



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de L'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن احمد

Université Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة وامن الصناعي

Institut de Maintenance et Sécurité Industrielle

Département d'Electromécanique

## Mémoire

l'obtention du diplôme MASTER :

**Filière** : Maintenance En Electromécanique

**Spécialité** : Electromécanique Industriel

### Thème

**Simulation et comparaison des performances d'un échangeur  
de chaleur simple et d'une tour de refroidissement**

Présenté et soutenu publiquement par :

Nom : Aissa

prénom : Belkacem

Nom : kadda

prénom : Habib

Devant le jury compose de :

Nom et prénom	Grade	établissement	Qualité
ADJELOUA Aziz	MAA	UNIV.ORAN2/IMSI	Président
ABDI Ghezail	MCB	UNIV.ORAN2/IMSI	Encadreur
ACHACHE HABIB	MCA	UNIV.ORAN2/IMSI	Examineur

Année : 2021/2022

## Liste des figures

Figure I. 1 Tour ouverte .....	6
Figure I. 2 Tour à circuit fermé .....	7
Figure I. 3 Condenseur évaporatif .....	8
Figure I. 4 Tour fermé hybride.....	9
Figure I. 5 Schémas de principe de deux tours de refroidissement .....	10
Figure II. 1 .....	<b>14</b>
FigureIII.1 $Q_{load}$ en fonction de $V_a$ .....	26
FigureIII.2 $Q_{load}$ en fonction de $\dot{V}_w$ .....	27
FigureIII.3 $Q_{load}$ en fonction de $T_{wbsu}$ .....	28
FigureIII.4 $Q_{load}$ en fonction de $T_{wsu}$ .....	29
FigureIII.5 $T_{wex}$ en fonction de $V_a$ .....	30
FigureIII.6 $T_{wex}$ en fonction de $V_w$ .....	31
FigureIII.7 $T_{wex}$ en fonction de $T_{wbsu}$ .....	33
FigureIII.8 $Q_{FAN}$ en fonction de $V_a$ .....	34
FigureIII.9 $EFFW$ en fonction de $V_w$ .....	35
FigureIII.10 $EFFW$ en fonction de $T_{wbsu}$ .....	36
FigureIII.11 $EFFW$ en fonction de $T_{wsu}$ .....	38
FigureIII.12 $EFFA$ en fonction de $V_a$ .....	39
FigureIII.13 $EFFA$ en fonction de $V_w$ .....	40
FigureIII.14 $EFFA$ en fonction de $T_{wbsu}$ .....	42
FigureIII.15 $EFFA$ en fonction de $T_{wsu}$ .....	<b>43</b>

# **SOMMAIRE.**

## SOMMAIRE.

<b>Introduction .....</b>	<b>3</b>
<b>CHAPITRE 1 Technologies de refroidissement-Refroidissement évaporatif ..</b>	<b>5</b>
1.1 Technologies de refroidissement.....	5
1.2 Types d'équipements de refroidissement évaporatif .....	5
1.3.1 Tour ouvertes .....	6
1.3.2 Tour à circuit fermé .....	6
1.3.3 Condenseur évaporatif .....	7
1.3.4 Tour à circuit fermé hybride .....	8
1.3.5 Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte .....	9
<b>CHAPITRE 2 Méthode standard selon la théorie de Merkel .....</b>	<b>11</b>
2.1 Définitions des paramètres .....	11
2.2 Définitions des variables .....	12
2.3 Hypothèses générales .....	13
2.4 Simplification des hypothèses .....	13
2.5 Transfert de chaleur dans le packing .....	14
2.6 Modèle simplifiée .....	17
2.7 Description du programme de la méthode simplifiée pour des tours des refroidissement (échangeur de chaleur) de contre courant	20
2.8 Exemple d'estimation .....	21
<b>CHAPITRE 3 Résultats obtenus .....</b>	<b>25</b>
3.1 Résultats obtenus et discussion .....	25
<b>Conclusion .....</b>	<b>40</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>	<b>41</b>
<b>Annexe .....</b>	<b>43</b>

# Introduction

## Introduction générale :

L'idée générale de cette mémoire de master est la simulation et la comparaison des performances d'un échangeur de chaleur simple et d'une tour de refroidissement humide ouvert à contre courants. Plus précisément, il s'agit de contribuer à un outil d'estimation des performances des échangeurs de chaleur et des tours de refroidissement à contre courants.

Les tours de refroidissement se présentent le plus souvent sous la forme d'échangeurs de chaleur à contre-courant ou à courants croisés, qui permet de rejeter de la chaleur dans l'air environnant. On distingue deux grandes catégories de tours de refroidissement, celles dites à contact direct ou à cycle ouvert, et celles dites à contact indirect ou à cycle fermé.

L'idée de la méthode Standard (modèle standard, développé par Merkel en 1925) consiste à exprimer l'efficacité d'une tour de refroidissement par analogie conventionnelle d'échangeur de chaleur en fonction de NUT « nombre d'unités de transfert » et R « le rapport équivalent du débit capacitif », on dispose alors d'une fonction générale dépendante des conditions particulières de températures et les débits qui permet de calculer rapidement les flux mis en jeu connaissant les températures de l'eau de sortie.

Par contre l'idée de la méthode simplifiée (modèle simplifiée, développé conjointement par *Arns* et *Klenke*) consiste à exprimer l'efficacité d'une tour de refroidissement en tant qu'une efficacité d'un échangeur de chaleur de contre courant de côté eau, en fonction de deux paramètres  $C_k$  « coefficient de packing » et  $\Lambda$  « l'excès d'air » pour chaque configuration d'une tour de refroidissement. On dispose alors d'une fonction générale indépendante des conditions particulières de températures et les débits qui permettent de calculer rapidement les flux mis en jeu sans connaître les températures de l'eau de sortie.

## Organisation du travail :

Ce mémoire est constitué de trois chapitres. En premier lieu, nous présenterons les technologies de refroidissement, en mettant principalement l'accent sur les principaux types d'équipements de refroidissement évaporatif, ensuite nous expliquerons le principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte.

Nous verrons ensuite dans le deuxième chapitre la méthode standard (modèle standard, développé par Merkel en 1925) que nous avons utilisé dans ce travail et la description du modèle de simulation simplifiée. Une partie de ce chapitre est consacrée à montrer un exemple d'estimation d'une tour de refroidissement et échangeur de chaleur.

La présentation des résultats débute aux troisièmes chapitres, la présentation des résultats de calculs sur des configurations de la méthode standard et simplifiée pour leur premier cas d'estimation, enfin nous concluons ce mémoire.

# **Chapitre I**

Technologies de refroidissement  
refroidissement évaporatif



---

## Technologies de refroidissement, refroidissement évaporatif

En premier lieu, nous présenterons les technologies de refroidissement, en mettant principalement l'accent sur les principaux types d'équipements, ensuite nous expliquerons le principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte (le cas qui nous intéresse dans ce mémoire).

### I.1 Technologies de refroidissement : [1, 9, 10, 12]

Selon les températures souhaitées pour obtenir le rendement optimal du processus, l'on peut distinguer quatre catégories de technologie de refroidissement :

- l'eau, avec refroidissement par passage unique; aujourd'hui, beaucoup de procédés, particulièrement dans les applications industrielles, utilisent toujours ces systèmes à «eau perdue» entraînant pollution, nuisance pour l'environnement et gaspillage de ce si précieux élément qu'est l'eau. Il est donc primordial de prendre en compte d'autres systèmes;
- l'air évaporatif : ce principe, appelé refroidissement évaporatif, est celui utilisé dans les tours de refroidissement. En réutilisant 95% de l'eau de refroidissement, il est le plus adapté pour le refroidissement de procédés nécessitant des températures comprises entre 25°C et 45°C;
- l'air sec, utilisé dans tous les aéroréfrigérants secs, est destiné au procédé ayant un rendement optimal avec des températures supérieures à 45°C. Dans les applications de conditionnement d'air, beaucoup de procédés utilisent aujourd'hui des condenseurs à air pour évacuer la chaleur générée. Ces systèmes entraînent à la fois des consommations électriques et des coûts d'installation très élevés;
- le refroidissement mécanique par groupes frigorifiques qui sera utilisé pour des températures de refroidissement inférieures à 25°C et pour tout besoin en températures négatives.

### I.2 Types d'équipements de refroidissement évaporatif: [2, 9, 10]

Il existe différents types d'équipements de refroidissement évaporatif à savoir la tour de refroidissement à circuit ouvert, la tour de refroidissement à circuit fermé, les condenseurs évaporatifs et finalement les appareils hybrides.

### I.4.1 Tour ouverte

Dans une tour à circuit ouvert, l'eau provenant de la source de chaleur du procédé est distribuée directement sur la surface de ruissellement et entre en contact avec l'air soufflé au travers de la tour, assurant ainsi le refroidissement par évaporation d'une petite partie de cette eau, grâce à l'échange direct obtenu entre l'eau et l'air. La tour ouverte est l'équipement évaporatif qui offre les plus grands avantages en matière de rendement, d'encombrement, de coût unitaire et de consommation énergétique, présentant également le poids d'installation le plus faible.

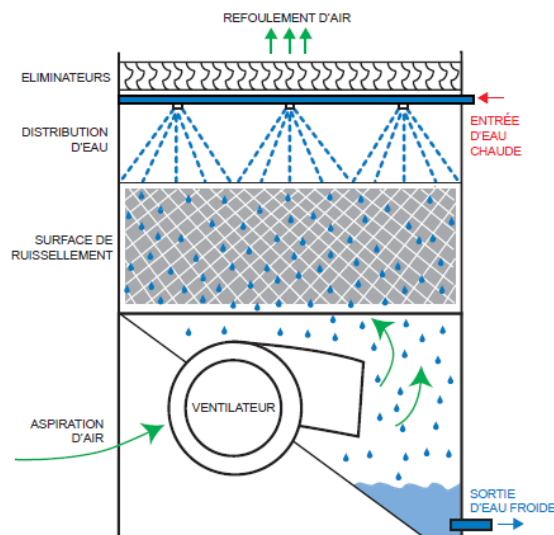


Figure I. 1 Tour ouverte

### I.4.2 Tour à circuit fermé

Dans une tour à circuit fermé, le fluide à refroidir circule dans un échangeur tubulaire étanche, lui-même directement arrosé. Le refroidissement est assuré comme dans une tour ouverte, par évaporation d'une partie de l'eau de pulvérisation. En matière de gestion du risque, la tour fermée avec échangeur arrosé offre donc de nombreux avantages. Ce principe permet ainsi de confiner l'eau de pulvérisation à la seule tour de refroidissement. Le circuit primaire est fermé et totalement confiné, sans entrer en contact avec l'air. L'eau de pulvérisation ne peut donc pas être contaminée par les bactéries qui se développent dans les bras morts des tuyauteries ou dans les autres équipements externes au refroidisseur évaporatif (ex. Condenseur).

De plus, elle se trouve à une température inférieure à celle du procédé. Plus la température d'eau est basse, moins il y a de prolifération bactérienne. Seul le circuit de pulvérisation totalement confiné à la tour de refroidissement doit être traité et géré en terme de qualité d'eau.

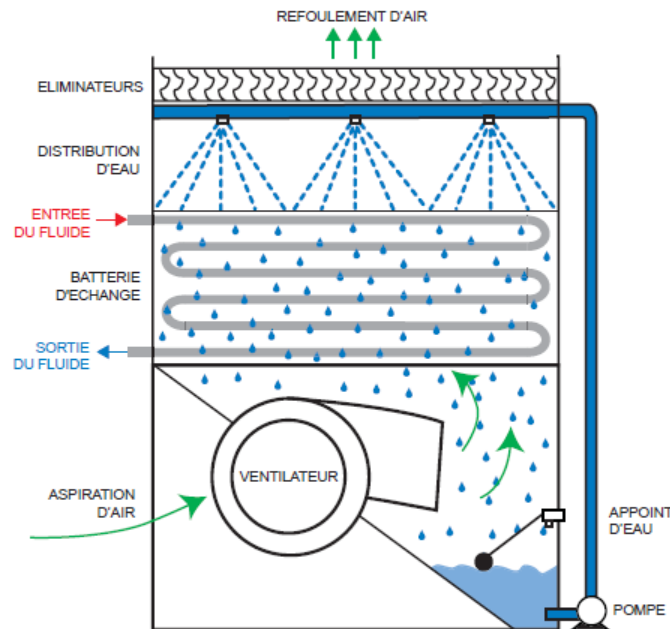


Figure I. 2 Tour à circuit fermé

### I.4.3 Condenseurs évaporatifs

Les condenseurs évaporatifs sont de construction équivalente à celle des tours de refroidissement à circuit fermé. En lieu et place d'une surface d'échange dans une tour de refroidissement conventionnelle, on trouve une batterie de condensation dans laquelle circule le frigorigène. Le refroidissement évaporatif est assuré en recyclant et en pulvérisant de l'eau sur cette batterie de condensation, pendant que de l'air ambiant circule au travers et à l'extérieur de cette batterie, ce qui entraîne l'évaporation d'une faible quantité d'eau de pulvérisation. La chaleur latente prélevée du frigorigène qui se condense est transmise à l'air en circulation. Le condenseur évaporatif, en condensant directement le fluide frigorigène, est la forme d'équipement évaporatif offrant le meilleur rendement.

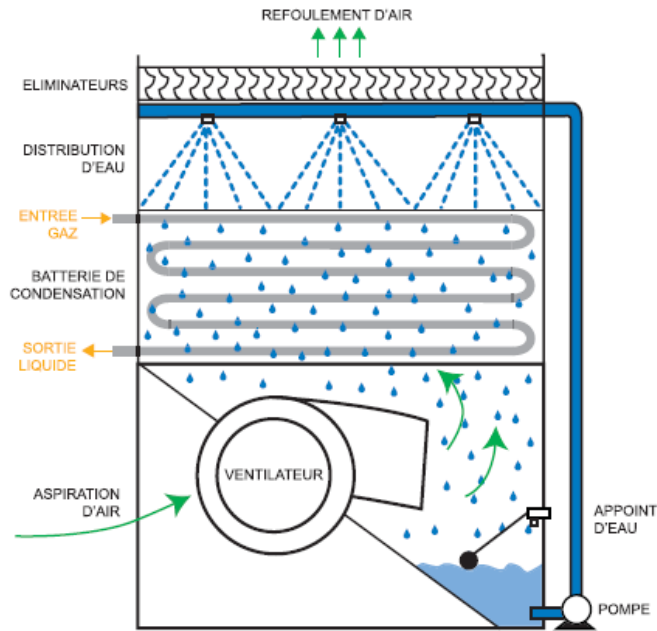


Figure I. 3 Condenseur évaporatif

#### I.4.4 Tour à circuit fermé hybride

Les systèmes de refroidissement hybride conjuguent le meilleur des deux systèmes : le refroidissement évaporatif en été, alliant température basse et consommation d'énergie inférieure et le refroidissement sec dans les saisons plus fraîches. La combinaison de ces deux modes permet de réaliser de substantielles économies d'eau tout au long de l'année. L'utilisation de ce type de systèmes d'une manière contrôlée minimise grandement le risque de contamination bactériologique.

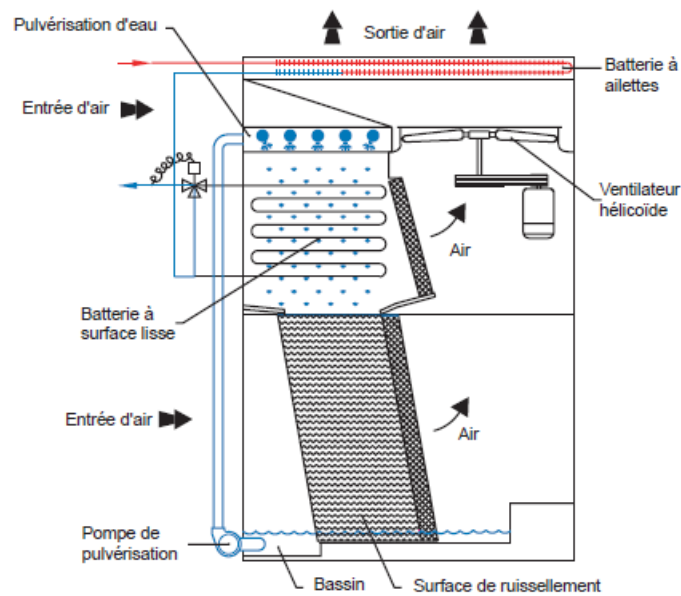


Figure I. 4 Tour fermé hybride

**I.2 Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte :** [3,4]  
 L'eau provenant du procédé à refroidir est dispersée en fines gouttelettes par une ou plusieurs rampes de dispersion. L'eau traverse alors de haut en bas une surface d'échange constituée par le packing, c'est-à-dire un ensemble de feuilles obtenues par collage permettant d'augmenter les échanges entre l'air et l'eau. L'eau refroidie est collectée dans un bassin de rétention en bas de la tour avant de retourner vers le procédé à refroidir.

L'air est mis en mouvement par un ventilateur (centrifuge ou hélicoïde) ou par tirage naturel. Il y a donc contact direct de l'eau venant du procédé avec l'air extérieur. Ce flux d'air se charge en humidité prélevant de la chaleur à l'eau pour s'évaporer (dite chaleur latente de vaporisation) et peut entraîner des gouttelettes d'eau. Un pare-gouttelettes est disposé au sommet de la tour afin de limiter l'entraînement vésiculaire des gouttelettes éventuellement contaminées.

Les tours décrites sur la figure 1 suivante sont dites à contre-courant, car le flux d'air montant et le ruissellement de l'eau descendant se font à contre sens.

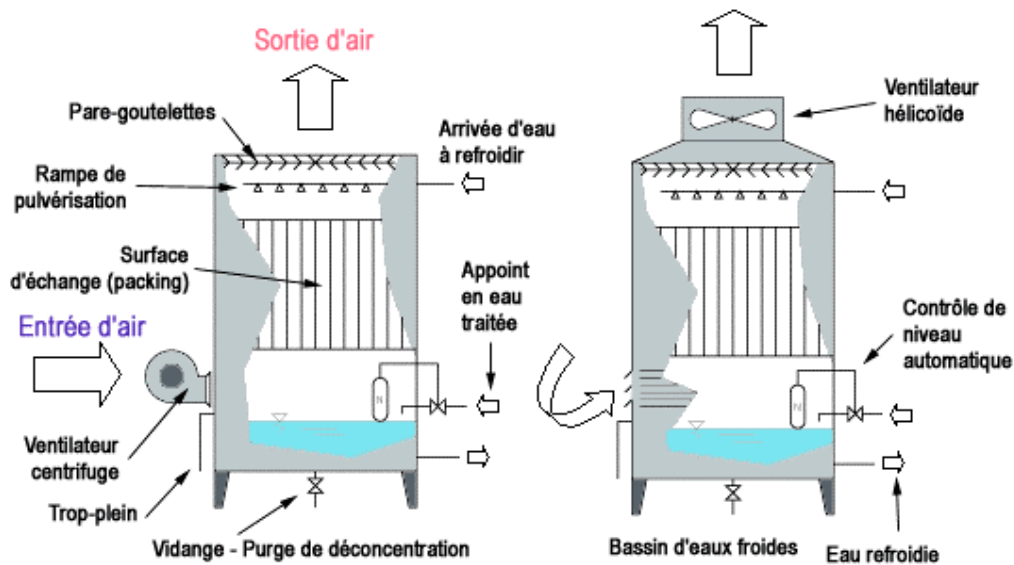


Figure I. 5 Schémas de principe de deux tours de refroidissement

Les tours de refroidissement nécessitent des appoints d'eau car leur mode de fonctionnement conduit à une quantité d'eau évaporée de 1% (pour un écart thermique de 6 °K) et à des purges de déconcentration du circuit d'eau. L'appoint d'eau permet ainsi de limiter la concentration en sels dissous dans l'eau présente dans le circuit de la tour. Ce facteur de concentration est un des points à prendre en compte lors de la conception de la tour de refroidissement car il peut influencer sur les conditions de prolifération bactériologique. Généralement, l'appoint d'eau correspond au double de la quantité d'eau évaporée, bien que des aspects économiques tendent à diminuer dans la pratique ce niveau avec un traitement d'eau approprié. Cet appoint d'eau dépend également de la nature de l'eau disponible sur le site et de son traitement.

# **CHAPITRE II**

**Méthode Standard – selon la théorie de Merkel**

## Méthode Standard – selon la théorie de Merkel

Dans ce chapitre nous allons résumer toutes les étapes et les prétentions menant à la formulation finale de la méthode de Merkel.

### II.1 Définitions des paramètres : [1, 4]

Les paramètres exigés pour une description de la tour de refroidissement sont rassemblés dans trois groupes :

- Propriétés thermo-physiques, sont constantes avec les conditions de fonctionnement variables de la tour de refroidissement ;
- Dimensions physiques et d'autres paramètres, qui sont toujours constants, pour une tour de refroidissement donnée ;
- Tous les paramètres pouvant avoir différentes valeurs, quand le fonctionnement de la tour de refroidissement change.

*Les paramètres suivants appartiennent au groupe a)*

$K_g$	Coefficient de transfert de vapeur	[Kg/s.m <sup>2</sup> ]
$C_{pw}$	Chaleur spécifique de l'eau	[J/Kg.°K]
$C_{pa}$	Chaleur spécifique d'air sec à pression constante	[J/Kg.°K]
$h_{fg}$	La chaleur d'évaporation de l'eau	[J/Kg]
$C_{pv}$	Chaleur spécifique de la vapeur à pression constante	[J/Kg.°K]
$P_a$	Densité d'air	[ Kg/m <sup>3</sup> ]
$P_w$	Densité d'eau	[ Kg/m <sup>3</sup> ]

*Les paramètres suivants appartiennent au groupe b)*

$a$	Surface de contact entre l'air et l'eau par volume unitaire de la zone d'évaporation (packing)	[ m <sup>-1</sup> ]
$V$	Volume de la zone d'évaporation (packing)	[ m <sup>3</sup> ]
$A_{fp}$	Si applicable, $A_{fp}$ est la surface de base	
$\Delta x$	La hauteur du packing de volume $V$	
$\beta_{su}, \beta_{ex}$	Les coefficients de résistance d'écoulement d'admission et de sortie pour l'air traversant la tour de refroidissement	
$A_{su}, A_{ex}$	Les sections d'admission et de sortie pour l'air traversant la tour de refroidissement	[ m <sup>2</sup> ]
$K$	Coefficient de perméabilité d'air (Darcy) à travers le packing	[m <sup>3</sup> .s/Kg]
$U_1$	Coefficient de transmission de chaleur global de l'eau en bloc à l'interface saturée	[W/ m <sup>2</sup> .K]
$U_2$	Coefficient de transmission de chaleur global de l'interface saturée au courant d'air principal	[W/ m <sup>2</sup> .K]

*Les paramètres suivants appartiennent au groupe c)*



Varié avec la variation des conditions de fonctionnement (mais ils ont toujours une valeur bien définie) et ils sont attachés aux différentes possibilités de régimes de fonctionnement de la pompe et du ventilateur.

En effet, la pompe et le ventilateur peuvent fonctionner à différent r.m.p. avec des différents débits massiques d'air et d'eau.

Un ajustement continu des débits et toujours possible quand une valve de trois voies commandée est utilisée du côté d'eau et /ou des amortisseurs motorisés sont employés du côté air

$\dot{M}_w$	Débit massique de l'eau dans le circuit hydraulique	[Kg/s]
$\dot{M}_a$	Débit massique de l'air traversant la tour de refroidissement	[Kg/s]
$\eta_f$	Efficacité globale de ventilateur	
$\dot{W}$	Courant absorbé par le moteur du ventilateur	[W]

## II.2 Définitions des variables [1, 4]

Les variables employées pour décrire le comportement du dispositif sont :

### A) Les caractéristiques externes de l'air

$t_{db}$	La température de bulbe sèche	[°C]
$t_{wb}$	La température de bulbe humide	[°C]
$w$	Humidité absolue du courant d'air principal	[Kg/Kg.d.a]
$w_s$	Humidité absolue de l'air saturé	[Kg/Kg.d.a]

### B) Les variables employées pour décrire les conditions d'air à l'intérieure de la tour de refroidissement

$h$	Enthalpie de masse d'air,	
$h_{su}$	Enthalpie d'air en amont du packing	[J/Kg.d.a]
$h_{ex}$	Enthalpie d'air en aval du packing	
$h_s$	Enthalpie du film d'air (saturé) en contact avec l'eau	[J/Kg.d.a]
$P$	Pression moyenne dans le packing	[Pa]
$P_a, P_v$	Pression partielle de l'air et de la vapeur	[Pa]
$P_s$	Pression partielle de la vapeur en air saturé moite	
$t_s$	La température de film d'air saturé en contact avec l'eau	[°C]

### C) Les variables d'écrivant les conditions de l'eau à l'intérieur de la tour de refroidissement

$t_w$	Température de l'eau,	[°C]
$t_{w,su}$	Température de l'eau à l'entrée de packing	[°C]
$t_{w,ex}$	Température de l'eau à la sorti de packing	[°C]

### II.3 Hypothèses générales : [1, 4]

La première hypothèse générale est que les débits massiques d'air et d'eau donnés sont constants dans le temps.

L'effet de cette hypothèse est de limiter les inconnus seulement aux quantités thermiques (généralement les températures).

D'autres hypothèses générales sont comme suit :

- la chaleur spécifique d'air, d'eau et de la vapeur d'eau et la chaleur d'évaporation de l'eau, nous supposons que sont indépendants de la température;
- l'enveloppe de la tour de refroidissement est fermée, de sorte qu'aucune infiltration ne se produise.

Le transfert de chaleur dans le packing, suite à la théorie développée par Merkel est supposé être instantané, c.-à-d. il n'y a aucun retard dans le temps entre l'excitation (température de l'eau d'admission) et la réponse du système (température de l'eau à la sortie du packing).

### II.4 Simplification des hypothèses : [1, 4]

- a) En ce qui concerne l'équilibre thermique d'eau à travers le packing, les débits massiques de l'eau d'admission et de sortie sont considérés égaux ;
- b) Le transfert de chaleur entre le packing et l'enveloppe de la tour de refroidissement est négligé ;
- c) On suppose un comportement linéaire de la fonction  $h$ ,  $tw$ , au moins pour la masse de packing ;
- d) La pression d'air à l'intérieur du packing est considérée constante et égale à sa valeur moyenne ;
- e) On suppose que l'air et la vapeur d'eau se comportent comme des gaz parfaits ;
- f) La chute de pression dans le packing est donnée par la formule de Darcy ;
- g) Le chauffage d'air dû à la présence du ventilateur à l'intérieur de la tour de refroidissement est négligé ;
- h) Le nombre de Lewis, qui représente le rapport du transfert de la masse et de la chaleur, le coefficient est égal =1

- i) on suppose que la conductibilité côté liquide est beaucoup plus grande que la conductibilité côté gaz, qui mène à considérer  $t_s = t_w$ .

## II.5 Transfert de chaleur dans le packing (surface d'échange) [1, 2, 4,11]

La théorie fondamentale de transfert de la chaleur pour les tours de refroidissement a été développée par Merkel en 1925 et puis adoptée pratiquement par tous les auteurs dans le domaine.

La formulation de Merkel est fondée sur deux hypothèses fondamentales :

1. l'effet de la perte d'eau par évaporation sur le débit de jet de l'eau est négligé dans l'équation de bilan énergétique (simplifiant l'hypothèse 'a') ;
2. le nombre de Lewis, qui représente le rapport du transfert de la masse et de la chaleur, est supposé être égal à 1 pour le mélange air et vapeur d'eau (hypothèse 'h').

Dans les pages suivantes, toutes les étapes et les prétentions menant à la formulation finale de la méthode de Merkel sont décrites.

Le dimensionnement de la tour de refroidissement porte essentiellement sur l'étendue de la surface de contact air-eau procurée par le packing.

Dans une tour de refroidissement de contre-courant, par unité du temps, une masse  $\dot{M}_a$  d'air sec, mélangé avec une petite masse de vapeur d'eau monte vers le haut et une masse  $\dot{M}_w$  de l'eau descend vers le bas.

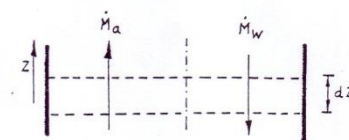


Fig II. 1

Une coordonnée verticale ( $z$ ) est choisie au fond de la tour, positif vers le haut.

La chaleur prélevée de l'eau par le transfert de la chaleur sensible dû à une différence dans des niveaux de température, et par la chaleur latente de vaporisation d'une partie de l'eau en circulation. Merkel a combiné ces derniers dans un processus simple basé sur les différences de potentielles d'enthalpie comme une force d'entraînement.

L'air, à un point quelconque, a une température du bulbe sèche  $t_{ab}$ , une humidité absolue  $w$ , et une enthalpie correspondante  $H$ .

L'eau, ayant une température en bloc  $t_w$ , est entourée par un film interstitiel ayant une température  $t_s$ .

Sous l'équilibre, la chaleur perdue par l'eau est égale à la chaleur gagnée par l'air :

$$c_{pw} d(\dot{M}_w t_w) = \dot{M}_a dh = \dot{M}_a (c_{pa} dt_{db} + w c_{pv} dt_{db} + (h_{fg} + c_{pv} t_{db}) dw)$$

Comme mentionné précédemment (simplifiant l'hypothèse 'a'), la pratique habituelle est celle d'ignorer la légère réduction de  $\dot{M}_w$  dû à l'évaporation, dans ce cas, avec la notation simplifiée  $c_{pm} = c_{pa} + w c_{pv}$ , nous obtenons :

$$\dot{M}_w c_{pw} dt_w = \dot{M}_a c_{pm} dt_{db} + \dot{M}_a (h_{fg} + c_{pv} t_{db}) dw \quad (II.1)$$

La valeur de transfert de chaleur à partir de l'eau en bloc à l'interface est :

$$d\dot{Q}_w = U_1 a dV (t_w - t_s) = \dot{M}_w c_{pw} dt_w \quad (II.2)$$

Une partie de cette chaleur est transférée en tant que chaleur sensible à partir de l'interface au courant d'air principal.

Ce taux est :

$$d\dot{Q}_s = U_2 a dV (t_s - t_{db}) \quad (II.3)$$

Nous supposons que le film interstitiel d'air est saturé par la vapeur d'eau à la température  $t_s$ , ayant une humidité absolue correspondante  $w_s$ .

Le procédé est d'ignorer n'importe quelle résistance au transfert de masse à partir de l'eau à l'interface, mais de considérer le transfert de masse de la vapeur à partir du film à l'air et le transfert de la chaleur latente correspondante comme :

$$d\dot{Q}_l = h_{fg} k_g a dV (w_s - w) \quad (II.4)$$

Le taux de masse quittant l'eau par évaporation égale au taux d'augmentation de l'humidité d'air :

$$\dot{M}_a dw = k_g a dV (w_s - w) \quad (II.5)$$

Le rapport de la chaleur sensible  $d\dot{Q}_s = \dot{M}_a c_{pm} dt_{db}$  est employé pour récrire l'équation (3) sous la forme :

$$d\dot{Q}_s = U_2 a dV (t_s - t_{db}) = \dot{M}_a c_{pm} dt_{db} \quad (II.6)$$

Lewis a trouvé que, pour un mélange d'air et de vapeur d'eau :

$$L_e = \frac{U_2}{k_g c_{pm}} \cong 1$$

Substituant  $U_2 = k_g c_{pm}$  dans l'équation (6) nous obtenons :

$$d\dot{Q}_s = k_g c_{pm} a dV (t_s - t_{db}) = \dot{M}_a c_{pm} dt_{db} \quad (\text{II.7})$$

Substituant l'équation (7) et l'équation (5) dans (1) on obtient :

$$\begin{aligned} \dot{M}_w c_{pw} dt_w &= k_g c_{pm} a dV (t_s - t_{db}) + k_g a dV (h_{fg} + c_{pv} t_{db})(w_s - w) = \\ & k_g a dV (c_{pm}(t_s - t_{db}) + (h_{fg} + c_{pv} t_{db})(w_s - w)) \end{aligned} \quad (\text{II.8})$$

De l'équation d'enthalpie, on obtient pour le courant d'air :

$$h = c_{pm} t_{db} + w h_{fg} \quad (\text{II.9})$$

Pareillement l'enthalpie de l'interface saturée est :

$$h_s = c_{pm} t_s + w_s h_{fg} \quad (\text{II.10})$$

Résolvant les équations (9) et (10) pour  $(t_s - t_{db})$  et substituant les résultats dans l'équation (8) on obtient :

$$\dot{M}_w c_{pw} dt_w = k_g a dV (h_s - h) + c_{pv} t_{db} (w_s - w) \quad (\text{II.11})$$

Le deuxième terme du côté droit est relativement petit, ainsi, d'après Merkel, il est d'habitude abandonné. En faisant ceci nous obtenons:

$$\dot{M}_w c_{pw} dt_w = k_g a dV (h_s - h) = \dot{M}_a dh \quad (\text{II.12})$$

Par l'intégration par rapport au volume de packing, assumant une valeur moyenne constante pour le  $k_g$  :

$$\frac{k_g a V}{\dot{M}_a} = \int_{h_{su}}^{h_{ex}} \frac{dh}{h_s - h} \quad (\text{II.13})$$

$$\frac{k_g a V}{\dot{M}_w c_{pw}} = \int_{t_{w,ex}}^{t_{w,su}} \frac{dt_w}{h_s - h} \quad (\text{II.14})$$

Le côté gauche de l'équation (II.13) s'appelle « le nombre disponible d'unités de transfert » ( $NTU_a$ ). C'est un paramètre caractéristique unique de la tour de refroidissement particulière et peut être évalué à partir des caractéristiques de fabricant, comme il sera décrit par la suite. Le côté droit de l'équation (II.13) est « le nombre requis d'unités de transfert » ( $NTU_r$ ). Sa valeur dépend des conditions de fonctionnement de la tour de refroidissement, il est fonction de  $\dot{M}_a$  et  $\dot{M}_w$ , de la chaleur enlevée et de la température de l'eau.

Après simplification nous obtenons [1]

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-(1-\omega)NTU_{a,w}}}{1 - \omega e^{-(1-\omega)NTU_{a,w}}}$$

Ce qui est équivalent à la relation donnant l'efficacité d'un échangeur de chaleur classique de contre-courant

## II.6 Modèle simplifiée : [1, 13,15, 16]

Comparée à la méthode basée sur la théorie de *Merkel*, La méthode qui a été développée par *Arns* et *Klenke* est relativement simple pour la simulation des tours de refroidissement.

Dans cette méthode la tour de refroidissement est décrite en tant qu'un échangeur de chaleur avec les hypothèses suivantes : un régime permanent, tous les paramètres, toutes les variables sont constantes dans le temps ;

- une surface constante de transfert de chaleur ;
- un coefficient de transmission de chaleur constant ;
- échangeur adiabatique, il n'échange pas de chaleur avec l'extérieur ;
- les propriétés thermo-physiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées ;
- il n'y a pas de pertes de charge (de pression) au cours de l'écoulement.

Cette méthode, plus structurée, comme nous allons le voir, repose sur la définition du flux thermique maximum d'une part et de l'efficacité d'autre part, notions qui sont introduites ci-dessous :

Le flux thermique maximum transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur de contre courant infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit le changement de température le plus élevé. Si on est dans le cas où  $C_c < C_f$  cet écart de température est atteint par le fluide chaud qui voit sa température évoluer de  $T_{ce}$  vers  $T_{fe}$ . Le flux maximal est alors donnée par

$$\Phi_{max} = m_c C_{pc} (T_{ce} - T_{fe}) = C_c (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.15})$$

Si, au contraire on se retrouve dans le cas où  $C_f < C_c$ , c'est dans ce cas le fluide froid qui subit le grand écart de température de  $T_{fe}$  vers  $T_{ce}$ , conduisant au flux de chaleur maximal

$$\Phi_{max} = m_f C_{pf} (T_{ce} - T_{fe}) = C_f (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.16})$$

Ainsi, de façon générique, le flux maximal s'exprime dans tout les cas :

$$\Phi_{max} = m_{min} C_{pmin} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.17})$$

La notion d'efficacité découle de cette dernière valeur puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis, au flux maximum transférable et s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{max}} = \frac{m_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})}{m_{min} C_{p_{min}} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{m_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})}{m_{min} C_{p_{min}} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (II.18)$$

Selon les cas ( $C_c < C_f$  ou  $C_f < C_c$ ) cette efficacité prendra différentes formes :

	$\dot{m}_{min} C_{p_{min}} = C_{min} = \dot{m}_c C_{pc} = C_c$	$\dot{m}_{min} C_{p_{min}} = C_{min} = \dot{m}_f C_{pf} = C_f$
$\varepsilon$	$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$	$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance échangée selon

$$\phi = \varepsilon \dot{m}_{min} C_{p_{min}} (T_{ce} - T_{fe}) = \varepsilon C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (II.19)$$

Tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides.

L'idée de la méthode simplifiée consiste à exprimer l'efficacité  $\varepsilon$  d'une tour de refroidissement en tant qu'une efficacité d'un échangeur de chaleur de contre courant de côté eau (fluide chaud), en fonction de deux paramètres  $C_k$  et  $\Lambda$  pour chaque configuration d'une tour de refroidissement.

On dispose alors d'une fonction générale dépendante des conditions particulières et de débit permettant de calculer rapidement le flux mise en jeu sans connaître les températures de sortie.

Remarquons que les deux grandeurs utilisées ici  $C_k$  et  $\Lambda$  sont sans dimension ce qui fait toute l'efficacité de la méthode.

L'estimation d'une tour de refroidissement est définie efficacité coté eau :

$$\varepsilon_w = \frac{t_{w,su} - t_{w,ex}}{t_{w,su} - t_{wb,su}} \quad (II.20)$$

Selon [1],  $\varepsilon_w$  peut être exprimé en termes de deux quantités sans dimensions  $C_k$  et  $\Lambda$  :

$$\varepsilon_w = C_k (1 - e^{-\Lambda}) \quad (II.21)$$

$C_k$  : est une caractéristique du packing avec des valeurs pour un intervalle de [0.65 à 1], une valeur utilisée généralement étant 0.8. La valeur de  $C_k$  augmente avec la hauteur du packing.

$\Lambda$  : est un paramètre (appelé l'excès d'air) décrivant les conditions thermiques dans la tour de refroidissement où le processus est contrôlé par les débits massiques d'eau et d'air, la température de l'eau d'admission et la température de bulbe- humide d'air externe. En particulier :

$$\Lambda = l_0 / l_{min} \quad (\text{II.22})$$

D' où  $l_0 = \dot{M}_a / \dot{M}_w$  aux conditions de fonctionnement réelles et, selon [1]:

$$l_{min} = \frac{c_{pw}(t_{w,su} - t_{wb})}{h_s(t_{w,su}) - h_s(t_{wb}) - c_{pw}t_{wb}(w_s(t_{w,su}) - w_s(t_{wb}))} \quad (\text{II.23})$$

$l_{min}$  : représente la valeur minimum du rapport des débits massiques d'air et de l'eau en conditions idéales d'équilibre thermodynamique entre l'air et l'eau. Ces conditions exigent que à la sortie de l'eau  $t_{w,ex} = t_{wb}$  et à l'entrée de l'eau le courant d'air est saturé avec une température égale à  $t_{w,su}$ .

Ceci signifie, une tour de refroidissement est idéale, pour un débit donné, la puissance maximum de refroidissement possible est obtenu avec le débit d'air minimum.

Le facteur  $C_k$  du packing (typiquement  $C_k=0.8$ ), débit massique d'eau et d'air, la température de l'eau d'admission et la température de bulbe- humide d'air externe sont connues  $l_{min}$ ,  $l_0$ ,  $\Lambda$  et  $\varepsilon_w$  peut facilement être calculé .Si le facteur  $C_k$  du packing est inconnu, il peut être calculé d'une condition de fonctionnement donnée extraite à partir des données du fabricant.

Quand,  $\varepsilon_w$  est connu, la température de l'eau de sortie peut être déterminée immédiatement au moyen d'équation (II.23).Le programme de simulation dans l'annexe A inclut la méthode standard du Merkel et cette méthode simplifiée.



## II.2 Description du programme de la méthode simplifiée pour des tours de refroidissement à contre courants:

Le nouveau programme est utile pour l'estimation des performances des tours de refroidissement pour des conditions de fonctionnement différentes de celle délivrées par les constructeurs dans leur documents.

Les algorithmes estiment également la puissance de ventilateur quand le débit d'air diffère de sa valeur de conception. Un calcul d'estimation détermine la chaleur enlevée de l'eau d'une tour de refroidissement donnée pour des conditions de fonctionnement spécifiques (les débits et les températures d'entrées).

La méthode exige la connaissance d'une condition nominale (de design) pour la tour de refroidissement simulée, et la connaissance d'une condition de fonctionnement de la tour de refroidissement à simuler, ceci est nécessaire afin de trouver la constante  $C_k$  du packing, pour calculer l'efficacité  $\varepsilon_w$ .

Après que les conditions de fonctionnement initiales de référence soient choisies, selon le choix des autres variables spécifiques, il est possible d'avoir un cas d'intérêt principal (comme la méthode standard) pour l'analyse du système énergétique.

	Entrées	Sorties
<u>Cas1</u> :	$\dot{M}_a, \dot{M}_w, t_{w,su}$	$t_{w,ex}$

Pour le cas1 : les débits d'eau et d'air, la température de l'eau d'entrée, la température de bulbe humide d'entrée sont données, on peut facilement calculer :

1.  $l_{min}$  « la valeur minimum du rapport des débit d'air et d'eau », en utilisant l'équation (23).
2.  $l_0$  « rapport de  $\dot{M}_a / \dot{M}_w$  ».
3.  $A$  « l'exès d'air », en utilisant l'équation ( II.22).
4.  $C_K$  « coefficient de packing », pour une seule condition de fonctionnement donnée.

Pour éviter des contradictions, des unités de S.I. ont été employées dans tout le programme. Dans la méthode simplifiée, seulement un cas était considéré, par *Arns* et *Klenke* : le cas 1 où on détermine la température de l'eau de sortie connaissant les débits d'air et d'eau, et les températures.

### II.3 Exemple d'estimation :

Un exemple complet d'application du programme de simulation pour la tour de refroidissement est montré dans les pages suivantes. La tour de refroidissement utilisée pour cet exemple est BALTIMORE VXT-25.

Les conditions de fonctionnement de design ou nominales sont : [1]

- Débit volumique de l'eau =  $6.38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
- Débit volumique de l'air =  $2.50 \text{ m}^3/\text{s}$
- Température de bulbe-humide d'air d'admission =  $17^\circ\text{C}$
- Température d'eau d'entrée =  $35.7^\circ\text{C}$
- Puissance de ventilateur =  $2.2 \text{ KW}$
- Choix de factor = 0.75

Ces conditions sont montrées dans le diagramme 1 par la ligne à tiret entre les deux lignes continues (l'autre ligne à tiret est un exemple donné par le fabricant). (voir annexe B)

Les deux conditions de fonctionnement utilisées pour le calcul des constantes C1 et C2 sont également montrées dans le diagramme 1 (lignes continues) et sont choisies autour de la condition de fonctionnement nominale. Le débit de volume de l'air et la température de bulbe-humide demeurent sans changement à  $2.50 \text{ m}^3/\text{s}$  et  $17^\circ\text{C}$  respectivement. Les autres valeurs sont :

Condition 1) :

- débit volumique de l'eau =  $5.94 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$   
(De diagramme 2 avec choix factor = 0.8)
- Température d'eau d'entrée =  $35.7^\circ\text{C}$
- Température d'eau de sortie =  $27.7^\circ\text{C}$
- Range (différence entre la température à l'entrée et celle à la sortie de la tour de refroidissement) =  $8^\circ\text{C}$
- Approche (différence de la température de l'eau froide et celle de bulbe-humide d'air) =  $10.7^\circ\text{C}$

Condition 2) :

- débit volumique de l'eau =  $8.08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$   
(De diagramme 2 avec choix factor=0.6)
- Température d'eau d'entrée =  $35.7^\circ\text{C}$
- Température d'eau de sortie =  $29.7^\circ\text{C}$   
Range =  $6^\circ\text{C}$   
Approche =  $12.7^\circ\text{C}$

La condition de fonctionnement 2) est employée pour déterminer les  $C_k$  dans la méthode simplifiée.

Une session interactive montrant l'entrée de données et les résultats pour les trois cas possibles de simulation avec la méthode standard et les trois cas de la méthode simplifiée sont montrés dans les pages suivantes :

Résultats fournis par le programme ayant servi à faire l'estimation (voir ci-dessous)

```

CHOISIR LE TYPE MODELE POUR LA SIMULATION :
*****MODELE 1*****
METHODE STANDARD, BASEE SUR LE CALCUL DE NTU DISPONIBLE
*****MODELE 2*****
METHODE SIMPLIFIEE, BASEE SUR LA TEMPERATURE
EFFICACITE AUX ETATS DE DESIGN
EXIT=0 ?
1
CHOISIR UN TYPE DE SIMULATION :
1.CALCUL DE LA TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE
POUR DES DEBITS SPECIFIQUE D EAU ET D AIR.
2.CALCUL DE DEBIT D AIR REQUIS
3.CALCUL DE DEBIT D EAU REQUIS
4.END DE SIMULATION.
5.OPTIONS DE MENU PRINCIPAL
N?
1
OPTIONS POUR CALCULER LES VALEURS DE C1 & C2
*****
1. INSERTION MANUELLE
2. CALCUL POUR DEUX CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DIFFERENTES
N?
1
PACKING CHARACTERISTIQUES C1&C2 A PARTIR DE L EQUATION
NTU=C1*(DEBIT MASSIQUE D EAU / DEBIT MASSIQUE D AIR)**(+C2)
VALEUR DE COEFFICIENT C1
3.1624
VALEUR DE COEFFICIENT C2
-.3784
ALTTITUDE D EMPLACEMENT DE LA TOUR (JUSQU A 2500.M) ?
0
PUISSNACE DE VENTILATEUR DE DESIGN (KW) ?
2.2
DEBIT VOLUMIQUE D AIR DE DESIGN (M3/S) ?
2.5
TEMPERATURE DE BULBE HUMIDE D ENTREE (EG C) ?
17
TEMPERATURE DE L EAU D ENTREE (DEG C) ?
35.7
DEBIT VOLUMIQUE D AIR (M3/S) ?
2.5
DEBIT VOLUMIQUE D EAU (M3/S) ?
6.38e-3
*****
CALCUL D ESTIMATION DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT DE CONTRE-COURANT
*****
CAS 1 :CALCULE DE LA TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE
POUR DES DEBITS SPECIFIQUE D EAU ET D AIR.
DONNEES
*****
NTU=C1* (MEAU/MAIR) ** (+C2)
VALEUR DE COEFFICIENT C1 : 3.1624
VALEUR D EXPONENT C2 : -.3784
PUISSANCE DE VENTILATEUR DE DESIGN : 2.2 KW
DEBIT D AIR DE DESIGN : 2.50KG/S
ALTTITUDE D EMPLACEMENT DE LA TOUR: 0.M
TEMPERATURE BULBE HUMIDE D ENTREE: 17.0DEG C
TEMPERATURE DE L EAU D ENTREE : 35.7DEG C
DEBIT MASSIQUE D AIR : 2.98 KG/S - .2500E+01M3/S
DEBIT MASSIQUE D EAU : 6.37KG/S - .6380E-02M3/S
RESULTATS.
*****
LA CHALEUR ENLEVEE DE LEAU : 188.1KW
TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE : 28.6DEG C
PUISSANCE DE VENTILATEUR REQUIS : 2.2KW
RAPPORT DE DEBITS MASSIQUE (EAU/AIR): 2.134
NOMBRE D UNITE DE TRANSFERT : 2.001
EFFICACITE COTE EAU : .378
EFFICACITE COTE AIR : .622
EFFICACITE RELIE A NTU : .477
EFFICACITE APPROXIME : .549
*****

```

CHOISIR UN TYPE DE SIMULATION :

- 1.CALCUL DE LA TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE POUR DES DEBITS SPECIFIQUE D EAU ET D AIR.
- 2.CALCUL DE DEBIT D AIR REQUIS
- 3.CALCUL DE DEBIT D EAU REQUIS
- 4.END DE SIMULATION.
- 5.OPTIONS DE MENU PRINCIPAL

N?

2

OPTIONS POUR CALCULER LES VALEURS DE C1 & C2

\*\*\*\*\*

1. INSERTION MANUELLE
2. CALCUL POUR DEUX CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DIFFERENTES

N?

1

PACKING CHARACTERISTIQUES C1&C2 A PARTIR DE L EQUATION  
 $NTU=C1*(DEBIT\ MASSIQUE\ D\ EAU / DEBIT\ MASSIQUE\ D\ AIR)**(+C2)$   
 VALEUR DE COEFFICIENT C1

**3.1624**

VALEUR DE COEFFICIENT C2

**-.3784**

ALTITUDE D EMPLACEMENT DE LA TOUR (JUSQU A 2500.M) ?

0

PUISSNACE DE VENTILATEUR DE DESIGN (KW) ?

2.2

DEBIT VOLUMIQUE D AIR DE DESIGN (M3/S) ?

2.5

TEMPERATURE DE BULBE HUMIDE D ENTREE (EG C) ?

17

TEMPERATURE DE L EAU D ENTREE (DEG C) ?

35.7

TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE (DEG C) ?

28.6

DEBIT VOLUMIQUE D EAU (M3/S) ?

**6.38e-3**

\*\*\*\*\*

CALCUL D ESTIMATION DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT DE CONTRE-COURANT

\*\*\*\*\*

CHOISIR LE TYPE MODELE POUR LA SIMULATION :

\*\*\*\*\*MODELE 1\*\*\*\*\*

METHODE STANDARD, BASEE SUR LE CALCUL DE NTU DISPONIBLE

\*\*\*\*\*MODELE 2\*\*\*\*\*

METHODE SIMPLIFIEE, BASEE SUR LA TEMPERATURE  
 EFFEICACITE AUX ETATS DE DESIGN

EXIT=0 ?

2

CHOISIR UN TYPE DE SIMULATION POUR SIMPLIFIEE:

- 1.CALCULE DE LA TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE POUR DES DEBITS SPECIFIQUE D EAU ET D AIR.
- 2.CALCULE DE DEBIT D AIR REQUIS .
- 3.CALCULE DE DEBIT D EAU REQUIS .
- 4.END DE SIMULATION.
- 5.OPTIONS DE MENU PRINCIPAL

N?

1

ENTREE CONDITION DE FONCTIONNEMENT

\*\*\*\*\*

ALTITUDE D EMPLACEMENT DE LA TOUR (JUSQU A 2500.M) ?

0

TEMPERATURE DE BULBE HUMIDE D ENTREE (DEG C)?

17

TEMPERATURE DE L EAU D ENTREE (DEG C)?

35.7

TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE (DEG C)?

29.7

DEBIT VOLUMIQUE DE L AIR (M3/S)?

2.5

DEBIT VOLUMIQUE DE L EAU (M3/S)?

**8.03e-3**

PUISSANCE DE VENTILATEUR DE DESIGN (KW)?

2.2

DEBIT VOLUMIQUE DE L AIR DE DESIGN (M3/S)?

2.5

\*\*\*\*ENTREE CONDITIONS DE DESIGN \*\*\*\*

TEMPERATURE DE BULBE HUMIDE D ENTREE (DEG C)?

```

17
TEMPERATURE DE L EAU D ENTREE (DEG C)?
35.7
DEBIT VOLUMIQUE D AIR (M3/S) ?
2.5
DEBIT VOLUMIQUE D EAU (M3/S) ?
6.38e-3
**** DONEES CONDITION DE DESING****
LA VALEUR DE COEFFICIENT CK : .9730
PUISSANCE DE VENTILATEUR DE DESIGN : 2.2KW
DEBIT VOLUMIQUE DE L AIR DE DESIGN : 2.98KG/S
ALTITUDE D EMPLACEMENT DE LA TOUR : 0.M
TEMPERATURE DE BULBE HUMIDE D AIR: 17.0DEG C
TEMPERATURE DE L EAU D ENTREE : 35.7DEG C
TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE 29.7 DEG C
DEBIT MASSIQUE DE L AIR : 2.98 KG/S- .2500E+01M3/S
DEBIT MASSIQUE DE L EAU: 8.01KG/S- .8030E-02M3/S
EFFICACITE DE DESING : .321
CALCUL DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT DE CONTRE-COURANT
*****
TEMPERATURE DE BULBE HUMIDE D AIR: 17.0DEG C
TEMPERATURE DE L EAU D ENTREE : 35.7DEG C
DEBIT MASSIQUE DE L AIR : 2.98KG/S- .2500E+01M3/S
DEBIT MASSIQUE DE L EAU : 6.37KG/S- .6367E+01M3/S
RESULTATS
*****
LA CHALEUR ENLEVEE DE L EAU 191.60KW
TEMPERATURE DE L EAU DE SORTIE : 28.5DEG C
PUISSANCE DE VENTILATEUR REQUIS 2.2KW
LE RAPPORT DE LA MASSE (AIR / EAU) : .469
EFFICACITE COTE EAU : .385
EFFICACITE COTE AIR : .633
*****MODELE 1*****
METHODE STANDARD, BASEE SUR LE CALCUL DE NTU DISPONIBLE
*****MODELE 2*****
METHODE SIMPLIFIEE, BASEE SUR LA TEMPERATURE
EFFEICACITE AUX ETATS DE DESIGN
EXIT=0 (ljh)

```

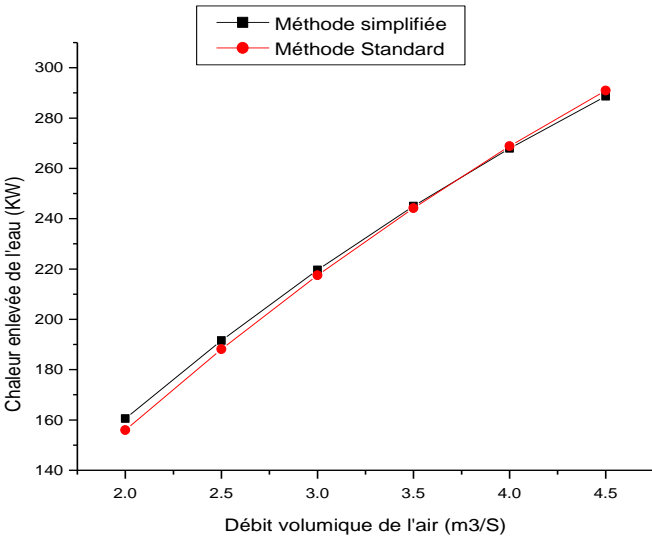
Le programme a donné des résultats cohérents qui seront commentés lors du chapitre 3.

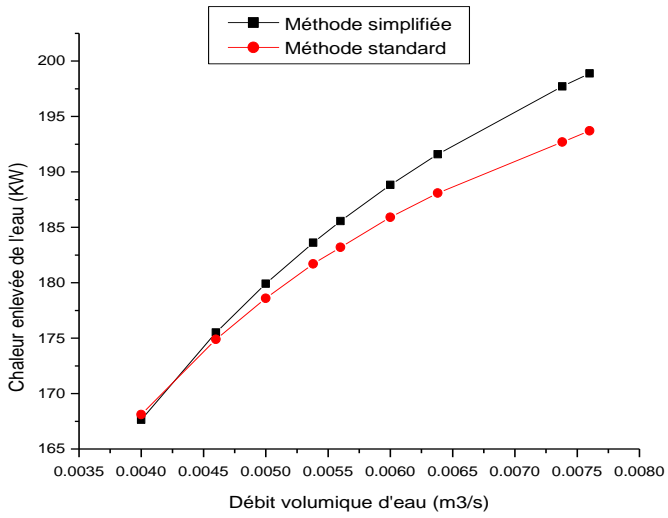
# **Chapitre III**

Résultats Numériques obtenus

**III. Résultats Numériques Obtenus :**

**III.1 Comparaison des résultats pour le premier cas de la méthode Standard et Simplifiée :**

Standard	Simplifiée
<p>- la chaleur enlevée de l'eau <math>Q_{load}</math> en fonction de débit d'air <math>\dot{V}_a</math></p>	
<div style="text-align: center;">  <p><b>Figure III1 :</b> <math>Q_{load}</math> en fonction de <math>\dot{V}_a</math></p> </div>	
<p><b>Remarque :</b>  <b>On a des résultats identiques</b>  <b>Les deux méthodes prévoient une réduction presque linéaire de la chaleur enlevée de l'eau quand le débit d'air est réduit.</b>   <b>Quand le débit d'air diminue, l'écart de la température diminue donc la quantité de chaleur transférée de l'eau à l'air diminue.</b></p>	

Standard	Simplifiée																											
- la chaleur enlevée de l'eau $Q_{load}$ en fonction de débit d'eau $\dot{V}_w$																												
 <p>Figure III.2: <math>Q_{load}</math> en fonction de <math>\dot{V}_w</math></p> <table border="1"><caption>Données estimées du graphique</caption><thead><tr><th>Débit volumique d'eau (m<sup>3</sup>/s)</th><th>Chaleur enlevée de l'eau (KW) - Méthode simplifiée</th><th>Chaleur enlevée de l'eau (KW) - Méthode standard</th></tr></thead><tbody><tr><td>0.0040</td><td>168</td><td>168</td></tr><tr><td>0.0045</td><td>175</td><td>175</td></tr><tr><td>0.0050</td><td>180</td><td>178</td></tr><tr><td>0.0055</td><td>185</td><td>182</td></tr><tr><td>0.0060</td><td>190</td><td>186</td></tr><tr><td>0.0065</td><td>195</td><td>190</td></tr><tr><td>0.0070</td><td>198</td><td>193</td></tr><tr><td>0.0075</td><td>200</td><td>195</td></tr></tbody></table>		Débit volumique d'eau (m <sup>3</sup> /s)	Chaleur enlevée de l'eau (KW) - Méthode simplifiée	Chaleur enlevée de l'eau (KW) - Méthode standard	0.0040	168	168	0.0045	175	175	0.0050	180	178	0.0055	185	182	0.0060	190	186	0.0065	195	190	0.0070	198	193	0.0075	200	195
Débit volumique d'eau (m <sup>3</sup> /s)	Chaleur enlevée de l'eau (KW) - Méthode simplifiée	Chaleur enlevée de l'eau (KW) - Méthode standard																										
0.0040	168	168																										
0.0045	175	175																										
0.0050	180	178																										
0.0055	185	182																										
0.0060	190	186																										
0.0065	195	190																										
0.0070	198	193																										
0.0075	200	195																										
<p><b>Remarque :</b></p> <p><b>On a des résultats presque identiques</b> Les deux méthodes prévoient une réduction de la chaleur enlevée de l'eau quand le débit d'eau est réduit.</p> <p>Quand le débit d'eau diminue, l'écart de la température diminue donc la quantité de chaleur transférée de l'eau à l'air diminue.</p>																												



Standard	Simplifiée
- la chaleur enlevée de l'eau <b><i>Qload</i></b> en fonction de la température de bulbe humide d'entrée <i>Twbsu</i>	

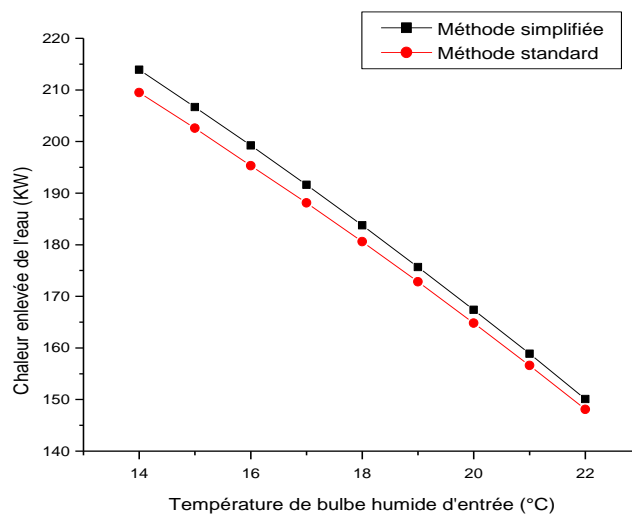


Figure III.3: *Qload* en fonction de *Twbsu*

**Remarque :**

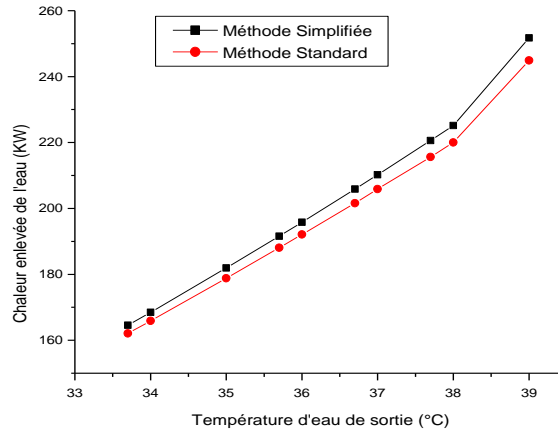
**Les résultats sont presque identiques**

**Les deux méthodes prévoient une augmentation presque linéaire de la chaleur enlevée de l'eau quand la température de bulbe humide est réduite.**

**La température de bulbe humide de l'air, pénétrant dans la tour conditionne la quantité d'eau évaporée et donc la quantité de chaleur transférée de l'eau à l'air.**

Standard	Simplifiée
----------	------------

- la chaleur enlevée de l'eau ***Qload*** en fonction de la température de l'eau d'entrée ***Twsu***



- **Figure.III.4 : *Qload* en fonction de *Twsu***

**Remarque :**

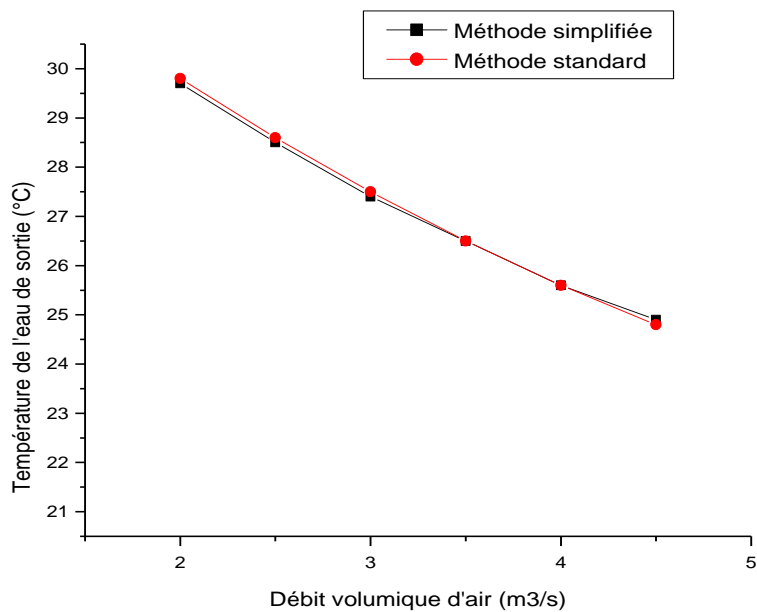
**Les résultats sont presque identiques**

**Les deux méthodes prévoient une réduction de la chaleur enlevée de l'eau quand la température de l'eau d'entrée est réduite.**

**Quand la température de l'eau entrante diminue, la quantité de l'eau évaporée diminue et donc la quantité de chaleur transférée de l'eau à l'air diminue.**

Standard	Simplifiée
----------	------------

- Température de l'eau de sortie  $T_{wex}$  en fonction de débit d'air  $\dot{V}_a$



**Figure III.5 :**  $T_{wex}$  en fonction de  $\dot{V}_a$

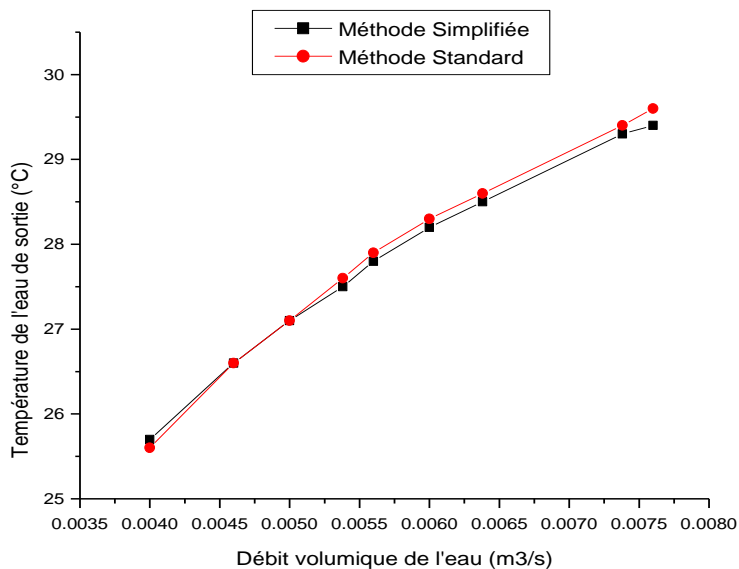
**Remarque :**

**Les résultats sont identiques**

**Les deux méthodes prévoient une augmentation de la température de l'eau de sortie quand le débit d'air est réduit.**

Standard	Simplifiée
----------	------------

- Température de l'eau de sortie  $T_{wex}$  en fonction de débit d'eau  $\dot{V}_w$



**Figure III.6 :**  $T_{wex}$  en fonction de  $\dot{V}_w$

**Remarque :**

**Les résultats sont identiques**

**Les deux méthodes prévoient une diminution de la température de l'eau de sortie quand le débit d'eau est réduit.**

Standard	Simplifiée
----------	------------

- Température de l'eau de sortie  $T_{wex}$  en fonction de la température de bulbe humide d'entrée  $T_{wbsu}$

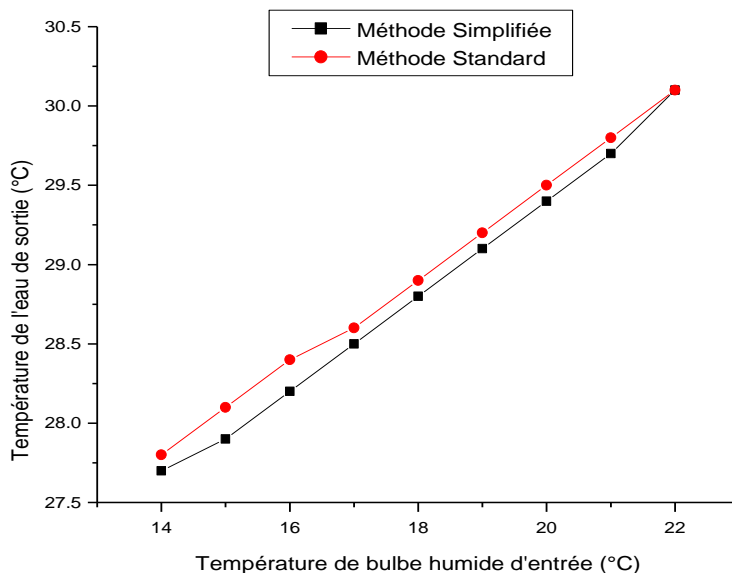


Figure III.7 :  $T_{wex}$  en fonction de  $T_{wbsu}$

**Remarque :**

**Les résultats sont identiques**

**Les deux méthodes prévoient une réduction de la température de l'eau de sortie quand le débit d'air est réduit.**

Standard	Simplifiée
----------	------------

- Puissance de ventilateur requis  $QFAN$  en fonction de débit volumique d'air  $\dot{V}a$

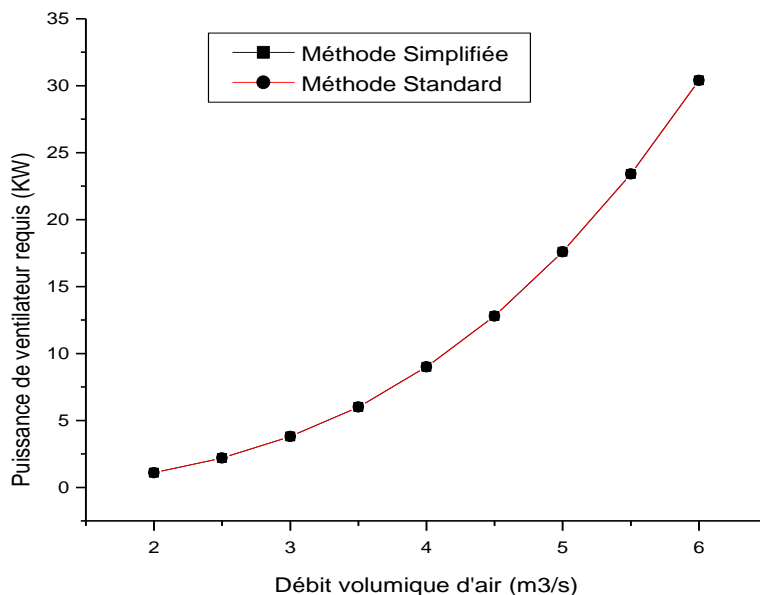
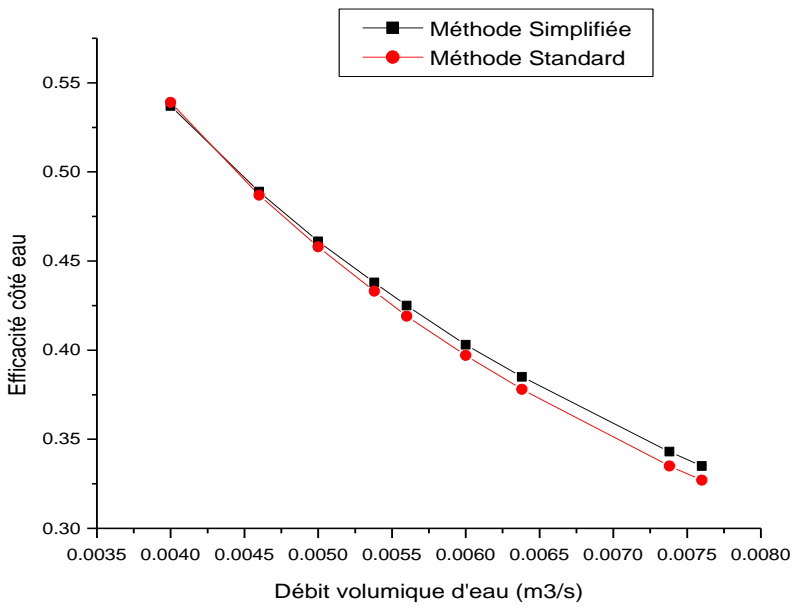


Figure III.8 :  $QFAN$  en fonction de  $\dot{V}a$

**Remarque :**

**Il est à noter que la puissance de ventilateur requis est indépendante du débit volumique d'eau, de la température de bulbe humide d'entrée, de la température de l'eau d'entrée pour le premier cas de la méthode standard.**

**Les deux méthodes prévoient une réduction de la puissance du ventilateur quand le débit d'air est réduit.**

Standard	Simplifiée																											
1. Efficacité côté eau $EFFW$ en fonction de débit volumique d'eau $\dot{V}_w$																												
 <p>Figure III9 : <math>EFFW</math> en fonction de <math>\dot{V}_w</math></p> <table border="1"> <caption>Données estimées du graphique</caption> <thead> <tr> <th>Débit volumique d'eau (<math>\dot{V}_w</math>) (m³/s)</th> <th>Efficacité côté eau (<math>EFFW</math>) - Méthode Simplifiée</th> <th>Efficacité côté eau (<math>EFFW</math>) - Méthode Standard</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0.0040</td> <td>0.54</td> <td>0.54</td> </tr> <tr> <td>0.0045</td> <td>0.49</td> <td>0.49</td> </tr> <tr> <td>0.0050</td> <td>0.46</td> <td>0.46</td> </tr> <tr> <td>0.0055</td> <td>0.43</td> <td>0.42</td> </tr> <tr> <td>0.0060</td> <td>0.40</td> <td>0.39</td> </tr> <tr> <td>0.0065</td> <td>0.38</td> <td>0.37</td> </tr> <tr> <td>0.0070</td> <td>0.35</td> <td>0.34</td> </tr> <tr> <td>0.0075</td> <td>0.34</td> <td>0.33</td> </tr> </tbody> </table>		Débit volumique d'eau ( $\dot{V}_w$ ) (m³/s)	Efficacité côté eau ( $EFFW$ ) - Méthode Simplifiée	Efficacité côté eau ( $EFFW$ ) - Méthode Standard	0.0040	0.54	0.54	0.0045	0.49	0.49	0.0050	0.46	0.46	0.0055	0.43	0.42	0.0060	0.40	0.39	0.0065	0.38	0.37	0.0070	0.35	0.34	0.0075	0.34	0.33
Débit volumique d'eau ( $\dot{V}_w$ ) (m³/s)	Efficacité côté eau ( $EFFW$ ) - Méthode Simplifiée	Efficacité côté eau ( $EFFW$ ) - Méthode Standard																										
0.0040	0.54	0.54																										
0.0045	0.49	0.49																										
0.0050	0.46	0.46																										
0.0055	0.43	0.42																										
0.0060	0.40	0.39																										
0.0065	0.38	0.37																										
0.0070	0.35	0.34																										
0.0075	0.34	0.33																										
<p><b>Remarque :</b>  Les résultats sont presque identiques.  Les deux méthodes prévoient une augmentation de l'efficacité côté eau quand le débit d'eau est réduit.  Le débit d'eau conditionne la température de l'eau de sortie qui intervient sur l'efficacité côté eau.  Quand le débit d'eau diminue, la température de l'eau de sortie diminue elle aussi provoquant l'augmentation de l'efficacité côté eau.</p>																												

Standard	Simplifiée
----------	------------

- Efficacité côté eau *EFFW* en fonction de la température de bulbe humide *T<sub>wbsu</sub>*

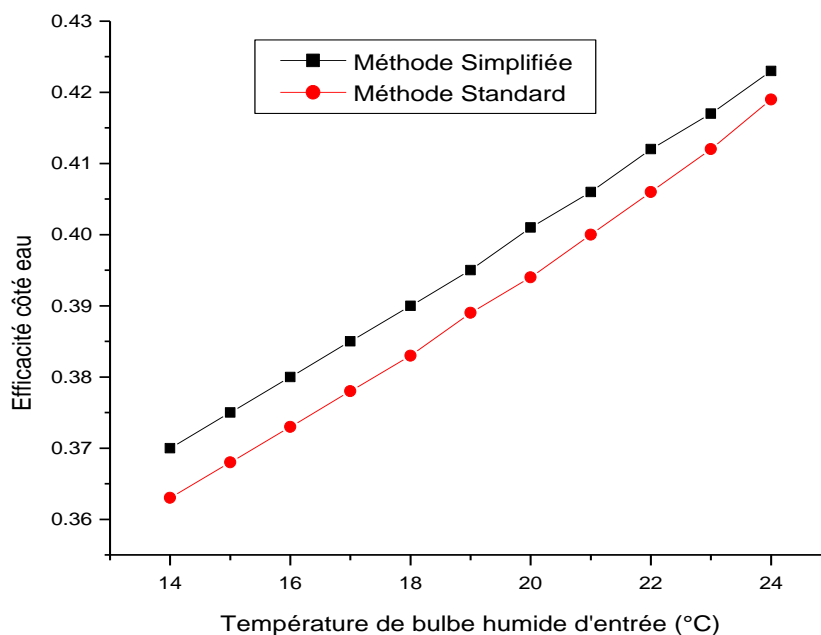


Figure III.10 : *EFFW* en fonction de *T<sub>wbsu</sub>*

**Remarque :**

**Les résultats sont presque identiques.**

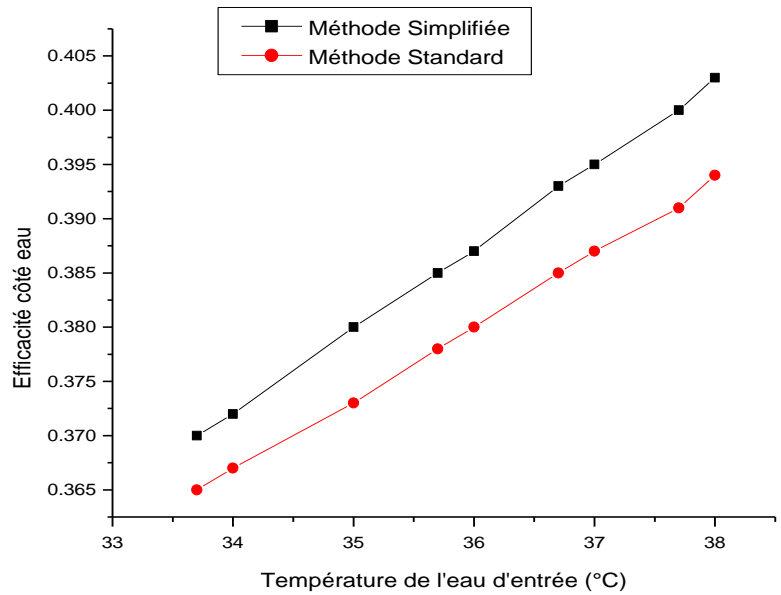
**Les deux méthodes prévoient une diminution de l'efficacité côté eau quand la température de bulbe humide est réduite.**

**L'efficacité côté eau est conditionné par l'approche c'est-à-dire la différence entre la température d'eau froide et celle de bulbe humide d'air.**



Standard	Simplifiée
----------	------------

- Efficacité côté eau *EFFW* en fonction de la température de l'eau d'entrée *T<sub>wsu</sub>*



**Figure III11** : *EFFW* en fonction de *T<sub>wsu</sub>*

**Remarque :**

**Les résultats sont presque identiques**

**Les deux méthodes prévoient une diminution de l'efficacité côté eau quand la température de l'eau d'entrée est réduite.**

**L'efficacité côté eau est conditionné par l'approche c'est-à-dire la différence entre la température d'eau froide et celle de bulbe humide d'air.**

Standard	Simplifiée
----------	------------

- Efficacité côté eau *EFFA* en fonction de débit volumique d'air  $\dot{V}_a$

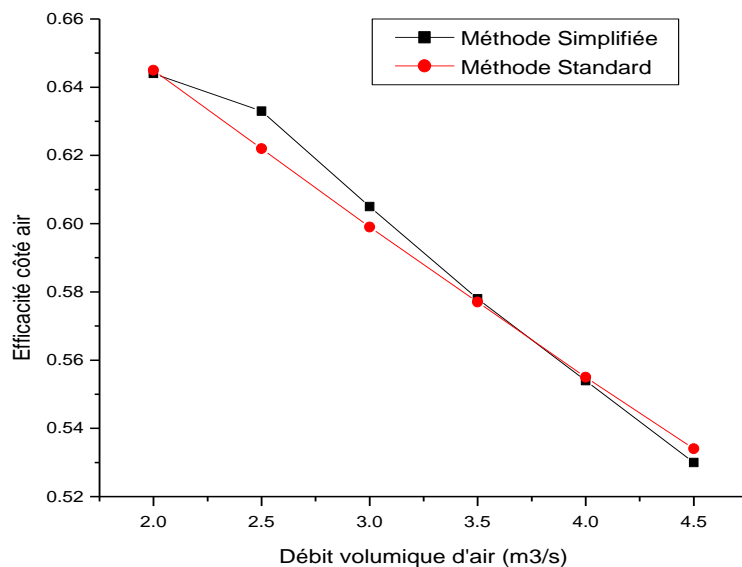
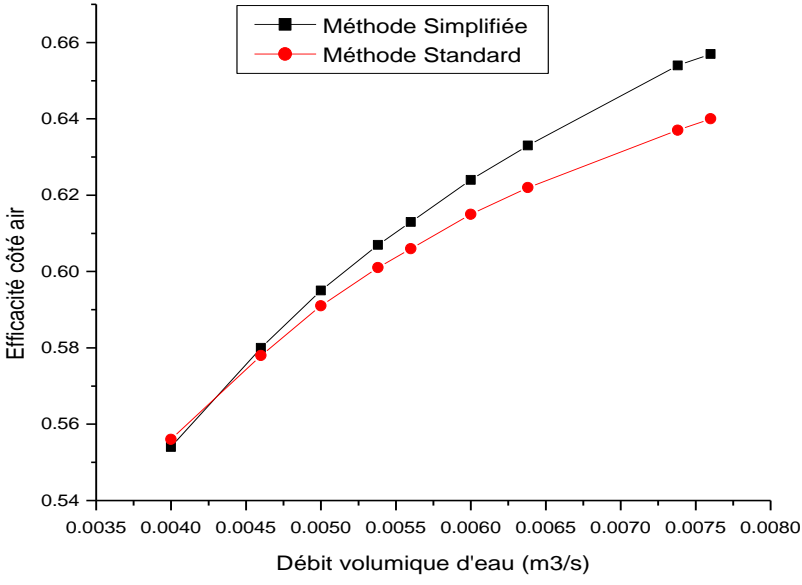


Figure III.12 : *EFFA* en fonction de  $\dot{V}_a$

**Remarque :**

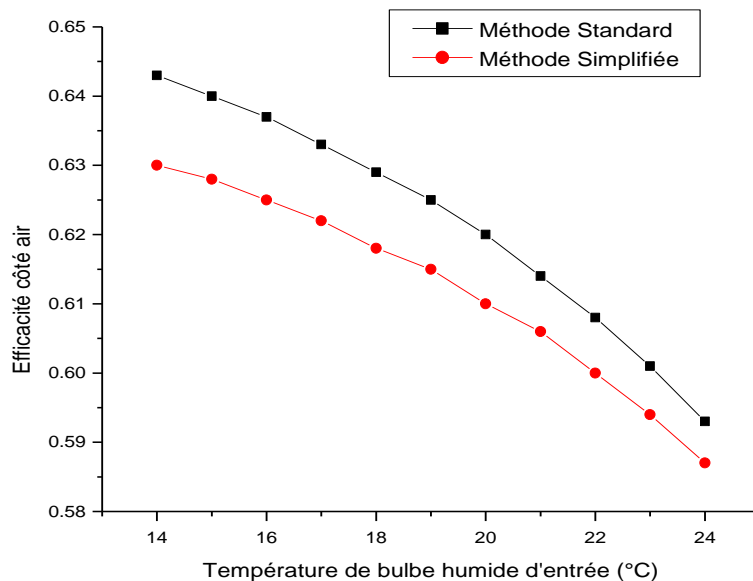
Les résultats sont presque identiques.

Les deux méthodes prévoient une augmentation de l'efficacité côté air quand le débit d'air est réduit.

Standard	Simplifiée
<p>- Efficacité côté eau <i>EFFA</i> en fonction de débit volumique d'eau <math>\dot{V}_w</math></p>	
 <p>Figure III.13: <i>EFFA</i> en fonction de <math>\dot{V}_w</math></p>	
<p><b>Remarque :</b>  <b>Les résultats sont presque identiques.</b></p> <p>Les deux méthodes prévoient une diminution de l'efficacité côté air quand le débit d'eau est réduit.</p>	

Standard	Simplifiée
----------	------------

- Efficacité côté eau *EFFA* en fonction de la température de bulbe humide *T<sub>wbsu</sub>*



**Figure III.14** : *EFFA* en fonction de *T<sub>wbsu</sub>*

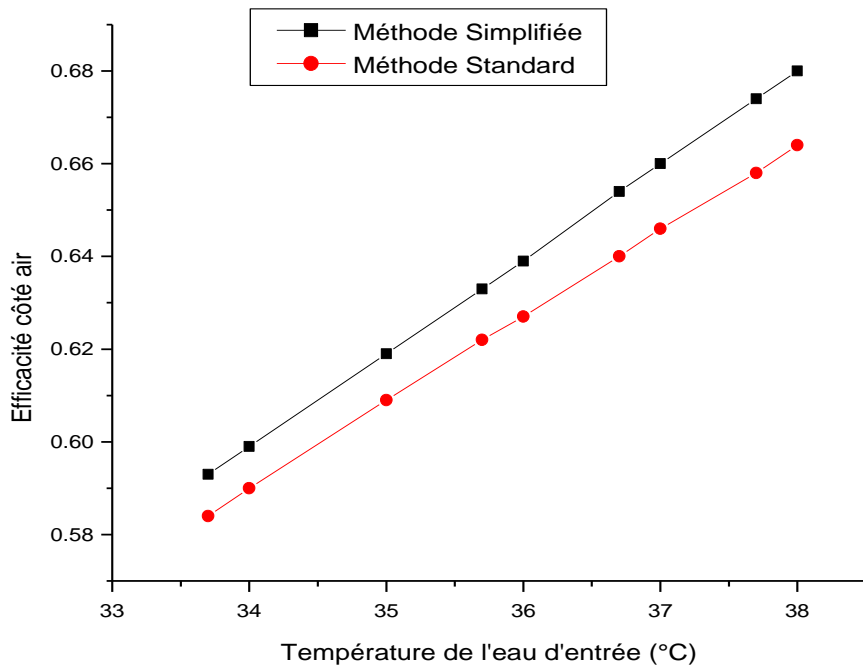
**Remarque :**

**Les résultats sont presque identiques**

**Les deux méthodes prévoient une augmentation de l'efficacité côté air quand la température de bulbe humide est réduite.**

Standard	Simplifiée
----------	------------

- Efficacité côté eau *EFFA* en fonction de la température de l'eau d'entrée *T<sub>wsu</sub>*



**Figure III.15 :** *EFFA* en fonction de *T<sub>wsu</sub>*

**Remarque :**

**Les résultats sont presque identiques.**

**Les deux méthodes prévoient une réduction linéaire de l'efficacité côté air quand la température de l'eau d'entrée est réduite.**

### Discussion des résultats :

Les catalogues fournis par les constructeurs ne délivrent pas les moyens de validation expérimentales de la méthode simplifiée dans le cas 1, aussi nous avons pris la méthode standard comme référence parce qu'elle reproduit très bien les données des documents des fabricants d'après HVAC [1].

Les résultats obtenus pour le premier cas de la méthode standard et de la méthode simplifiée modifiée, pour une tour de refroidissement, et pour une condition de fonctionnement de design donnée, sont montrés dans la figure III2, la chaleur enlevée en fonction de débit d'eau à travers la tour de refroidissement pour des états donnés d'admission d'air.

Les différences considérables entre les deux méthodes sont évidentes. Les figures III3, et III4 montrent la même comparaison avec des débits constants et la température de l'eau variable d'admission ou la température de bulbe humide d'air d'admission.

Dans ces situations les deux méthodes donnent des résultats acceptables.

Sur la figure III1 la chaleur enlevée de l'eau est montrée en fonction de débit massique d'air.

Les deux méthodes prévoient une réduction presque linéaire de la chaleur enlevée quand le débit massique d'air est réduit. C'est dû au fait que l'efficacité de côté air change très peu quand le débit de masse d'air est changé.

Et nous avons comparé aussi la température de l'eau de sortie, la puissance de ventilateur, l'efficacité côté eau, l'efficacité côté air, en fonction de débit d'air, en fonction de débit d'eau, en fonction de température de bulbe humide d'entrée, en fonction de température de l'eau d'entrée.

### BIBLIOGRAPHIE

- [1] P.ARNEODO, V.GIARTO. , A.MAZZA  
System simulation, International Energy Agency, 1990.
  
- [2] Dominique Hantz, Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielle et tertiaires, Groupe de travail CETIAT, 2005.
  
- [3] A.LIBERT, Le calcul des charges calorifiques en conditionnement d'air ,Numéro spécial de chaud –froid-plomberie, Édit.E.D.I.P.A 1966.
  
- [4] JEAN LEBRUN , Thermodynamique Appliquée ,Notes de cours ;Liège, Janvier 1989.
  
- [5] Michel FEIDT, Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés, Technique et documentation, Lavoisier Paris.
  
- [6] A.MOHIER, Thermodynamique, Édit. DELAGRAVE Paris 1965.
  
- [7] R. Gicquel, Fiche –guide de TD sur la modélisation de tours de refroidissement ,mai 2006.
  
- [8] Pascal STABAT, Dominique MARCHIO, Tour aéroréfrigérante humide ouverte, CENERG École des Mines de Paris, version1.2 du 2 août 2001.
  
- [9] BALTIMORE Aircoil, Avenir des refroidisseurs d'eau atmosphériques, B.A.C.BALTICARE 2004.
  
- [10] BALTIMORE Aircoil, Tours de refroidissement à circuit ouvert, B.A.C.BALTICARE ,2004.
  
- [11] H.C. PEITSMAN, U.J.NICOLAS, System simulation 'Liquid chilling system', TNO Institute of Applied Physics, April 19,1988.
  
- [12] Refroidissement évaporatif et Legionella, Institut International du Froid, Février 2006.

- [13] Jean Castaing- Lasvignottes ,Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur, Université de Pau et des Pays de l'Adour.
- [14] Dr. Abdelkrim HADAD, Transferts thermiques ,Dar-El-Djazairai, Alger 2001.
- [15] Pascal TOBALY, Echangeurs de chaleur, 14 Mars 2002.
- [16] A. BONTEMPS, A.GARRIGUE, J.HUETZ, C.GOUBIER, Echangeurs de chaleur, Techniques de l'ingénieur.
- [17] H.HOTMAN, Phénomènes de transfert de chaleur et de masse, Ecole polytechniques fédérale de Lausanne.
- [18] C. Michèle MERCHAT, Guide de formation à la gestion du risque de prolifération des légionnelles dans les installations de refroidissement par dispersion d'eau dans un flux d'air, Février 2005.
- [19] Comment améliorer l'efficacité énergétique des équipements frigorifiques, Institut International du Froid, Novembre 2003.



**I. Liste des tableaux**

*I.1 Étude de l'effet de différents paramètres pour le premier cas de la Méthode Standard et la méthode Simplifiée:*

Tab.I.1. Influence de débit d'air pour méthode Standard

<b>Débit volumique d'air</b>	6 valeurs	<b>input</b>
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	<b>input</b>
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

<b>Débit volumique d'air [m<sup>3</sup>/s]</b>	La chaleur enlevée de l'eau [KW]	Température de l'eau de sortie [°C]	Puissance de ventilateur requis [KW]	Rapport de débit Massique [eau/air]	Efficacité Coté eau	Efficacité Coté air
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
2	156.0	29.8	1.1	2.668	0.313	0.645
2.5	188.1	28.6	2.2	2.134	0.378	0.622
3.0	217.5	27.5	3.8	1.779	0.437	0.599
3.5	244.2	26.5	6	1.525	0.491	0.577
4	268.8	25.6	9	1.334	0.540	0.555
4.5	290.9	24.8	12.8	1.186	0.584	0.334

## Annexe I

---

Tab.I.2 Influence de débit d'air pour méthode Simplifiée

CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
Température de l'eau de sortie	29.7°C	<b>input</b>
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	<b>input</b>
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
CONDITIONS DE DESIGN		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'air</b>	6 valeurs	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

Débit volumique d'air [m <sup>3</sup> /s]	La chaleur enlevée de l'eau [KW]	Température de l'eau de sortie [°C]	Puissance de ventilateur requis [KW]	Rapport de débit Massique [air/eau]	Efficacité Coté eau	Efficacité Coté air
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
2	160.58	29.7	1.1	0.375	0.323	0.644
2.5	191.6	28.5	2.2	0.469	0.385	0.633
3.0	219.64	27.4	3.8	0.562	0.441	0.605
3.5	244.99	26.5	6	0.656	0.492	0.578
4	267.92	25.6	9	0.750	0.538	0.554
4.5	288.65	24.9	12.8	0.843	0.580	0.530

Tab.I.3 Influence de débit d'eau pour la méthode Standard :

Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	<b>input</b>
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'EAU</b>	10 valeurs	<b>input</b>

<b>Débit volumique d'eau</b> [m <sup>3</sup> /s]	La chaleur enlevée de l'eau [KW]	Température de l'eau de sortie [°C]	Puissance de ventilateur requis [KW]	Rapport de débit Massique [eau/air]	Efficacité Coté eau	Efficacité Coté air
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
4 e-3	168.1	25.6	2.2	1.338	0.539	0.556
4.6 e-3	174.9	26.6	2.2	1.539	0.487	0.578
5 e-3	178.6	27.1	2.2	1.673	0.458	0.591
5.38 e-3	181.7	27.6	2.2	1.8	0.433	0.601
5.6 e-3	183.2	27.9	2.2	1.873	0.419	0.606
6 e-3	185.9	28.3	2.2	2.001	0.397	0.615
6.38 e-3	188.1	28.6	2.2	2.134	0.378	0.622
7.38 e-3	192.7	29.4	2.2	2.469	0.335	0.637
7.60 e-3	193.7	29.6	2.2	2.543	0.327	0.640
8 e-3	195.0	29.9	2.2	2.676	0.312	0.645

Tab.I.4 Influence de débit d'eau pour la méthode Simplifiée :

CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
Température de l'eau de sortie	29.7°C	<b>input</b>
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	<b>input</b>
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
CONDITIONS DE DESIGN		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'eau</b>	10 valeurs	<b>input</b>

Débit volumique d'eau [m <sup>3</sup> /s]	La chaleur enlevée de l'eau [KW]	Température de l'eau de sortie [°C]	Puissance de ventilateur requis [KW]	Rapport de débit Massique [air/eau]	Efficacité Coté eau	Efficacité Coté air
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
4 e-3	167.63	25.7	2.2	0.747	0.537	0.554
4.6 e-3	175.5	26.6	2.2	0.650	0.489	0.580
5 e-3	179.92	27.1	2.2	0.598	0.461	0.595
5.38 e-3	183.62	27.5	2.2	0.556	0.438	0.607
5.6 e-3	185.57	27.8	2.2	0.534	0.425	0.613
6 e-3	188.83	28.2	2.2	0.498	0.403	0.624
6.38 e-3	191.6	28.5	2.2	0.469	0.385	0.633
7 .38 e-3	197.72	29.3	2.2	0.405	0.343	0.654
7 .60 e-3	198.88	29.4	2.2	0.393	0.335	0.657
8 e-3	200.85	29.7	2.2	0.374	0.322	0.644

Tab.I.5 Influence de la température de bulbe humide d'entrée pour la méthode Standard :

Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	<b>input</b>
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<b>Température de bulbe humide d'entrée</b>	10 valeurs	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

Température de bulbe humide d'entrée [°C]	La chaleur enlevée de l'eau [KW]	Température de l'eau de sortie [°C]	Puissance de ventilateur requis [KW]	Rapport de débit Massique [eau/air]	Efficacité Coté eau	Efficacité Coté air
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
14	209.5	27.8	2.2	2.105	0.363	0.630
15	202,6	28,1	2,2	2,115	0,368	0,628
16	195,3	28,4	2,2	2,125	0,373	0,625
17	188,1	28,6	2,2	2,134	0,378	0,622
18	180,6	28,9	2,2	2,145	0,383	0,618
19	172,8	29,2	2,2	2,155	0,389	0,615
20	164.8	29.5	2.2	2.165	0.390	0.610
21	156.6	29.8	2.2	2.176	0.400	0.606
22	148.1	30.1	2.2	2.187	0.406	0.600
23	139.4	30.4	2.2	2.198	0.412	0.594
24	130.4	30.8	2.2	2.209	0.419	0.587

Tab.I.6 Influence de la température de bulbe humide d'entrée pour la méthode Simplifiée :

CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
Température de l'eau de sortie	29.7°C	<b>input</b>
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	<b>input</b>
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
CONDITIONS DE DESIGN		
<b>Température de bulbe humide d'entrée</b>	10 valeurs	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

Température de bulbe humide d'entrée [°C]	La chaleur enlevée de l'eau [KW]	Température de l'eau de sortie [°C]	Puissance de ventilateur requis [KW]	Rapport de débit Massique [air/eau]	Efficacité Coté eau	Efficacité Coté air
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
14	213.92	27.7	2.2	0.469	0.370	0.643
15	206.68	27.9	2,2	0.469	0.375	0.640
16	199.24	28.2	2,2	0.469	0.380	0.637
17	191.6	28.5	2,2	0.469	0.385	0.633
18	183.75	28.8	2,2	0.469	0.390	0.629
19	175.68	29.1	2,2	0.469	0.395	0.625
20	167.39	29.4	2,2	0.469	0.401	0.620
21	158.86	29.7	2,2	0.469	0.406	0.614

## Annexe I

22	150.1	30.1	2,2	0.469	0.412	0.608
23	141.08	30.4	2,2	0.469	0.417	0.601
24	131.79	30.7	2,2	0.469	0.423	0.593

Tab.I.7 Influence de la température de l'eau d'entrée pour la méthode Standard :

Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	<b>input</b>
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
<b>Température de l'eau d'entrée</b>	10 valeurs	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

Température de l'eau d'entrée [°C]	La chaleur enlevée de l'eau [KW]	Température de l'eau de sortie [°C]	Puissance de ventilateur requis [KW]	Rapport de débit Massique [eau/air]	Efficacité Coté eau	Efficacité Coté air
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
33.7	162.1	27.6	2.2	2.134	0.365	0.584
34	165.9	27.8	2.2	2.134	0.367	0.590
35	178.8	28.3	2.2	2.134	0.373	0.609
35.7	188.1	28.6	2.2	2.134	0.378	0.622
36	192.1	28.8	2.2	2.134	0.380	0.627
36.7	201.6	29.1	2.2	2.134	0.385	0.640
37	205.9	29.3	2.2	2.134	0.387	0.646
37.7	215.6	29.6	2.2	2.134	0.391	0.658
38	220	29.7	2.2	2.134	0.394	0.664
39	244.9	30.5	2.2	2.134	0.405	0.695

Tab.I.8 Influence de la température de l'eau d'entrée pour la méthode Simplifiée :

CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	<b>input</b>
Température de l'eau de sortie	29.7°C	<b>input</b>
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	<b>input</b>
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
CONDITIONS DE DESIGN		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	<b>input</b>
Température de l'eau d'entrée	10 valeurs	<b>input</b>
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

Température de l'eau d'entrée [°C]	La chaleur enlevée de l'eau [KW]	Température de l'eau de sortie [°C]	Puissance de ventilateur requis [KW]	Rapport de débit Massique [air/eau]	Efficacité Coté eau	Efficacité Coté air
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
33.7	164.56	27.5	2.2	0.469	0.370	0.593
34	168.49	27.7	2.2	0.469	0.372	0.599
35	181.91	28.2	2.2	0.469	0.380	0.619
35.7	191.60	28.5	2.2	0.469	0.385	0.633
36	195.82	28.6	2.2	0.469	0.387	0.639
36.7	205.85	29.0	2.2	0.469	0.393	0.654
37	210.23	29.1	2.2	0.469	0.395	0.660
37.7	220.62	29.4	2.2	0.469	0.400	0.674
38	225.15	29.5	2.2	0.469	0.403	0.680
39	251.76	30.2	2.2	0.469	0.417	0.714