-2043.
- [32] JIN, G., CAI, W., LU, L., LEE, E., L., and CHIANG, A., 2007. A simplified modeling of mechanical cooling tower for control and optimization of HVAC systems, Energy Conversion and Management, 44:355-365.
- [33] LEMOUARI, M., BOUMAZA, M., and KAABI, A., 2009. Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower, Energy Conversion and Management, 50:1610–1617.
- [34] NUNEZ, M., P., GASCA, C., N., and FUANTES, M., A., 2007. Simplified model for the determination of the steady state response of cooling systems, Applied Thermal Engineering, 27:1173–1181.
- [35] ATAIE, A., PANJESHAHI, M.H., and GHARAIE, M., 2008. Performance evaluation of counter flow wet cooling towers using exergetic analysis, Canadian Society for Mechanical Engineering, 32(3):499-511.
- [36] MUANGNOI, T., ASVAPOOSITKUL, W., and WONGWISES, S., 2007. An exergy analysis on the performance of a counterflow wet cooling tower, Applied Thermal Engineering, 27:910-917.

- [37] SARKER, M., M., A., KIM, E., MOON, C., G., and YOON, J., I., 2008a. Performance characteristics of the hybrid closed circuit cooling tower, *Energy and Buildings*, 40:1529–1535.
- [38] CORTINOVIS, G., F., RIBERIO, M., T., PAIVA, J., L., SONG, T., W., and PINTO, J., M., 2009. Integrated analysis of cooling water systems: Modeling and experimental validation, *Applied Thermal Engineering*, 29: 3124–3131.
- [39] LEMOUARI, M., BOUMAZA, M., and MUJTABA, I.M., 2007. Thermal performances investigation of a wet cooling tower, *Applied Thermal Engineering*, 27:902-909.
- [40] LUCAS, M., MARTINEZ, P., J., and VIEDMA, A., 2009. Experimental study on the thermal performance of a mechanical cooling tower with different drift eliminators, *Energy Conversion and Management*, 50:490–497.
- [41] M. Lemouari et M. Boumaza 2010 Experimental investigation of the performance characteristics of a counter flow wet cooling tower
- [42] Quan Zhang et al 2011 Calculations on performance characteristics of counterflow reversibly used cooling towers
- [43] Wanchai Asvapoositkul et al 2012 A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling tower
- [44] Jian-Guo Wang et al 2013 Data-driven modeling approach for performance analysis and optimal operation of a cooling tower.
- [45] Lukas Dvorak et Jiri Nowzicka 2014 Counter-Flow Cooling Tower Test Cell.
- [46] Wanchai .A et al 2014 Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower performance
- [47] Huan Ma et al 2015, A new theoretical method for predicting the part-load performance of natural draft dry cooling towers
- [48] Zheng. Z et Hengxiang 2015. G Numerical analysis of solar enhanced natural draft dry cooling tower configuration
- [49] GC3 Speciality chemicals Inc., 2002.
- [50] Manuel technique - "Les tours de refroidissement d'eau" GRETh (1989).
- [51] INSTRUCTION MANUAL, water cooling tower, UOP6, 1989.
- [52] J.E. BRAUN, S.A. KLEIN, J.W. MITCHELL, "Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils", *ASHRAE Transactions*, Vol. 92, Part 2, p. 164-174, 1989 *ASHRAE Handbook* 2000, "Cooling Towers", chapter 36.
- [53] P. Stabat and D. Marchio, Simplified model for indirect-contact evaporative cooling tower behaviour, *Applied Energy*, 78 (2004) 433-451.
- [54] Khan JR, Zubair SM. An improved design and rating analyses of counter flow wet cooling towers. *ASME J Heat Transf* 2001;123:770–8
- [55] *ASHRAE Handbook* 1999, "Cooling Tower",

Modélisation des performances thermiques d'une tour de refroidissement humide

Résumé :

Ce travail s'intéresse à la modélisation des phénomènes d'échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement humide. Un modèle mathématique est basé sur les équations des transferts de chaleur et de masse au sein de la tour a été présenté.

Nous avons réalisé un programme en langage Matlab permet de simuler les comportements thermiques de la tour et d'étudier l'influence des divers paramètres caractéristiques (comme : la charge thermique de refroidissement, les débits de l'eau et de l'air) sur les performances thermiques de la tour.

Les résultats obtenus montrent que la charge de refroidissement et le débit massique d'air ont une grande influence sur le régime de fonctionnement de la tour.

Mots Clés : Tour de refroidissement, transfert thermique, modélisation, transfert de masse.

نمذجة الأداء الحراري لبرج التبريد الرطب

ملخص:

يهتم هذا العمل على تمثيل ظاهرتي التبادل الحراري والكتلي في برج التبريد الرطب. ويعتمد هذا النموذج الرياضي على معادلات التبادل الحراري والكتلي داخل برج التبريد المدروس. ولهذا اعدنا برنامج بلغة الماتلاب لمحاكاة السلوك الحراري للبرج وكذلك لدراسة مختلف المؤثرات على الأداء الحراري له مثل (حمولة التبريد الحراري، كميات تدفق الماء والهواء).

وقد أظهرت النتائج المتحصل عليها أن الحمل الحراري للتبريد والتدفق الكتلي للهواء لهما تأثير كبير على طريقة عمل وأداء برج التبريد.

الكلمات المفتاحية: برج التبريد، تحول حراري، محاكاة، تحول الكتلة.

Modeling of the thermal performance of a wet cooling tower

Abstract:

This work is interested in the modeling of heat and mass exchanges phenomena in a wet cooling tower. A mathematical model is based on the equations of heat and mass transfer within the tower is presented.

We realized a program with Matlab language, which allows to simulate the thermal behaviors of the tower and to study the influence of various parameters characteristic on the thermal performance of the tower (such as; heat load, water and air mass-flow rates). The obtained results show that the cooling load and the air mass-flow rates have a huge influence on the performance and the operating of the tower.

Key words: Cooling tower, heat transfer, modeling, and mass transfer.