



Département de Génie Mécanique
Société Algérienne de Production d'électricité

Mémoire de projet de fin d'études
pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Modélisation et analyse des performances
d'une tour de refroidissement humide pour
une centrale thermique de 176 MWe

Réalisé par :

Tinehinene MAKEFAL

Sous la direction de :

M. H.BENNOUR

MA-A, ENP

Présenté et soutenu publiquement le 9 juillet 2019

Composition du Jury :

Président :

M. S.LARBI

Professeur, ENP

Examineur :

M. S.DJELLAL

MCB, ENP

Promoteur :

M. H.BENNOUR

MA-A, ENP

Co-Promoteur :

M. KLAI

Ing. Prod, SPE



Département de Génie Mécanique
Société Algérienne de Production d'électricité

Mémoire de projet de fin d'études
pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Modélisation et analyse des performances
d'une tour de refroidissement humide pour
une centrale thermique de 176 MWe

Réalisé par :

Tinehinene MAKEFAL

Sous la direction de :

M. H.BENNOUR

MA-A, ENP

Présenté et soutenu publiquement le 9 juillet 2019

Composition du Jury :

Président :

M. S.LARBI

Professeur, ENP

Examineur :

M.S.DJELLAL

MCB, ENP

Promoteur :

M.H.BENNOUR

MA-A, ENP

Co-Promoteur :

M.KLAI

Ing. Prod, SPE

ملخص

في هذا المشروع، سيتم تحديد أبعاد برج التبريد الرطب الذي يستخدم مياه البحر لجزء من محطة توليد الطاقة الكهربائية في رأس جنات، وسيتم تحليل أدائها باستخدام نموذج مفصل لبرج التبريد الرطب ذو السريان المعاكس. سيأخذ النموذج في عين الاعتبار عمليات تبادل الطاقة و الكتلة ودمج خصائص مياه البحر التي تعتمد على الملوحة. سيتم تحليل النتائج وسيتم استخلاص استنتاجات حول تأثير ذلك على الطاقة والأداء البيئي لمحطة التوليد

الكلمات المفتاحية: برج التبريد ، مياه البحر ، التيار المعاكس ، تبادل ، الطاقة ، الكتلة

Abstract

In this project, the design of a natural draft, seawater cooling tower, applied to the Ras-Djinet thermal power plant, is investigated using a detailed model of a counterflow wet cooling tower. The model takes into consideration the coupled heat and mass transfer processes and incorporates the most up-to-date seawater properties in the literature. The results will be analyzed and conclusions will be drawn about the impact that this could have on the performance and environment of the power plant.

Key words : cooling tower, seawater, counterflow, transfer, heat, mass.

Résumé

Dans ce projet, une tour de refroidissement humide à tirage naturel utilisant l'eau de mer sera dimensionnée pour une tranche de la centrale thermique à vapeur de Ras-Djinet, ses performances seront analysées à l'aide d'un modèle détaillé d'une configuration de tour à contre-courant. Le modèle prendra en compte le couplage des processus de transfert de chaleur et de masse et intégrera les propriétés d'eau de mer dépendantes de la salinité. Les résultats seront analysés et des conclusions seront tirées sur l'impact que cela pourrait avoir sur les performances énergétiques et environnementales de la centrale.

Mots clés : tour de refroidissement, eau de mer, contre-courant, transfert, chaleur, masse.

DEDICACES

Je dédie ce travail à tous ceux qui me sont très chers,

A mes très chers parents

Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer la profondeur des sentiments d'affection, d'estime et de respect que je vous porte, pour l'amour dont vous m'avez toujours comblée, l'éducation et le bien être que vous m'assurez, pour votre soutien, vos prières et vos innombrables sacrifices.

Que cet humble travail soit l'exaucement de vos vœux tant formulés et que Dieu, le Tout Puissant, puisse vous accorder santé, bonheur et longue vie.

A ma sœur, mon frère et à toute ma famille

A tous mes amis

REMERCIEMENTS

Après avoir rendu grâce à Dieu le Tout puissant et Miséricordieux, je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon promoteur Monsieur H. BENNOUR pour son aide, sa disponibilité et ses précieux conseils. Lui qui n'a pas cessé de m'encourager pendant toute la durée du projet, je le remercie ainsi pour sa générosité, l'intérêt qu'il a toujours porté à l'égard de mon travail et la confiance qu'il m'a témoigné. Soyez assuré de ma sincère reconnaissance et veuillez trouver ici l'expression de ma profonde et respectueuse gratitude.

Par la même occasion, je voudrais remercier mon co-promoteur Monsieur KLAI pour la documentation qu'il a mis à ma disposition et qui m'a été d'une très grande utilité.

Finalement, j'aimerais remercier Monsieur S.LARBI, président de jury et Monsieur S.DJELLAL, examinateur pour avoir accepté d'examiner et de juger mon travail, ainsi que tous les enseignants qui ont contribué à ma formation, à leur tête ceux du département de Génie mécanique.

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES

LISTE DES TABLEAUX

NOMENCLATURE

SYMBOLES GRECS

INDICES

INTRODUCTION GENERALE	13
Chapitre 1 : Présentation des tours de refroidissement humides	
Introduction	16
1.1. Principes de fonctionnement et types de tours	16
1.1.1. Eléments principaux d'une tour de refroidissement humide	18
Conclusion	25
Chapitre 2 : Utilisation de l'eau de mer dans les systèmes de refroidissement: Propriétés physiques et problèmes opératoires	
Introduction	27
2.1. Propriétés thermo-physiques de l'eau de mer	27
2.1.1. Pression de vapeur	28
2.1.2. Chaleur spécifique	28
2.1.3. Masse volumique	29
2.1.4. Viscosité	31
2.1.5. Tension superficielle	31
2.1.6. Conductivité thermique	32
2.2. Problèmes associés à l'utilisation des tours humides	33
2.2.1. Effets environnementaux	33
Effet des purges	33
Effet du primage	34
Effet du bruit	34
Effet du panache	35
2.2.2. Problèmes opérationnels	35
Le tartre	35
L'encrassement	36
La croissance microbologique	36
La corrosion	36
Conclusion	37
Chapitre 3 : Théorie du refroidissement par voie humide	
Introduction	39

3.1. Equations générales des échanges air/eau	39
3.1.1. Modèle physique des phénomènes de transfert dans la tour humide	39
Transfert de chaleur et de masse	40
3.2. Modèle de Merkel	44
Diagramme enthalpie-température de l'air humides selon le modèle de Merkel	45
Fig.3.3 : Diagramme enthalpie-température de l'air humides selon le modèle de Merkel	45
3.3. Modèle de Poppe	46
3.3.1. Modèle de Poppe pour le cas insaturé ou saturé	46
3.3.2. Modèle de Poppe pour le cas sursaturé	47
Conclusion	48
Chapitre 4 : Modélisation de la tour de refroidissement humide à tirage naturel en tenant compte des trois zones d'échange	
Introduction	50
4.1. Représentation du modèle de Kröger	50
4.1.1. Coefficients de transfert et des pertes de charge dans la zone de dispersion	50
4.1.2. Coefficients de transfert et des pertes de charge dans la zone de pluie	52
4.1.3. Coefficients de transfert et des pertes de charge dans la zone de pulvérisation	53
4.1.4. Etablissement et exploitation de l'équation de tirage	53
4.2. Organigramme de résolution	57
Conclusion	61
Chapitre 5 : Application à une tranche de la centrale thermique de Ras-Djinet de puissance nominale 176 MWe	
Introduction	63
5.1. Conditions nominales de dimensionnement	63
5.2. Paramètres d'analyse	64
5.3. Performances de la tour	65
5.3.1. Effet de la salinité sur les performances de la tour	66
5.3.2. Effet du taux de distribution G_w	69
Conclusion	79
Références bibliographiques	82
Annexe	84

LISTE DES TABLEAUX

Tableau.5. 1: Récapitulatif des données de dimensionnement	64
Tableau.5. 2 : Dimensions de la tour et paramètres opératoires nominaux.....	73
Tableau.5. 3 : Résultats de l'analyse de la sensibilité de la tour aux conditions ambiantes	75

LISTE DES FIGURES

Fig.1.1 : Tour sèche (à gauche) et tour humide (à droite) à tirage naturel

Fig.1.2 : Schéma de principe d'une tour de refroidissement humide à contre-courant à tirage mécanique

Fig.1.3 : Schéma de principe d'une tour humide à contre-courant à tirage mécanique

Fig.1.4 : Corps d'échange avec canaux verticaux [10]

Fig.1.5 : Corps d'échange avec canaux à gouttes [10]

Fig.1.6 : Exemple de pare-gouttelettes [10]

Fig.1.7 : Système de dispersion de l'eau à refroidir [10]

Fig.1.8 : Exemples de bassin de rétention avec point de vidange [10]

Fig.1.9 : Centrale nucléaire munie d'un circuit de refroidissement fermé avec tour de refroidissement humide

Fig.1.10 : Centrale nucléaire munie d'un circuit de refroidissement ouvert avec tour de refroidissement humide

Fig.1.11 : Deux configurations de tours hybrides à tirage mécanique : (a) Les batteries sèches et humides sont parallèles ; (b) Les batteries sont en série

Fig.1.12 : Différents types de tours de refroidissement

Fig.2.1 : Rapport des pressions de vapeur saturante en fonction de la salinité

Fig.2.2 : Chaleur spécifique de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

Fig.2.3 : Masse volumique de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

Fig.2.4 : Viscosité de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

Fig.2.5 : Tension superficielle de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

Fig.2.6 : Conductivité thermique de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

Fig.3.1 : Ecoulement d'air ascendant le long d'un film d'eau vertical (a) et autour d'une gouttelette (b)

Fig.3.2 : Volume de contrôle élémentaire (a) et les conditions aux limites de la dispersion(b)

Fig.4.1 : Schéma d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel montrant les trois zones du modèle de calcul utilisé

Fig.4.2: Procédure de résolution des équations de Merkel

Fig.4.3 : Organigramme de résolution

Fig.5.1: Schéma d'une tranche de la centrale thermique

Fig.5.2 : Evolution de l'efficacité de la tour en fonction de la salinité de l'eau

Fig.5.3: Evolution de la charge thermique de la tour en fonction de la salinité

Fig.5.4: Evolution du rendement avec la salinité

Fig.5.5: Evolution du débit d'air en fonction de la salinité

Fig.5.6 : Courbes d'évolution de l'humidité spécifique à l'entrée et à la sortie de la tour et de la température du bulbe humide à l'entrée en fonction de la salinité

Fig.5.7 : Evolution de l'enthalpie de l'air à la sortie avec le taux de distribution G_w et son effet sur les dimensions de la tour

Fig.5.8 : Evolution de la charge thermique de la tour en fonction du taux de distribution G_w

Fig.5.9 : Courbes d'évolution du nombre de Merkel et de l'humidité spécifique à la sortie en fonction de la hauteur du garnissage

Fig.5.10 : Evolution des températures de l'eau et de l'air à la sortie de la tour en fonction de la hauteur du garnissage

Fig.5.11 : Evolution de la charge thermique et du débit d'air en fonction de la hauteur du garnissage

Fig.5.12 : Evolution du rapport des débits, du rendement et de l'efficacité en fonction de la hauteur du garnissage

Fig.5.13 : Evolution des dimensions principales de la tour en fonction de la hauteur du garnissage

Fig.5.14 : Evolution de la température de l'air à la sortie de la tour en fonction des conditions ambiantes

Fig.5.15 : Evolution de la température de l'eau à la sortie de la tour en fonction des conditions ambiantes

Fig.5.16 : Evolution du débit d'air en fonction des conditions ambiantes

Fig.5.17 : Evolution de la charge thermique en fonction des conditions ambiantes

Fig.5.18 : Evolution de l'efficacité en fonction des conditions ambiantes

Fig.5.19 : Evolution du rendement en fonction des conditions ambiantes

NOMENCLATURE

A	Surface d'échange	(m^2)
a	Surface volumique	(m^{-1})
CF	Facteur de correction	$(-)$
C_p	Chaleur spécifique	$(kJ/kg K)$
d	Diamètre	(m)
D_m	Coefficient de diffusion	(m^2/s)
Fr_D	Nombre de Froud	$(-)$
G	Débit massique par unité de surface	$(kg/s/m^2)$
g	Accélération gravitationnelle	(m/s^2)
H	Hauteur	(m)
h	Coefficient de transfert de chaleur	(W /m^2K)
h_m	Coefficient de transfert de masse	(kg/m^2s)
i	Enthalpie spécifique	(kJ/kg)
i''	Enthalpie de l'air saturé	(kJ/kg)
i'''	Enthalpie de l'air sursaturé	(kJ/kg)
i_{fg}	Chaleur latente de vaporisation	(kJ/kg)
K	Coefficient des pertes de charge	$(-)$
K_{sw}	Conductivité thermique de l'eau de mer	$(W / m K)$
L	longueur	(m)
Le	Nombre de Lewis	$(-)$
M	Masse molaire	(g/mol)
\dot{m}	Débit massique	(kg/s)
Me	Nombre de Merkel	$(-)$
Me_p	Nombre de Merkel pour les équations de Poppe	$(-)$
P	Pression	(Pa)
Q	Charge thermique	(MW)
R	Variation	$(^{\circ}C)$
R	Constante des gaz	$(J/mol K)$
r	Rayon	(m)
S	Salinité	(g/kg)

Sc	Nombre de Schmidt	(—)
T	Température	(K)
t	Température	(°C)
V	Vitesse de l'air dans la dispersion	(m/s)
X	Fraction molaire	(—)

SYMBOLES GRECS

Δ	Différence	(—)
α_k	Coefficient d'énergie cinétique	(—)
δ	Erreur résiduelle	(—)
ε	Efficacité	(%)
η	Rendement	(%)
μ	Viscosité	(kg/m s)
ω	Humidité spécifique	(kg d'air humide/kg d'air sec)
ω''	Humidité spécifique de l'air saturé	(kg d'air humide/kg d'air sec)
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
σ	Tension superficielle	(N/m ²)

INDICES

a	Air
app	Approche
ct	Tour de refroidissement
ctc	Contraction de la tour de refroidissement
cte	Expansion de la tour de refroidissement
d	Gouttelette
de	Séparateur de gouttelettes
fi	Corps d'échange
fr	Frontal
fs	Supports du corps d'échange
hi	Bulbe humide
∞	Air extérieur
i	Entrée

<i>ma</i>	Mélange air/vapeur
<i>o</i>	Sortie
<i>rz</i>	Zone de pluie
<i>s</i>	salinité
<i>sat</i>	Saturation
<i>sp</i>	Zone de pulvérisation
<i>sw</i>	Eau de mer
<i>t</i>	Total
T_a	A la température de l'air
<i>to</i>	Sortie de la tour
<i>ts</i>	Supports de la tour de refroidissement
T_w	A la température de l'eau
<i>v</i>	Vapeur
<i>w</i>	Eau
<i>wd</i>	Réseau de distribution de l'eau

INTRODUCTION GENERALE

Habituellement, les centrales thermiques à vapeur sont implantées à proximité des sources pouvant les alimenter abondamment en eau de refroidissement : de grands lacs naturels, des rivières dotées d'un débit assez large tout au long de l'année, ou une mer (un océan). Une fois que l'eau est utilisée pour condenser la vapeur, elle doit rejoindre la même source de laquelle elle a été puisée. Cette façon d'utiliser l'eau pour le refroidissement des grandes centrales thermiques pose aujourd'hui un certain nombre de problèmes.

Premièrement, dans le cas des lacs et des rivières, ces sources sont de plus en plus saturées. Avec la multiplication du nombre de centrales qui utilisent leur eau, la quantité d'énergie totale qu'elles sont appelées à absorber fait monter leur température, et cette pollution thermique perturbe dangereusement leurs écosystèmes. Deuxièmement, avec les changements climatiques, les régimes saisonniers de ces lacs et rivières ne sont pas suffisamment prévisibles pour constituer une garantie sur la base de laquelle on pourrait projeter et réaliser de grandes centrales, dont la durée de vie dépasse souvent une quarantaine d'années.

Dans le cas de l'Algérie, il n'y a ni lacs ni rivières qu'on pourrait envisager d'utiliser comme source de refroidissement en circuit ouvert. C'est pourquoi, jusqu'à très récemment, toutes les centrales thermiques à vapeur étaient installées le long des côtes afin de pouvoir utiliser l'eau de mer comme fluide de refroidissement. Là, se pose un autre problème, qui est également présent dans le cas des lacs et rivières : il s'agit de la pollution chimique des eaux naturelles par le chlore, notamment. L'eau est traitée avec ce produit avant de la laisser circuler à travers les équipements, afin d'éviter la prolifération d'organismes aquatiques dans le circuit de refroidissement, surtout dans les tubes particulièrement fins du condenseur. Malheureusement cette action biocide du chlore va continuer à se produire dans le panache aquatique que forment les rejets. Voilà ce qu'on peut lire à ce sujet sur Wikipedia : "*La combinaison du choc thermique et chloré affecte différemment les espèces marines qui le subissent, certaines en meurent et d'autres y sont plus résilientes et alors d'autant plus susceptibles de blooms planctoniques ou bactériens que leur niche biologique a été libéré d'espèces concurrentes par l'effet biocide du chlore*".

Les systèmes de refroidissement à circuit fermé ou semi-ouvert sont depuis longtemps utilisés, mais ils n'ont pas toujours été inscrits dans la protection de l'environnement, ils ont été utilisés, et continuent souvent de l'être, là où l'eau n'est pas suffisamment disponible. Ce n'est que depuis quelque temps que les exigences en matière de protection de l'environnement ont fait germer l'idée d'utiliser ces systèmes même dans certains cas où la possibilité de refroidir en circuit ouvert existe.

Dans les systèmes de refroidissement fermés, on utilise souvent une tour de refroidissement qui, au lieu que les rejets thermiques transitent par le milieu aquatique comme dans les systèmes ouverts, les transfère directement dans l'atmosphère. Les tours humides, qui réalisent ce transfert essentiellement par la voie évaporative, sont plus efficaces que les

tours sèches qui le font exclusivement par convection. Traditionnellement, les tours humides utilisent de l'eau douce qu'on obtient après un traitement onéreux qui constitue son handicap majeur, parce que sa consommation d'eau due à un taux d'évaporation pouvant atteindre parfois jusqu'à 5% du débit d'eau qui circulent en circuit fermé, est tout de même importante, et il faut quand-même qu'elle soit disponible.

Les systèmes de refroidissement à l'eau de mer sont utilisés depuis les années soixante-dix dans la production de l'électricité et d'autres industries, afin de réduire la consommation d'eau douce. Les tours de refroidissement classiques, dont les coûts d'exploitation sont élevés à cause du traitement que l'on doit faire subir à l'eau, peuvent aujourd'hui, après que certains problèmes liés à l'utilisation de l'eau de mer aient été résolus, constituer une alternative intéressante pour remplacer les systèmes de refroidissement ouverts des centrales implantées à proximité des côtes, dans la mesure où il existe de réelles possibilités d'utiliser l'eau de mer dans les circuits de ces tours sans lui faire subir de traitement spécial.

L'objectif de ce travail est d'étudier une tour de refroidissement humide à tirage naturel avec l'eau de mer utilisée en circuit semi-ouvert, et d'évaluer techniquement la possibilité d'en faire usage pour remplacer les systèmes de refroidissement ouverts adoptés actuellement de façon exclusive sur toutes les centrales thermiques implantées le long des côtes algériennes.

L'étude comporte cinq chapitres. Un premier chapitre où les tours de refroidissement seront introduites, décrites et classifiées. Un second chapitre dédié à la description des propriétés thermo-physiques de l'eau en fonction de la salinité. Dans ce chapitre, il sera également question des problèmes liés à l'exploitation des tours de refroidissement, avec certaines pistes concernant les solutions à adopter pour éviter, ou du moins atténuer, les problèmes relevant de l'utilisation de l'eau de mer. Le troisième chapitre sera consacré à la présentation des modèles de Merkel et Poppe-Rogener, en tant que modèles fondamentaux les plus simples et les plus populaires jusqu'au jour d'aujourd'hui dans les milieux industriels pour le dimensionnement et l'étude des tours de refroidissement humides. Au quatrième chapitre, nous développerons le modèle de calcul introduit par Kröger et qui sera utilisé dans le cadre de cette étude. Le cinquième et dernier chapitre sera consacré à l'analyse des résultats avec application à une des tranches de l'ancienne centrale de Ras-Djinet.

Chapitre 1

Présentation des tours de refroidissement humides

Chapitre 1 : Présentation des tours de refroidissement humides

Introduction

Les tours de refroidissement sont couramment utilisées pour dissiper la chaleur résiduelle des installations de production d'énergie, des équipements frigorifiques utilisant des condenseurs à eau et de processus industriels divers. Les tours de refroidissement constituent une excellente alternative pour résoudre les problèmes de refroidissement, en particulier dans les endroits où il est difficile d'obtenir suffisamment d'eau à partir de sources naturelles ou dans lesquels la protection de l'environnement impose certaines limites à la température à laquelle l'eau de refroidissement peut être renvoyée dans son environnement.

1.1. Principes de fonctionnement et types de tours

Les tours de refroidissement se subdivisent principalement en tours de refroidissement par voie humide et en tours de refroidissement par voie sèche (Fig.1.1).

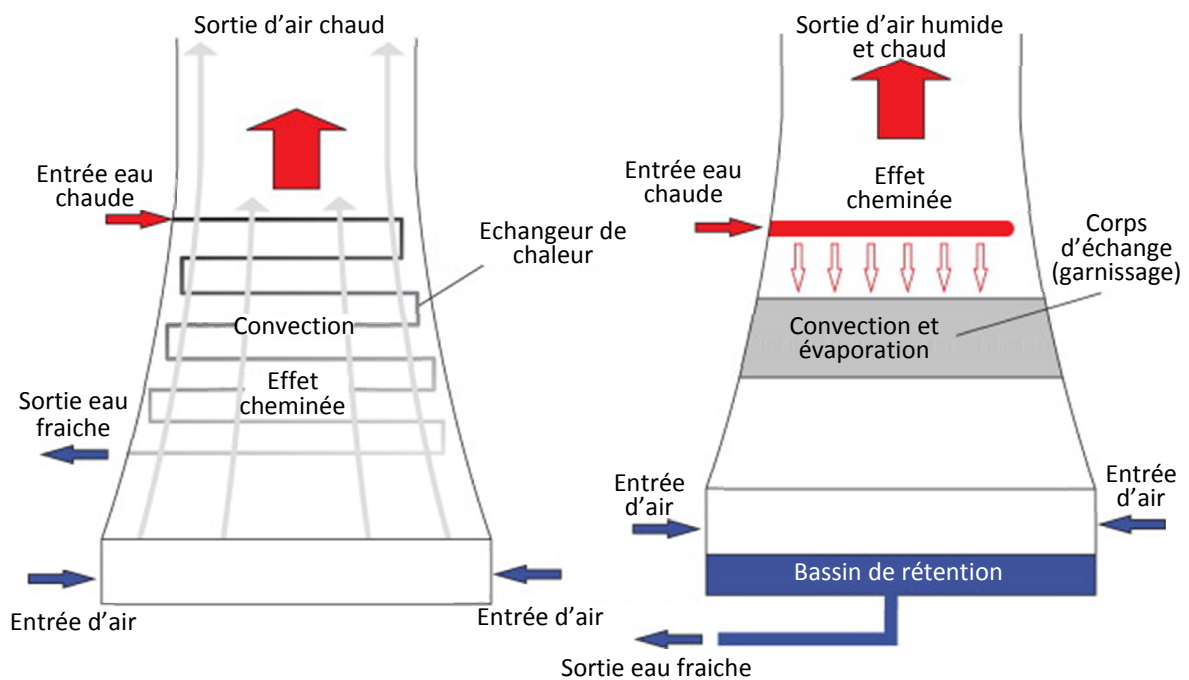


Fig.1.1 : Tour sèche (à gauche) et tour humide (à droite) à tirage naturel

Une tour de refroidissement humide est un dispositif semi-fermé au sein duquel l'eau se refroidit par évaporation dans l'air (Fig.1.2). Il s'agit d'une structure en bois, en acier ou en béton. Des surfaces ondulées, des déflecteurs ou des plateaux perforés, constituant le corps d'échange, sont prévus à l'intérieur de la tour pour une distribution uniforme et une meilleure pulvérisation de l'eau chaude qui alimente la tour par le haut sous forme de fines gouttelettes.

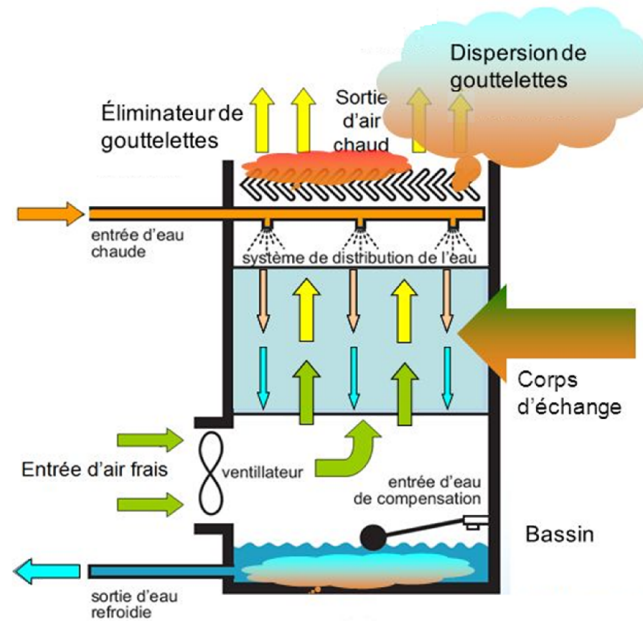


Fig.1.2 : Schéma de principe d'une tour de refroidissement humide à contre-courant à tirage mécanique

L'air s'écoule du bas de la tour à contre-courant (Fig.1.2) du flux d'eau ou perpendiculairement à la direction de ce dernier (Fig.1.3), puis s'échappe dans l'atmosphère après s'être chargé d'humidité au contact de l'eau produisant ainsi un refroidissement efficace de cette dernière, avec cependant le risque de formation de panache dans certaines conditions.

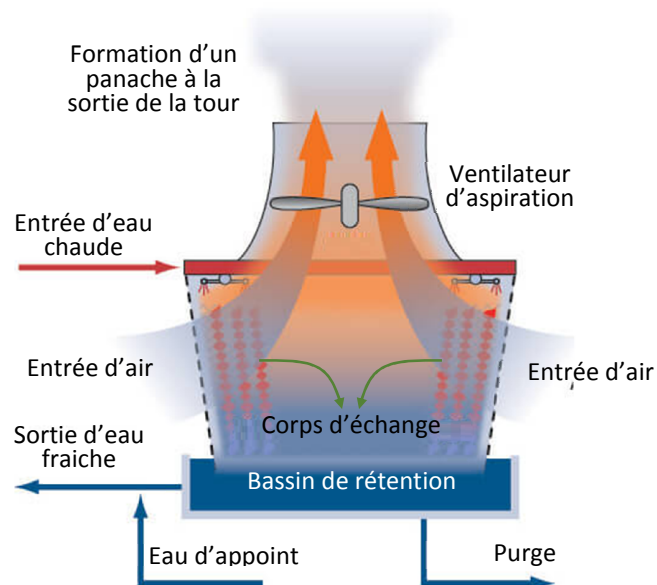


Fig.1.3 : Schéma de principe d'une tour humide à contre-courant à tirage mécanique

Afin d'empêcher tout entrainement des particules d'eau dans l'écoulement d'air, des séparateurs de gouttelettes sont installés en aval du corps d'échange (Fig.1.2).

Dans une tour de refroidissement par voie sèche, la chaleur est évacuée seulement par convection (chaleur sensible) grâce à des échangeurs à surface portant des ailettes (Fig.1.1).

1.1.1. Eléments principaux d'une tour de refroidissement humide

Les différents composants d'une tour de refroidissement humide sont présentés avec plus de détails ci-après.

Le corps d'échange ou packing

Le corps d'échange assure l'efficacité du transfert thermique en maximisant le contact entre l'eau pulvérisée et l'air dans la tour de refroidissement. Plusieurs termes sont utilisés pour désigner cette partie essentielle de l'équipement : packing, corps d'échange, garnissage, nid d'abeille...

Le bon état de ce corps d'échange est vital à la fois pour assurer les performances nominales de la tour de refroidissement et pour en conserver la salubrité.

Comme il a été mentionné plus haut, il en existe deux types :

- Ceux qui forment un empilement de parois ondulées ou en nid d'abeille sur lesquelles les gouttelettes d'eau s'écoulent sous forme de film ;
- Ceux qui forment un empilement de lattes sur lesquelles l'eau s'éclate en gouttes successives.

Les matières plastiques généralement utilisées éliminent le risque de corrosion. Ces corps d'échange sont sensibles à l'encrassement et surtout à l'entartrage.

Pour réduire l'encrassement et l'entartrage des corps d'échange, il est recommandé de veiller à garantir une accessibilité optimale, en vue du nettoyage et détartrage (ce dernier est nécessaire en cas de traitement d'eau non approprié) au minimum une fois par an. Une porte d'accès doit en outre permettre le contrôle visuel de la surface d'échange.

Un échange standard du Packing peut également s'avérer être une solution économique.



Fig.1.4 : Corps d'échange avec canaux verticaux
[10]



Fig.1.5 : Corps d'échange avec canaux à gouttes [10]

Le pare-gouttelettes

Ils sont appelés aussi éliminateurs de gouttes, séparateurs de gouttelettes ou dévésiculeurs. Il est très important pour prévenir le risque d'entraînement de gouttelettes potentiellement infectées par les légionnelles. Sa conception doit être telle que le taux d'entraînement soit limité le plus possible.

Le taux d'entraînement (appelé aussi entraînement vésiculaire) ne doit pas être supérieur à 0,01% du débit d'eau en circulation (valeur donnée pour le point de fonctionnement nominal, car le taux d'entraînement varie selon les conditions de fonctionnement d'une tour de refroidissement) [10].

Il revient donc aux exploitants de s'assurer auprès du fabricant de la tour de refroidissement que ce seuil est respecté.

La même démarche doit être effectuée lors d'un changement d'un des composants de la tour.

Les matériaux utilisés pour ce composant sont principalement des matières plastiques. Il est aussi nécessaire de tenir compte de l'accessibilité à ce composant pour en faciliter le nettoyage.

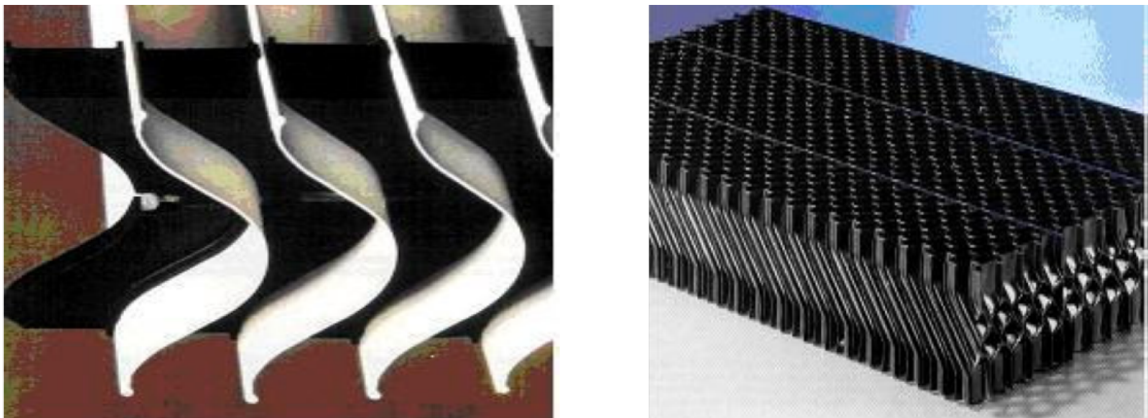


Fig.1.6 : Exemple de pare-gouttelettes [10]

Les rampes de dispersion (rampes de pulvérisation)

Ces rampes servent à la dispersion du fluide sous forme de gouttelettes sur le corps d'échange. Il est préférable d'utiliser des systèmes permettant une dispersion à des pressions faibles pour éviter les éclabousses.

Les disperseurs à basse pression (environ 0,5 bar) sont préférés.

De même que pour les autres composants, les résistances à la corrosion, à l'entartrage et à l'encrassement doivent être prises en compte pour leur sélection. Les disperseurs sont généralement en matières plastiques, ce qui élimine le risque de corrosion, mais pas ceux d'encrassement, ni d'entartrage.

Ces derniers aspects sont à prendre en compte lors de l'exploitation.



Fig.1.7 : Système de dispersion de l'eau à refroidir [10]

Le bassin de rétention

Il est situé au plus bas de la tour afin de récupérer l'eau non évaporée après son passage dans le corps d'échange.

Cet élément doit être conçu de façon à être fermé et non poreux, tout en facilitant sa maintenance, en privilégiant les pentes d'écoulement et l'accessibilité.

Il doit comprendre un point de vidange, ainsi qu'une purge de déconcentration.

Le remplissage en eau d'appoint y est généralement régulé par un contrôleur de niveau soit mécanique, soit électronique.

Les matériaux utilisés pour les bacs de rétention sont généralement l'acier galvanisé, l'inox, les polyester et le béton pour les applications industrielles de charges thermiques supérieures à 4 MW.

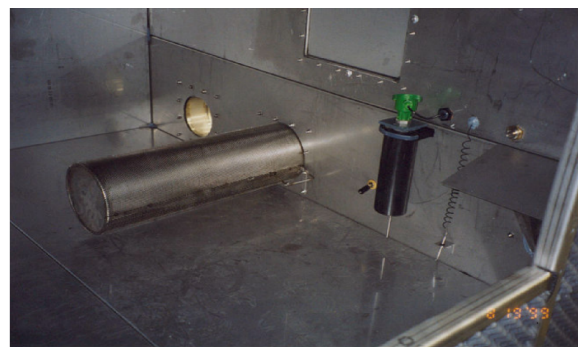
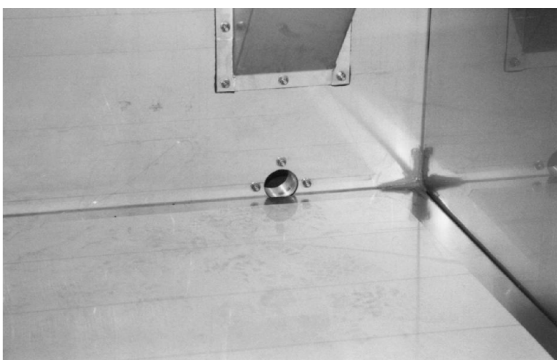


Fig.1.8 : Exemples de bassin de rétention avec point de vidange [10]

Le tirage

L'écoulement d'air à travers la tour pourrait, soit être généré par la présence d'un gradient de densité (tirage naturel : Fig.1.1), soit être dû à l'action d'un ventilateur (tirage mécanique). Dans ce dernier cas, il est ou bien soufflé au moyen du ventilateur placé en

amont du corps d'échange (tirage forcé : Fig.1.2) ou bien aspiré au moyen du ventilateur placé en haut de la tour, en aval du corps d'échange (tirage induit : Fig.1.3).

Les tours de refroidissement pourraient aussi bien être utilisées dans les systèmes de refroidissement à circuit fermé (Fig.1.9) que dans les systèmes à circuit ouvert (Fig.1.10).

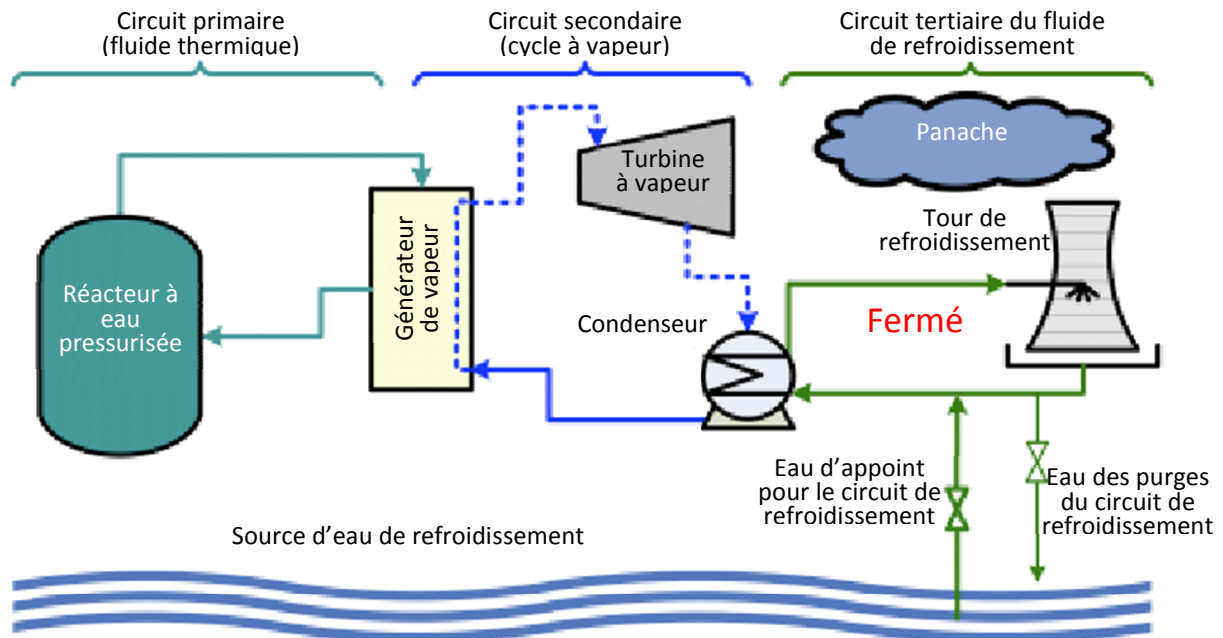


Fig.1.9 : Centrale nucléaire munie d'un circuit de refroidissement fermé avec tour de refroidissement humide

Dans les circuits fermés, les tours de refroidissement humides permettent de réduire la quantité de l'eau fraîche nécessaire à environ 2.5% de celle requise dans le cas d'un système ouvert, on pourrait même se passer d'eau d'appoint dans le cas d'un refroidissement par voie purement sèche [1].

Cependant, même dans certaines situations où l'eau de refroidissement est disponible de façon abondante, il pourrait s'avérer nécessaire d'utiliser une tour de refroidissement au circuit ouvert afin de répondre à des limites imposées pour des considérations écologiques sur la température à laquelle on doit rejeter l'eau de refroidissement.

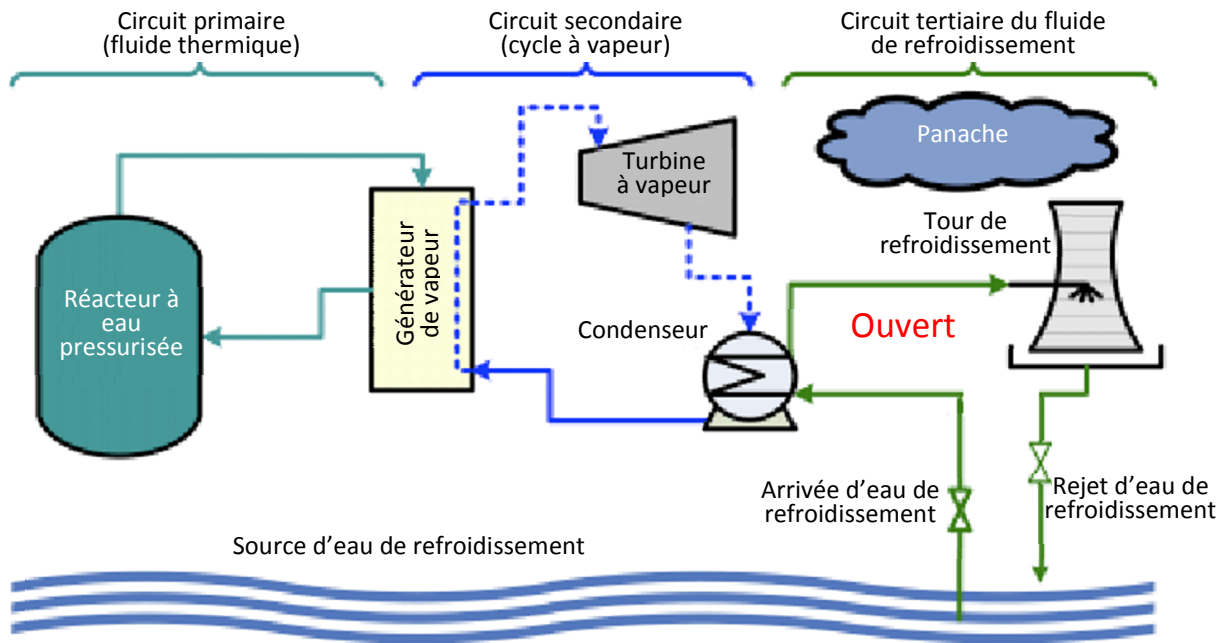


Fig.1.10 : Centrale nucléaire munie d'un circuit de refroidissement ouvert avec tour de refroidissement humide

Dans le cas des centrales de production d'énergie de grande puissance, le recours à des tours de refroidissement à tirage mécanique impliquerait l'utilisation de plusieurs batteries disposées de manière à minimiser la formation de panache près du sol et le risque de recyclage d'une partie de l'air chaud à sa sortie des tours.

Même si le coût initial d'une tour de refroidissement à tirage mécanique est plus bas que celui d'une tour à tirage naturel, le coût total actualisé pourrait s'avérer plus grand à cause d'une surface d'implantation au sol plus large, d'une consommation d'énergie de pompage plus importante puisque le réseau de distribution d'eau sera plus développé et des coûts de maintenance plus élevés.

Des tours de refroidissement utilisant pour leur garnissage des matériaux en PVC et dérivés ont une longue durée de vie, de bas coûts de maintenance et de faibles taux d'amortissement.

Comparativement aux tours de refroidissement à tirage mécanique, les tours de refroidissement à tirage naturel, en évacuant l'air chaud et humide à des hauteurs bien plus élevées, permettent d'éviter l'apparition de panache près du sol et le risque de recyclage d'une partie de l'air rejeté en haut de la tour et nécessite un terrain beaucoup plus réduit.

L'inconvénient majeur d'une tour de refroidissement à tirage naturel réside dans son coût initial exorbitant pouvant, dans certains cas, atteindre jusqu'au double de celui d'une tour à tirage mécanique de même capacité. Ces tours deviennent relativement plus attractives dans le cas d'installations de grandes capacités. Le coût d'une tour de refroidissement par voie sèche est en général beaucoup plus important que celui d'une tour humide de capacité équivalente. C'est pourquoi leur utilisation est limitée aux sites où l'eau n'est même pas disponible en quantité suffisante pour garantir l'alimentation en eau d'appoint d'une tour humide.

Sous des conditions de financement normales, les tours adaptées aux grandes centrales thermiques et nucléaires sont celles sur lesquelles on pratique le tirage naturel.

S'il est vrai qu'un système de refroidissement à circuit fermé comprenant une tour de refroidissement humide permet de réaliser d'énormes économies en eau, il n'en demeure pas moins que leur consommation en eau sur les installations de grandes capacités reste de l'ordre de $10^5 \text{ m}^3/\text{jour}$ [1]. Pour minimiser cette énorme consommation d'eau, on a recours à des tours de refroidissement hybrides qui combinent les principes du refroidissement par voie sèche avec ceux du refroidissement par voie humide et qui sont exploitées avec une grande flexibilité de manière à n'utiliser le refroidissement par voie humide que lorsqu'il est absolument nécessaire pour garder un bon niveau de performance des installations.

Une tour hybride peut ramener la consommation annuelle en eau jusqu'à 20% de celle d'une tour humide conventionnelle tout en atténuant les retombés économiques associées à l'adoption d'une tour purement sèche [1]. La figure (1.11) représente deux configurations de la tour hybride à tirage mécanique. Dans la première (a), les deux modes de refroidissement sont pratiqués parallèlement et les deux flux d'air qui traversent les batteries humides et sèches sont mélangés avant leur évacuation en haut de la tour. Cette façon de procéder, en plus de réduire substantiellement la consommation d'eau par rapport à une tour humide, nous évite également la formation d'un panache à la sortie.

Dans la seconde (b), les deux modes de refroidissement sont réalisés en série, ici l'air traversant d'abord la batterie humide avant la batterie sèche mais on peut rencontrer des configurations où il se produit l'inverse, l'air étant d'abord préchauffé à travers la batterie sèche avant de subir la saturation dans la batterie humide.

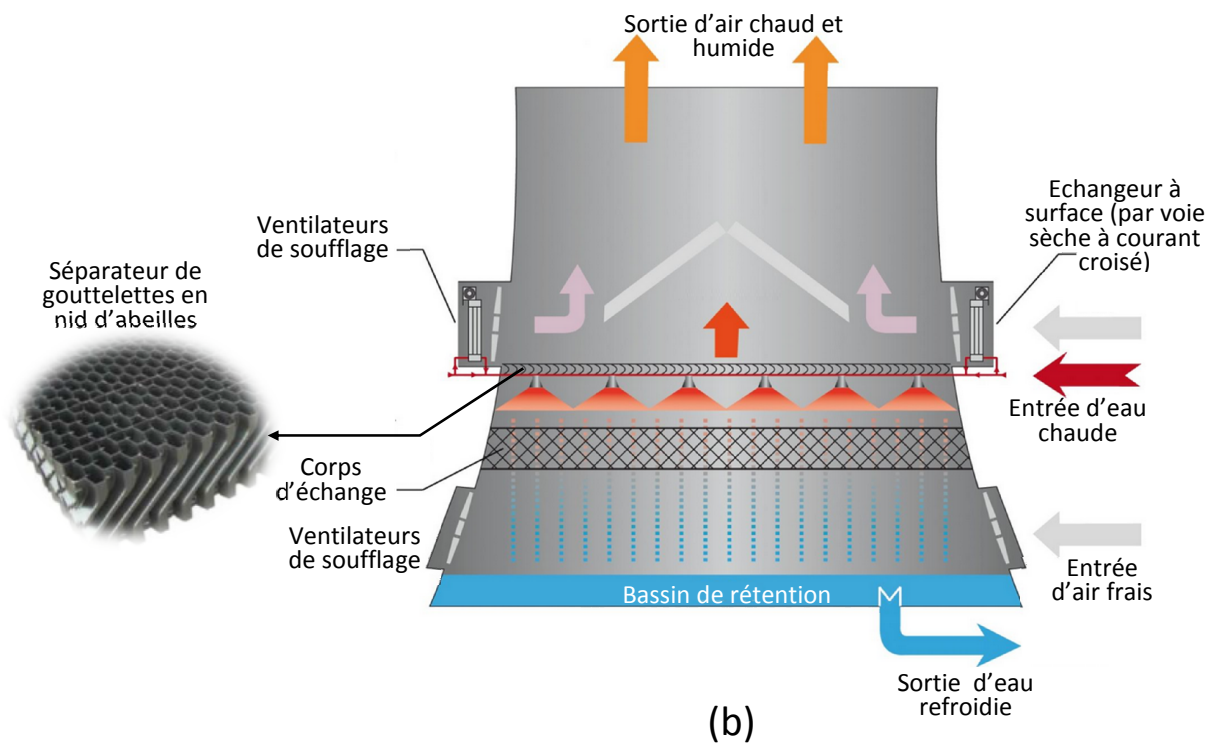
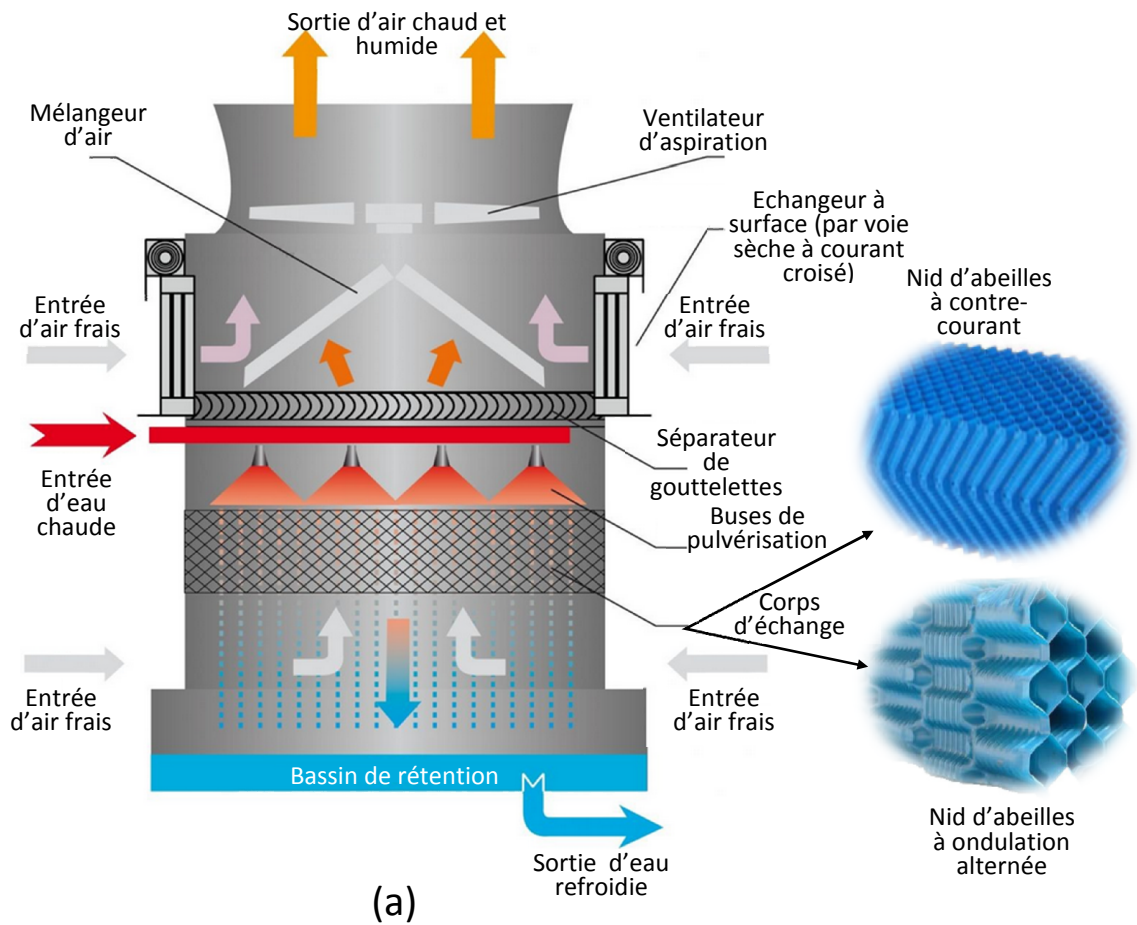


Fig.1.11 : Deux configurations de tours hybrides à tirage mécanique : (a) Les batteries sèches et humides sont parallèles ; (b) Les batteries sont en série

Pour récapituler les principes déterminants qui donnent lieu à différents types de tours de refroidissement, nous présentons le schéma de la figure (1.12)

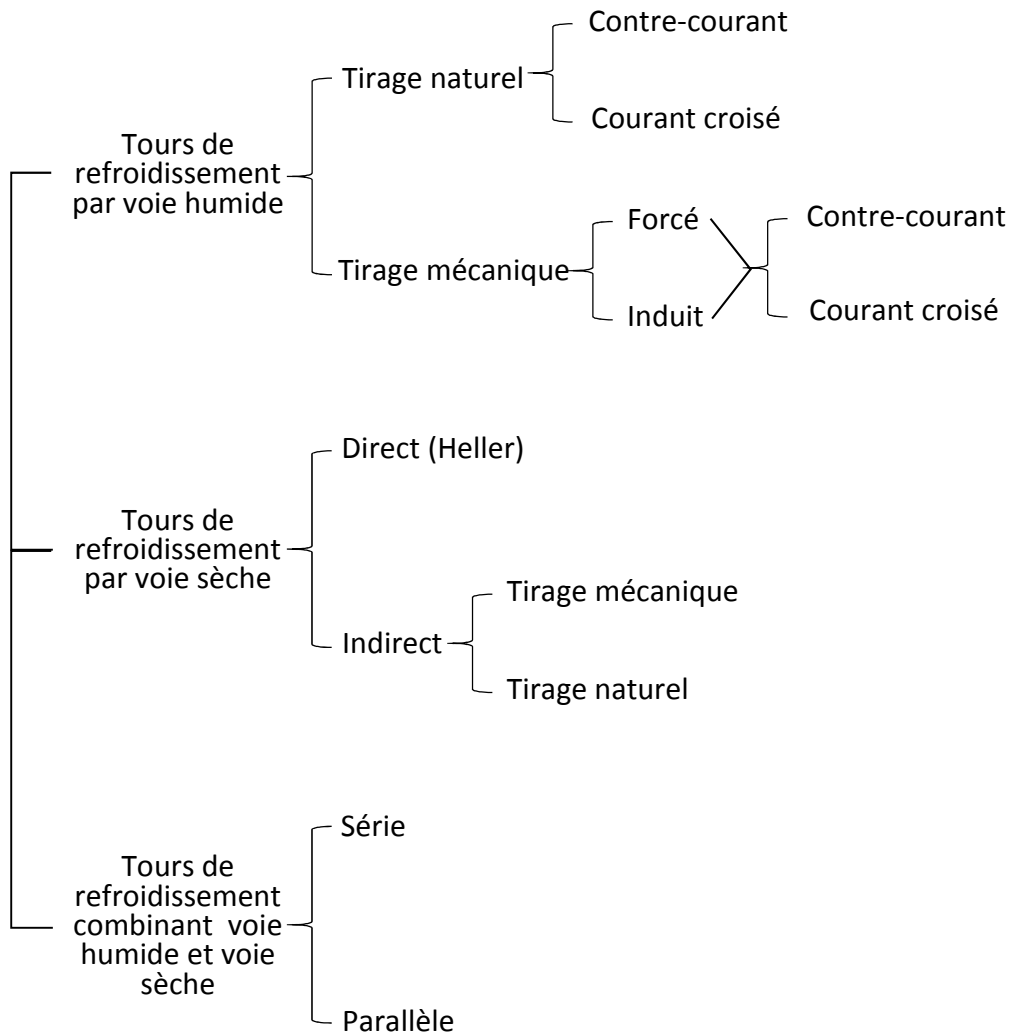


Fig.1.12 : Différents types de tours de refroidissement

Conclusion

Dans ce premier chapitre, nous avons présenté les concepts qui sont à la base du fonctionnement des tours de refroidissement en général, et des tours humides en particulier. Nous avons décrit avec emphase les éléments d'une tour humide et nous avons donné une classification générale des tours de refroidissement. Comme nous nous intéressons dans le cadre de cette étude aux tours de qui utilisent l'eau de mer, le chapitre suivant sera consacré à l'étude de la variation des propriétés thermo-physiques de l'eau en fonction de la salinité.

Chapitre 2

**Utilisation de l'eau de mer dans les
systèmes de refroidissement:
Propriétés physiques et problèmes
opératoires**

Chapitre 2 : Utilisation de l'eau de mer dans les systèmes de refroidissement: Propriétés physiques et problèmes opératoires

Introduction

Les sels présents dans l'eau de mer sont connus pour créer un certain nombre de problèmes opérationnels lorsque cette dernière est utilisée comme fluide de refroidissement dans les installations. Parmi ces problèmes, on peut citer :

- Les dépôts de sel sur les surfaces des équipements, conduisant parfois au bouchage des passages du fluide, comme cela peut arriver par exemple à travers certains garnissages des corps d'échange utilisés dans les tours de refroidissement ;
- La corrosion de composants métalliques due aux sels contenus dans l'eau de mer ;
- Certains impacts sur l'environnement, dus essentiellement au phénomène de primage (dérive de vésicules d'eau accompagnant l'air en dehors de la tour) et à la nécessité de procéder à des purges de déconcentration pour garder la concentration en sel dans des limites tolérables à travers le circuit ;
- L'impact sur les performances des installations qu'ont les variations des propriétés thermo-physiques de l'eau dues à la variation de sa salinité. Les propriétés dont il s'agit ici sont la pression de vapeur, la densité, la chaleur spécifique, la viscosité, la conductivité thermique et la tension superficielle.

Dans ce qui suit, nous présenterons un modèle qui décrit les propriétés thermo-physiques de l'eau en fonction de la salinité [2], ensuite, nous exposerons certaines solutions qui permettent aujourd'hui de minimiser les problèmes liés à l'utilisation de l'eau de mer dans les systèmes comportant une tour de refroidissement.

2.1. Propriétés thermo-physiques de l'eau de mer

Les propriétés thermo-physiques de l'eau de mer diffèrent de celles de l'eau douce. Cette différence est suffisante pour affecter les processus de transfert de chaleur et de masse dans les tours de refroidissement. Beaucoup de données sur les propriétés de l'eau de mer sont présentées dans la littérature, mais les sources qui fournissent une couverture complète de tous les paramètres thermo-physiques pertinents sont rares. Les fabricants de tours de refroidissement recommandent, comme règle empirique, de considérer que les performances des installations subissent une dégradation de 1% pour toute augmentation de la salinité de l'eau de 1%. Ainsi donc, selon cette règle, l'utilisation d'une eau de mer dont la concentration est de 35 g/Kg, soit à 3.5% de concentration, dégraderait les performances de la centrale thermique de 3.5%.

Un examen et une évaluation récents des propriétés de l'eau de mer a été donné par Sharqawy et al. [2]. Les propriétés les plus influentes sur la performance thermique de la tour de refroidissement sont la pression de vapeur, la densité et la chaleur spécifique. Par ailleurs, la conductivité thermique, la viscosité et la tension superficielle affectent les coefficients de transfert de masse et de chaleur dans la zone de dispersion.

Dans ce qui suit, les corrélations des propriétés de l'eau de mer seront données à une pression de 1 atm.

2.1.1. Pression de vapeur

La pression de vapeur de l'eau de mer est inférieure à celle de l'eau douce. Elle peut être calculée à l'aide de la loi de Raoult, qui stipule que la pression de vapeur d'eau de mer est égale au produit de la fraction molaire d'eau dans l'eau de mer par la pression de vapeur d'eau à l'état pur. La fraction molaire de l'eau de mer dépend de la salinité.

En utilisant ces résultats, une équation pour la pression de vapeur d'eau de mer, basée sur la loi de Raoult, est donnée par :

$$P_{vw} / P_{vsw} = 1 - 0.007357 \times \left(\frac{S}{1000 - S} \right) \quad (2.1)$$

Avec S la salinité de l'eau de mer en g/Kg .

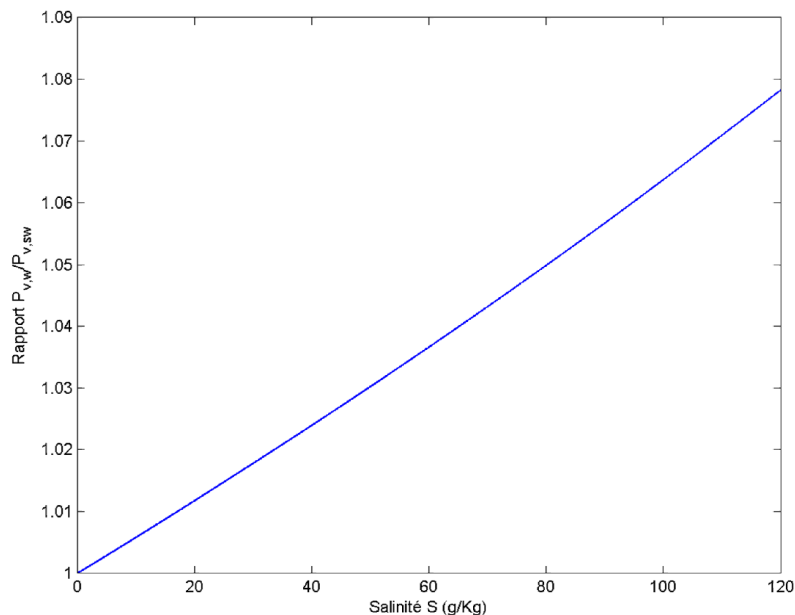


Fig.2.1 : Rapport des pressions de vapeur saturante en fonction de la salinité

À partir de cette figure, il est montré que la pression de vapeur d'eau de mer diminue avec l'augmentation de la salinité. Cette diminution atteint environ 8% à une salinité de 120 g/kg. Par conséquent, l'humidité spécifique et l'enthalpie de l'air saturé au-dessus de la surface de l'eau diminue. La différence entre l'enthalpie de l'air humide saturé à la température de l'eau et l'enthalpie de l'air humide à la température de l'air représente la force motrice pour l'évaporation de l'eau. Par conséquent, la réduction de la pression de vapeur par la salinité diminue la quantité d'eau évaporée dans l'écoulement d'air et donc réduit la capacité du rejet de chaleur.

2.1.2. Chaleur spécifique

La chaleur spécifique de l'eau de mer est inférieure à celle de l'eau douce, ce qui réduit la quantité de chaleur sensible pouvant être transférée pour une même différence de

température. La chaleur spécifique peut être calculée en utilisant l'équation (2.2) proposée par Jamieson et qui est une corrélation de mesures expérimentales avec une précision de $\pm 0.3\%$. Cette équation est valable pour des températures de 0 à 180°C et une salinité de 0-180 g/kg.

$$C_{psw} = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (2.2)$$

Avec :

C_{psw} en kJ/kgK , T en K et S en g/Kg . Les paramètres de l'équation ci-dessus sont donnés en fonction de la salinité par les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} A &= 532.8 - 976 \times 10^{-2}S + 404 \times 10^{-4}S^2 \\ B &= -0.13 \times 10^{-3} + 735.1 \times 10^{-4}S - 315 \times 10^{-6}S^2 \\ C &= 96 \times 10^{-6} - 192.7 \times 10^{-6}S + 823 \times 10^{-9}S^2 \\ D &= 25 \times 10^{-9} + 166.6 \times 10^{-9}S - 712.5 \times 10^{-12}S^2 \end{aligned}$$

Sur la figure (2.2) ci-dessous, on a représenté la chaleur spécifique de l'eau de mer en fonction de la température pour différentes valeurs de la salinité. On voit bien d'après la figure que la chaleur spécifique de l'eau de mer croît bien avec la température. A titre indicatif, on a évalué cette décroissance à 12 % lorsque la concentration 120 g/kg.

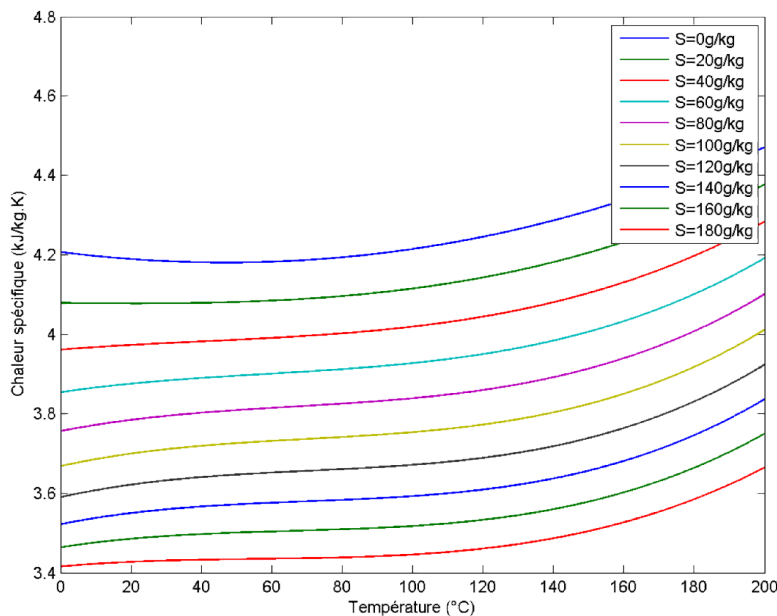


Fig.2.2 : Chaleur spécifique de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

2.1.3. Masse volumique

La masse volumique de l'eau de mer est supérieure à celle de l'eau douce en raison de sa teneur en sel. Ceci donnera un débit massique d'eau de mer plus grand comparativement à celui d'eau douce pour un même débit volumique et augmente la puissance de pompage. La masse volumique de l'eau de mer peut être calculée en utilisant l'équation (2.3) ci-dessous

qui est en bon accord avec les données recueillies par Isdale et Morris, Millero et Poisson. Dans le cas de l'eau douce, la masse volumique est donnée par l'équation (2.4) conforme aux données de l'IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam). La précision de calcul avec l'équation (2.3) est de $\pm 01\%$, cette équation est valable pour des températures de 0 à 180°C et des salinités de 0 à 160 g/kg.

$$\rho_{sw} = \rho_w + S(b_1 + b_2t + b_3t^2 + b_4t^3 + b_5St^2) \quad (2.3)$$

$$\rho_w = (a_1 + a_2t + a_3t^2 + a_4t^3 + a_5t^4) \quad (2.4)$$

Avec :

ρ_{sw} et ρ_w en kg/m^3 , t en $^{\circ}C$ et S en g/kg . Les constantes a_i et b_i qui apparaissent dans ces deux équations sont donnés ci-après :

$$\begin{aligned} a_1 &= 999.9 \times 10^2 \\ a_2 &= 203.4 \times 10^{-2} \\ a_3 &= -616.2 \times 10^{-3} \\ a_4 &= 226.1 \times 10^{-5} \\ a_5 &= -465.7 \times 10^{-8} \\ b_1 &= 0.8020 \\ b_2 &= -200.1 \times 10^{-3} \\ b_3 &= 167.7 \times 10^{-5} \\ b_4 &= -306.0 \times 10^{-8} \\ b_5 &= -161.3 \times 10^{-11} \end{aligned}$$

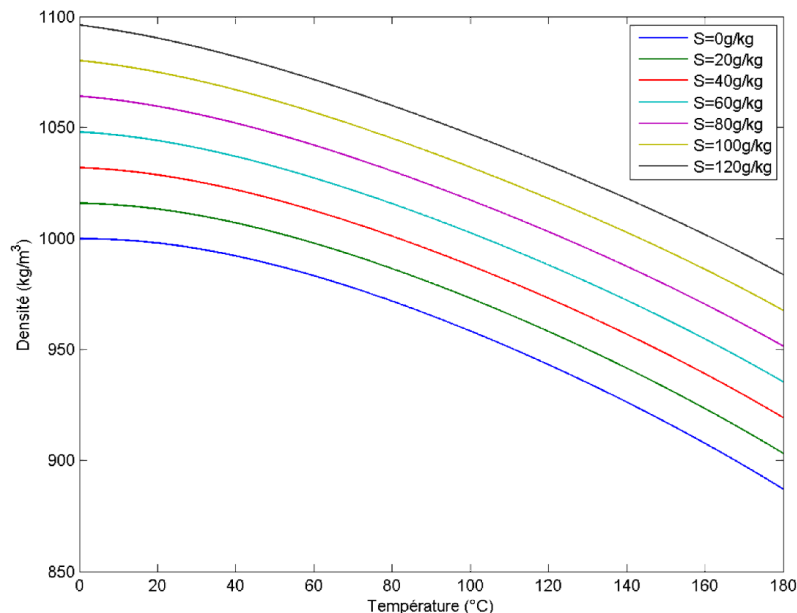


Fig.2.3 : Masse volumique de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

Les courbes de variation de la masse volumique de l'eau de mer en fonction de la température pour différentes valeurs de la salinité sont représentées à la figure (2.3) ci-dessous. Ces courbes montrent clairement que la masse volumique de l'eau de mer croit

avec la salinité et décroît lorsque la température augmente. Notons que la masse volumique de l'eau de mer est supérieure à celle de l'eau douce par environ 10% à 120 g/kg de salinité.

2.1.4. Viscosité

La viscosité de l'eau de mer est supérieure à celle de l'eau douce par environ 40% à une salinité de 120 g/kg [2]. Sharqawy donne l'expression (2.5) pour évaluer cette viscosité, valide pour des températures de 0 à 180°C et des salinités de 0 à 150 g/kg avec une précision de 1,5%. La viscosité de l'eau pure quant à elle est donnée par l'équation (2.6) conforme aux données de l'IAPWS avec une précision de 0,05% et valide dans l'intervalle 0-180°C.

$$\mu_{sw} = \mu_w(1 + AS + BS^2) \quad (2.5)$$

$$\mu_w = 428,44 \times 10^{-5} + (0,157(t + 64993))^2 - 9129,6)^{-1} \quad (2.6)$$

Avec :

μ_{sw} et μ_w en $kg/m/s$, t en $^{\circ}C$ et S en g/kg . Les paramètres de l'équation ci-dessus sont donnés en fonction de la température par les expressions suivantes :

$$A = 154,1 \times 10^{-3} + 199,8 \times 10^{-5}t - 952 \times 10^{-8}t^2$$

$$B = 797,4 \times 10^{-6} - 756,1 \times 10^{-8}t + 472,4 \times 10^{-10}t^2$$

Sur la figure (2.4) ci-dessous, on a représenté la viscosité de l'eau de mer en fonction de la température pour différentes valeurs de la salinité. On remarque bien d'après cette figure que la viscosité de l'eau de mer décroît avec la température et croît bien lorsque la salinité augmente.

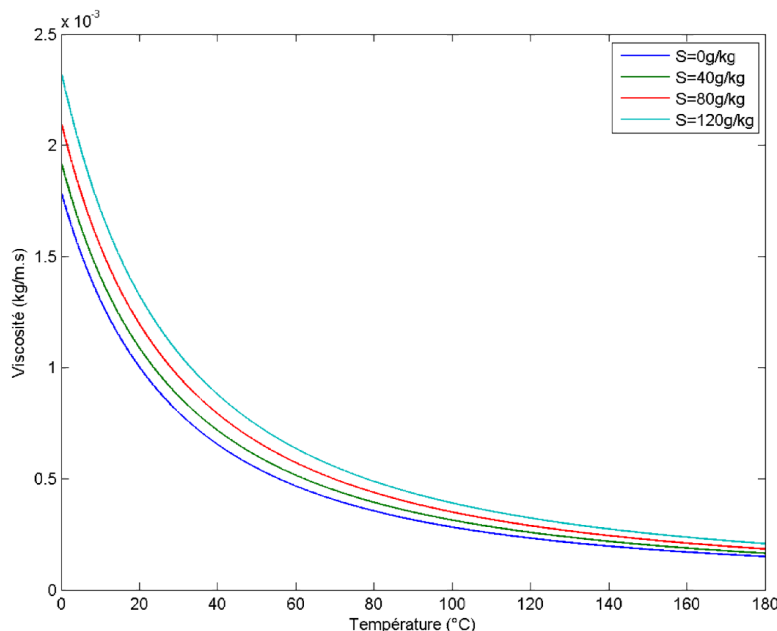


Fig.2.4 : Viscosité de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

2.1.5. Tension superficielle

La tension superficielle de l'eau de mer est supérieure à celle de l'eau douce d'environ 1,5% à une salinité de 40 g/kg [2]. Malheureusement, les données et les corrélations disponibles

pour la tension superficielle de l'eau de mer sont limitées à des températures inférieures à 40°C et des salinités inférieures à 40 g/kg []. Dans ces intervalles, la tension superficielle pour l'eau de mer peut être calculée en utilisant l'équation (2.7) avec une précision de $\pm 0,2\%$ par rapport aux données expérimentales. Elle est représentée à la figure (2.5) ci-dessous en fonction de la température pour différentes valeurs de la salinité. On voit bien d'après cette figure qu'elle décroît quasi-linéairement avec la température et croît avec la salinité. L'équation (2.8) permet d'évaluer la tension superficielle de l'eau pure dans l'intervalle 0-370°C avec une précision de 0,08%.

$$\sigma_{sw} = \sigma_w (1 + (0,000\,2226 \times t + 0,000\,946) \ln(1 + 0,00331 \times S)) \quad (2.7)$$

$$\sigma_w = 0,023\,58 \left(1 - \frac{t + 27315}{647096}\right)^{1256} \left[1 - 0,062\,5 \left(1 - \frac{t + 27315}{647096}\right)\right] \quad (2.8)$$

Avec :

σ_{sw} et σ_w en N/m , t en $^{\circ}C$ et S en g/kg .

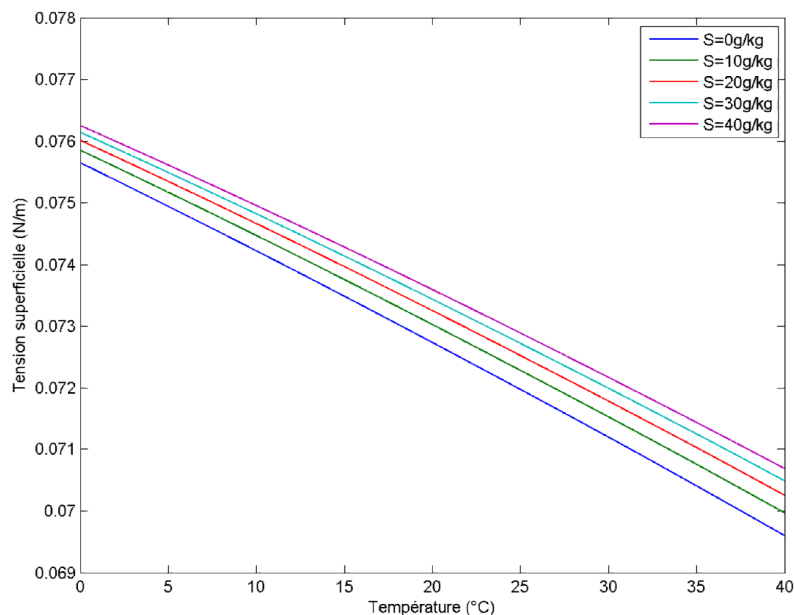


Fig.2.5 : Tension superficielle de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

2.1.6. Conductivité thermique

La conductivité thermique de l'eau de mer est inférieure à celle de l'eau douce d'environ 1% à 120 g/kg [2]. Elle peut être calculée en utilisant l'équation (2.9) donnée par Jamieson et Tudhope et qui est valable pour des températures de 0 à 180°C et des salinités de 0 à 160 g/kg avec une précision de $\pm 3\%$

$$\log_{10}(K_{sw}) = -3 + \log_{10}(240 + 0,0002S) + 0,434 \left(23 - \frac{3435 + 0,037S}{t + 27315}\right) \left(1 - \frac{t + 27315}{647 + 0,03S}\right)^{0,333} \quad (2.9)$$

Avec :

K_{sw} en $mW / m.K$, t en $^{\circ}C$ et S en g/kg .

Les courbes de variation de la conductivité thermique de l'eau de mer en fonction de la température pour différentes valeurs de la salinité sont représentées à la figure (2.6) ci-dessous. Ces courbes montrent clairement que la conductivité thermique de l'eau de mer décroît avec la salinité et croît lorsque la température augmente.

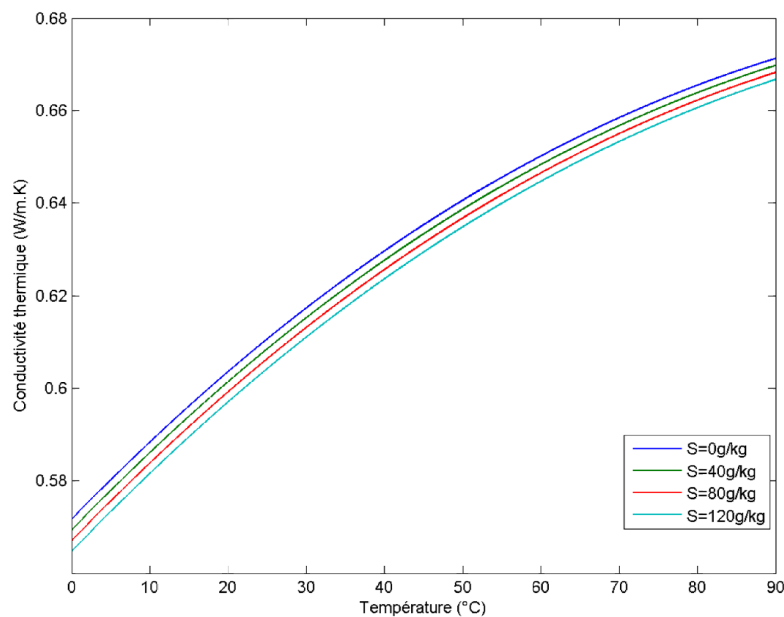


Fig.2.6 : Conductivité thermique de l'eau de mer en fonction de la température et de la salinité

2.2. Problèmes associés à l'utilisation des tours humides

2.2.1. Effets environnementaux

Tous les systèmes de refroidissement par voie humide ont un impact sur l'environnement. Les effets les plus importants sont dus à la purge, au primage, au bruit produit principalement par les ventilateurs dans le cas de tours à tirage mécanique et au panache.

Il n'existe aucune différence entre les tours qui utilisent l'eau de mer et celles qui utilisent une eau douce vis-à-vis des effets associés au bruit et au panache. En revanche, dès qu'il s'agit des primages et des purges, les effets sont exacerbés par la présence du sel dans l'eau de mer.

Effet des purges

La purge de déconcentration intentionnelle est le drainage de l'eau du circuit qui permet d'éviter l'épaississement de l'eau de refroidissement. Les problèmes environnementaux liés au rejet ou au traitement des purges des tours de refroidissement à eau salée ne semblent

guère être différents de ceux des tours à eau douce. Cependant, il convient de noter que les options de décharge sont limitées dans le cas des saumures issues de la purge des tours à eau de mer. Les taux de purge sont définis pour contrôler les encrassements, les boues et la corrosion en limitant la concentration de l'eau en circulation. Dans le cas des saumures, on pourrait penser à les diluer avant de les rejeter en mer, ou encore les utiliser dans des lacs salants artificiels pour en extraire le sel.

Effet du primage

Une salinité élevée dans les eaux en circulation pourrait affecter le primage et ses effets environnementaux ultérieurs de deux manières. Premièrement, si les propriétés modifiées de l'eau pouvaient affecter les performances des séparateurs de gouttelettes eux-mêmes, le primage lui-même pourrait être affecté à son tour. Cependant, des enquêtes auprès d'un fabricant de séparateurs de gouttelettes ont révélé qu'il ne devrait y avoir aucune différence d'efficacité entre les séparateurs de gouttelettes utilisés avec de l'eau douce et ceux utilisés avec de l'eau de mer, car leur efficacité est fonction de la taille des gouttelettes, de la vitesse de l'air et de la qualité de l'installation et non de la présence ou non de vésicules dans l'air.

Deuxièmement, les gouttelettes d'eau ont une salinité plus élevée, de sorte que l'émission massive de sel augmente alors que l'émission du primage lui-même reste inchangée.

Ceci soulève deux préoccupations : (1) la quantité de particules fines rejetée dans l'atmosphère lorsque les gouttelettes dérivantes s'évaporent va augmenter, et (2) le dépôt massif du sel sur les sols, la végétation, les bâtiments voisins, les véhicules et les équipements sera plus élevé que pour les tours d'eau douce.

Effet du bruit

Les émissions sonores sont généralement un problème posé par les tours de refroidissement à tirage mécanique, mais également par les grandes tours humides à tirage naturel.

Trois principales sources de bruit causées par ces systèmes de refroidissement peuvent être identifiées :

- 1- les groupes de ventilateurs (ventilateur, engrenage, moteur) – présents dans toutes les tours de refroidissement à tirage mécanique ;
- 2- les pompes – dans tous les systèmes utilisant de l'eau de refroidissement ;
- 3- les gouttelettes tombantes dans le bassin / les masses d'eau en cascade - uniquement dans les tours de refroidissement humides.

L'émission sonore peut être directe ou indirecte. Le son est émis directement via :

- les points d'arrivée d'air
- les points de rejet d'air

Le son est émis indirectement via :

- les moteurs des ventilateurs
- les déflecteurs des ventilateurs et les revêtements des tours de refroidissement (avec des constructions en béton, il n'y a pas de contribution significative)

Effet du panache

L'air quittant la tour de refroidissement présentant une teneur élevée en humidité, se mélange à l'atmosphère ambiante et commence à se refroidir. Au cours de ce processus, une partie de la vapeur d'eau se condense à nouveau et forme un brouillard visible à la sortie de la tour. Même s'il s'agit en quasi-totalité de vapeur d'eau, l'effet de migration horizontale peut être considérable dans les grosses tours (centrales électriques, industrie chimique). La forme et l'étendue du panache visible sont influencées par la température et l'humidité relative de l'atmosphère, mais également par le vent. Plus l'atmosphère est froide et humide, plus le panache sera stable et persistant. Il peut toutefois être considéré comme un problème potentiel dans les régions plus tempérées ou plus froides, surtout en hiver. La formation importante de panache dans les grandes installations (centrales électriques) peut également entraîner du brouillard au niveau du sol dans le cas des tours plus basses.

2.2.2. Problèmes opérationnels

Les systèmes de refroidissement à recirculation ouverts sont les premiers candidats aux problèmes de contamination. Lorsque l'eau de refroidissement s'évapore, les contaminants sont autorisés à se concentrer dans le système. Ces derniers pénètrent dans le système soit par l'eau d'appoint, soit par l'air. Les hautes concentrations d'impuretés dans les systèmes de refroidissement d'eau peuvent entraîner un certain nombre de problèmes graves, notamment:

Le tartre

L'effet le plus grave de la formation de tartre est la réduction de l'efficacité du transfert de chaleur. Une perte d'efficacité du transfert de chaleur peut entraîner une production réduite ou un coût en carburant plus élevé, si le transfert de chaleur tombe en dessous du niveau critique. L'ensemble du système devra peut-être être arrêté et nettoyé. Des temps d'arrêt imprévus peuvent évidemment coûter de l'argent en production perdue et en maintenance accrue. Lorsque le tartre constitue une menace sérieuse pour l'efficacité ou la poursuite du fonctionnement, un nettoyage mécanique ou chimique est nécessaire. Dans la plupart des cas, le tartre minéral est un voleur silencieux de la rentabilité des centrales. Même des quantités infimes de tartre peuvent fournir une isolation suffisante pour affecter sévèrement le transfert de chaleur et la rentabilité. Le tartre dans les systèmes de refroidissement à l'eau de mer est principalement composé de minéraux inorganiques, des composés tels que le carbonate de calcium (qui est le plus commun), le silicate de magnésium, le phosphate de calcium et l'oxyde de fer. Ces minéraux sont dissous dans l'eau, mais s'ils sont laissés se concentrer de manière incontrôlée, ils précipiteront. Le tartre se produit d'abord dans les zones de transfert de chaleur mais peut se former également dans les tuyaux d'alimentation. De nombreux facteurs influent sur la formation du tartre, tels que la concentration en minéraux dans l'eau de refroidissement, la température de l'eau, le pH, la disponibilité des sites de nucléation (le point de formation initial des cristaux) ainsi que le temps alloué pour que la formation de tartre commence après la nucléation.

Les sels minéraux dissous sont inversement solubles en fonction de la température. Plus la température est élevée, plus leur solubilité est faible. Les facteurs les plus critiques pour la formation de tartre sont le pH, la concentration en ions et la température. La précipitation est empêchée dans ces conditions par l'ajout d'un inhibiteur de tartre.

L'encrassement

Les contaminants d'origine hydrique pénètrent dans les systèmes de refroidissement à partir des sources externes et internes. Bien que filtrée, l'eau d'appoint peut encore contenir du sel, des particules de limon, argile, sable et autres substances. La tour de refroidissement élimine constamment la saleté et la poussière de l'air, ajoutant ainsi plus de contaminants à l'eau de refroidissement. Les sous-produits de corrosion, la croissance microbologique et les fuites du système contribuent toutes au potentiel d'encrassement dans un système de refroidissement.

Les solides se fusionnent lorsqu'ils se heurtent les uns aux autres dans l'eau. Au fur et à mesure qu'ils s'adhèrent, la faible vitesse de l'eau, le flux laminaire et les surfaces métalliques brutes à l'intérieur des échangeurs de chaleur permettent aux masses de solides de se déposer sur le métal et de former les dépôts. Ces dépôts réduisent l'efficacité du transfert de chaleur, fournissent des sites pour la corrosion sous-dépôt et menacent la fiabilité du système.

L'encrassement d'origine hydrique peut être contrôlé par une combinaison de programmes de traitement mécaniques et chimiques.

La croissance microbologique

Les systèmes de refroidissement d'eau sont des endroits idéaux pour la croissance d'organismes microscopiques. Les "insectes" se développent grâce à l'eau, à l'énergie et aux nutriments chimiques présents dans diverses parties de la plupart de ces systèmes. En général, une plage de température de 21 à 60°C et un pH de 6 à 9°C offrent un environnement idéal pour la croissance microbienne [3].

Les bactéries, les algues et les champignons sont les éléments les plus dangereux qui peuvent endommager gravement les systèmes de refroidissement. L'encrassement microbologique peut causer:

- Des pertes d'énergie
- Une efficacité de transfert de chaleur réduite
- Une augmentation de la corrosion
- Une perte de l'efficacité de la tour
- Une décomposition du bois et une perte de l'intégrité structurelle de la tour de refroidissement

La corrosion

La corrosion est la décomposition du métal en présence d'eau, d'air et d'autres métaux. Ce processus reflète la tendance naturelle de la plupart des métaux manufacturés à se recombinaison avec l'oxygène et à revenir à leur état naturel (oxyde). La corrosion est un problème particulièrement grave dans les systèmes de refroidissement industriels, car elle peut réduire l'efficacité du refroidissement, augmenter les coûts d'exploitation, détruire les équipements et les produits et menacent finalement la fermeture de l'usine. La plupart des systèmes de refroidissement sont très vulnérables à la corrosion. Ils contiennent une grande

variété de métaux et font circuler de l'eau chaude à des vitesses linéaires relativement élevées, ces deux facteurs accélèrent le processus de corrosion. Les dépôts dans le système causés par le sel, le limon, la saleté, les débris, le tartre et les bactéries, ainsi que par divers gaz, solides et autres matières dissous dans l'eau contribuent tous à aggraver le problème. Même une légère modification du niveau de pH de l'eau de refroidissement peut provoquer une augmentation rapide de la corrosion. Les systèmes de refroidissement à eau de mer sont particulièrement corrosifs en raison de leur richesse en sel. Les problèmes de corrosion dans les tours de refroidissement à eau de mer peuvent être évités par une sélection appropriée des matériaux de construction et équipements. L'utilisation des plastiques pour le garnissage, les canalisations et le système de distribution d'eau constitue une solution pratique et prévisible à la plupart des problèmes de corrosion. L'utilisation des métaux ferreux exposés doit être évitée, et s'il est nécessaire d'utiliser du métal pour des exigences spécifiques, il faudra choisir du Monel ou de l'acier inoxydable.

Des revêtements, tel que l'époxy, peuvent également être utilisés pour couvrir les joints de construction métalliques, ou parfois, des barres d'armature galvanisées sont utilisées dans les zones critiques. De toute évidence, tous ces matériaux spéciaux ajoutent un coût au capital de la tour.

Conclusion

Après avoir analysé le comportement de l'eau en fonction de la salinité et l'impact de cette dernière sur la tenue des équipements de la tour, nous allons maintenant présenter les modèles unidimensionnels basés sur les lois de conservation et des transferts de chaleur et de masse permettant d'effectuer des calculs de dimensionnement et d'analyse des performances de tours de refroidissement humides à tirage naturel.

Chapitre 3

Théorie du refroidissement par voie humide

Chapitre 3 : Théorie du refroidissement par voie humide

Introduction

Dans cette partie, nous allons introduire les équations fondamentales régissant les transferts de chaleur et de masse à travers une tour de refroidissement humide puis nous présenterons les méthodes classiques de modélisation de ces équations. Ces méthodes s'appuient sur un modèle unidimensionnel. Les modèles unidimensionnels les plus courants sont ceux de Merkel et de Poppe-Rogener. De nombreuses autres méthodes ont été proposées, dont la plupart sont légèrement différentes de ces méthodes classiques.

3.1. Equations générales des échanges air/eau

La théorie des tours de refroidissement repose sur la réduction d'interactions qui ont lieu au sein d'un écoulement complexe air/eau en de simples bilans volumétriques unidimensionnels d'énergie et de masse auquel des corrélations empiriques peuvent être appliquées.

3.1.1. Modèle physique des phénomènes de transfert dans la tour humide

La figure 1 ci-dessous montre le modèle physique auquel on se réfère pour l'écriture des bilans des échanges air/eau à travers la tour. Ces échanges peuvent avoir lieu à l'interface séparant une gouttelette de l'écoulement d'air (Fig.3.1.b), ou bien à l'interface entre un mince film d'eau et l'air (Fig.3.1.a).

Le transfert de masse (chaleur latente) et le transfert de chaleur par convection (chaleur sensible) ont lieu de l'eau (plus chaude) en direction de l'air (plus frais), ce qui conduit à un refroidissement de l'eau et à une augmentation de la température et de l'humidité de l'air à travers la tour.

Les modèles présentés ci-après sont unidimensionnels et seront donc développés dans le cadre des simplifications générales suivantes auxquelles d'autres simplifications seront ajoutées dans le cas du modèle de Merkel :

1. La température à la surface de la gouttelette ou du film d'eau est égale à la température moyenne de l'eau sur un plan horizontal ;
2. Les surfaces de transfert de masse et de chaleur sont égales ;
3. La conduction perpendiculairement aux lignes de courant est négligeable.

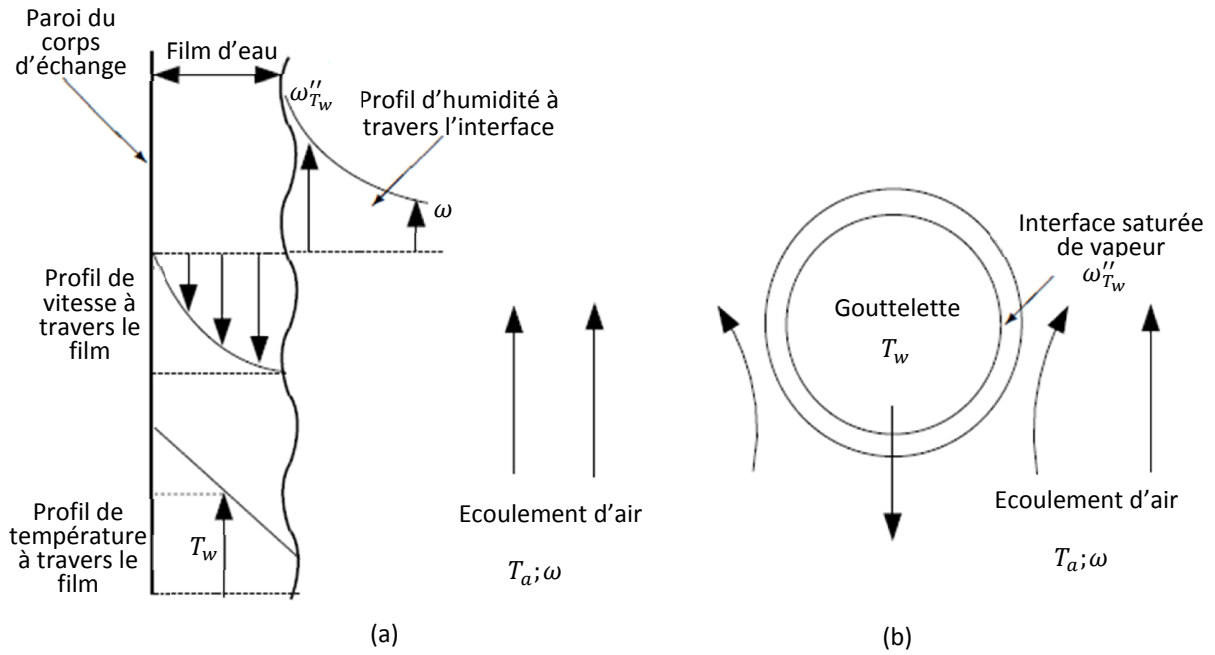


Fig.3.3: Ecoulement d'air ascendant le long d'un film d'eau vertical (a) et autour d'une gouttelette (b)

Les hypothèses ci-dessus s'appliquent également dans les zones de pluie et de pulvérisation.

Transfert de chaleur et de masse

La dérivation des modèles de Merkel et de Poppe commence par l'écriture des bilans d'énergie et de masse pour un volume de contrôle élémentaire de la dispersion :

$$dV = dx dy dz,$$

caractérisé par une surface d'échange :

$$dA = a dV.$$

Ce volume est traversé par le débit d'eau m_w et le débit d'air sec m_a comme indiqué à la figure 2 ci-dessous.

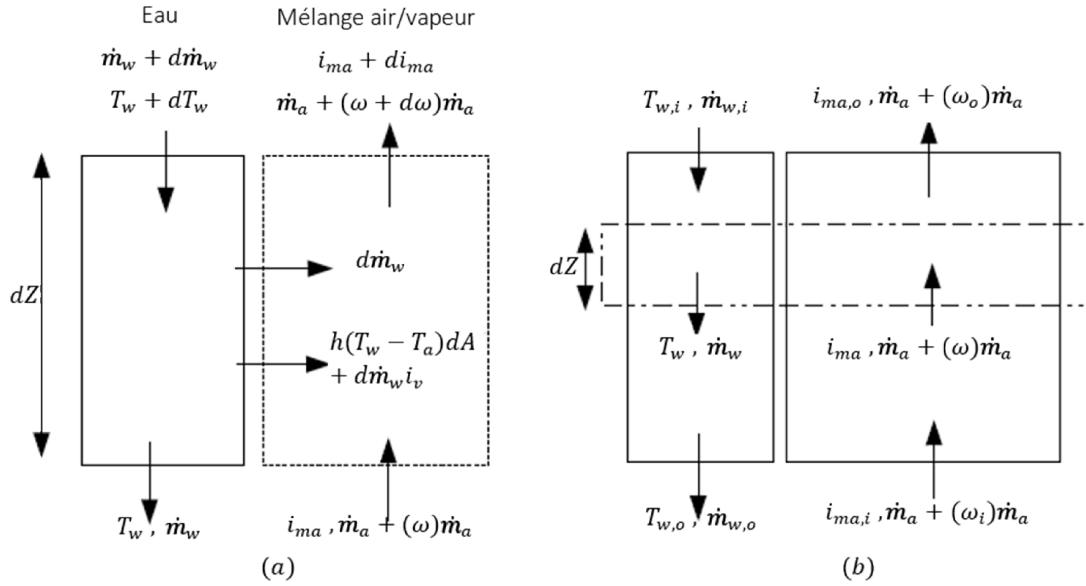


Fig.3.2 : Volume de contrôle élémentaire (a) et les conditions aux limites de la dispersion

Le transfert de masse est régi par la loi d'évaporation de Dalton donnant le débit d'eau évaporé :

$$d\dot{m}_w = h_m(\omega''_{T_w} - \omega) \cdot dA \quad (3.1)$$

Où :

ω est l'humidité spécifique de l'air à T_a , ω''_{T_w} son humidité spécifique à l'état saturé à la température de l'eau T_w et h_m le coefficient de transfert de masse dû à l'évaporation.

Le bilan de matière appliqué pour l'eau s'écrit :

$$d\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot d\omega \quad (3.2)$$

Le transfert de chaleur se traduit par l'accroissement d'enthalpie de l'air humide dû à une contribution d'un terme d'évaporation et d'un terme de convection :

$$\dot{m}_a di_{ma} = d\dot{m}_w i_v + h(T_w - T_a) \cdot dA \quad (3.3)$$

Le bilan d'énergie traduit le premier principe de la thermodynamique appliqué à notre volume de contrôle élémentaire :

$$\dot{m}_a di_{ma} = d\dot{m}_w i_w + \dot{m}_w di_w \quad (3.4)$$

On porte l'équation (2) dans l'équation (4) puis on réarrange pour obtenir :

$$dT_w = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \left(\frac{di_{ma}}{C_{pw}} - T_w \cdot d\omega \right) \quad (3.5)$$

Maintenant, on porte l'équation (1) dans l'équation (3) et on obtient :

$$di_{ma} = \frac{h_m \cdot dA}{\dot{m}_a} \left[(\omega''_{T_w} - \omega) i_v + \frac{h}{h_m} (T_w - T_a) \right] \quad (3.6)$$

L'enthalpie spécifique de l'air humide est donnée en fonction de la température du bulbe sec T_a et de l'humidité spécifique ω par l'expression :

$$i_{ma} = C_{pa} T_a + \omega (C_{pv} T_a + i_{fg}) \quad (3.7)$$

A l'état de saturation en équilibre avec l'eau à la température T_w (condition à l'interface), cette enthalpie devient :

$$i''_{T_w} = C_{pa} T_w + \omega''_{T_w} (C_{pv} T_w + i_{fg}) \quad (3.8)$$

En ajoutant et en retranchant le produit ωi_v au membre de droite de cette dernière équation, on peut la mettre sous la forme :

$$i''_{T_w} = C_{pa} T_w + \omega i_v + (\omega''_{T_w} - \omega) i_v \quad (3.9)$$

Avec :

$$i_v = C_{pv} T_w + i_{fg} \quad (3.10)$$

où i_{fg} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C.

En retranchant l'équation (3.7) de l'équation (3.9), on obtient :

$$\begin{aligned} i''_{T_w} - i_{ma} &= C_{pa} T_w + \omega i_v + (\omega''_{T_w} - \omega) i_v - C_{pa} T_a - \omega C_{pv} T_a - \omega i_{fg} \\ &= C_{pa} (T_w - T_a) + \omega''_{T_w} i_v - \omega (C_{pv} T_a + i_{fg}) \end{aligned}$$

En négligeant la variation de C_{pv} en fonction de la température pour de petites différences de températures, on peut ajouter et en retrancher le produit $C_{pv} T_w$ pour mettre l'expression ci-dessus sous la forme :

$$\begin{aligned} i''_{T_w} - i_{ma} &= C_{pa} (T_w - T_a) + \omega''_{T_w} i_v - \omega (C_{pv} T_w + i_{fg} - C_{pv} T_w + C_{pv} T_a) \\ &= C_{pa} (T_w - T_a) + (\omega''_{T_w} - \omega) i_v + \omega C_{pv} (T_w - T_a) \\ &= (C_{pa} + \omega C_{pv}) (T_w - T_a) + (\omega''_{T_w} - \omega) i_v \end{aligned}$$

Finalement, la différence de température ($T_w - T_a$) s'obtient de cette dernière expression comme suit :

$$(T_w - T_a) = \frac{(i''_{T_w} - i_{ma}) - (\omega''_{T_w} - \omega) i_v}{C_{pa} + \omega C_{pv}} \quad (3.11)$$

En portant l'expression de la différence de température ci-dessus dans l'équation (3.6) :

$$di_{ma} = \frac{h_m \cdot dA}{\dot{m}_a} \left[(\omega''_{T_w} - \omega) i_v + \frac{h}{h_m} \frac{(i''_{T_w} - i_{ma}) - (\omega''_{T_w} - \omega) i_v}{C_{pa} + \omega C_{pv}} \right] \quad (3.12)$$

Le nombre de Lewis qui relie les coefficients de transfert de masse et de chaleur est donné par l'équation de Bosnjakovics [4]:

$$Le = \frac{h}{h_m C_{pm}} = 0,865^{0,667} \left(\frac{\omega''_{T_w} + 0,622}{\omega + 0,622} - 1 \right) / \ln \left(\frac{\omega''_{T_w} + 0,622}{\omega + 0,622} \right) \quad (3.13)$$

Tel que :

$$C_{pm} = C_{pa} + \omega C_{pv} \quad (3.14)$$

En portant les équations (3.13) et (3.14) dans l'équation (3.12), on obtient :

$$di_{ma} = \frac{h_m \cdot dA}{\dot{m}_a} [Le(i''_{T_w} - i_{ma}) + (1 - Le)(\omega''_{T_w} - \omega) i_v] \quad (3.15)$$

En combinant la loi de Dalton (3.1) avec le bilan de matière appliqué pour l'eau (3.2) on obtient :

$$d\omega = \frac{h_m \cdot dA}{\dot{m}_a} (\omega''_{T_w} - \omega) \quad (3.16)$$

Ainsi, l'état des deux fluides dans le volume de contrôle est représenté par quatre variables : l'enthalpie i_{ma} et l'humidité spécifique ω pour l'air; la température T_w et le débit m_w pour l'eau. Ces variables sont solutions du système différentiel comprenant les équations (3.2), (3.5), (3.15) et (3.16), soit :

$$\left\{ \begin{array}{l} d\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot d\omega \\ dT_w = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \left(\frac{di_{ma}}{C_{pw}} - T_w \cdot d\omega \right) \\ di_{ma} = \frac{h_m \cdot dA}{\dot{m}_a} [Le(i''_{T_w} - i_{ma}) + (1 - Le)(\omega''_{T_w} - \omega) i_v] \\ d\omega = \frac{h_m \cdot dA}{\dot{m}_a} (\omega''_{T_w} - \omega) \end{array} \right. \quad (3.17)$$

Ce système est valable en air non saturé. Quand l'air atteint la ligne de saturation, Berman et Poppe proposent l'hypothèse suivante :

Les coefficients de transfert de masse et de chaleur restent inchangés et il y a recondensation de l'excès de vapeur produit. Cette formation de brouillard contribue à l'augmentation de la température de l'air. Ceci se traduit, comme le démontre Poppe, par un terme supplémentaire dans l'expression de di_{ma} .

3.2. Modèle de Merkel

Le modèle de Merkel permet de simplifier les équations figurant dans le système différentiel (3.17) en ajoutant aux hypothèses générales précédentes, les suivantes :

1. Le facteur de Lewis pour l'air humide reste constant est égal à l'unité ;
2. La variation du débit d'eau à travers la tour est négligeable en dépit de la perte par vaporisation qui reste très faible autour de 2.5%. [5]

Avec ces hypothèses supplémentaires, le système différentiel (3.17) se simplifie pour donner le modèle de Merkel suivant:

$$\begin{cases} dT_w = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \left(\frac{di_{ma}}{C_{pw}} \right) \\ di_{ma} = \frac{h_m \cdot dA}{\dot{m}_a} (i''_{T_w} - i_{ma}) \end{cases} \quad (3.18)$$

En portant la deuxième expression de ce système pour remplacer di_{ma} dans la première expression du système, on peut écrire :

$$dT_w = \frac{h_m \cdot dA}{\dot{m}_w} \frac{(i''_{T_w} - i_{ma})}{C_{pw}}$$

expression qu'on peut réarranger sous la forme :

$$dMe = \frac{h_m dA}{\dot{m}_w} = \frac{C_{pw} dT_w}{i''_{T_w} - i_{ma}} \quad (3.19)$$

Finalement, on obtient par intégration le nombre de Merkel :

$$Me = \frac{h_m A}{\dot{m}_w} = \int_{T_{w0}}^{T_{wi}} \frac{C_{pw} dT_w}{i''_{T_w} - i_{ma}} \quad (3.20)$$

Le nombre de Merkel est un coefficient de performance adimensionnel analogue au NTU (nombre d'unités de transfert) d'un échangeur de chaleur. Il met en rapport les coefficients de transfert de chaleur et de matière, la surface d'échange S étant introduite dans l'expression de Me pour l'adimensionnaliser.

La méthode de Merkel ne permet pas de déterminer la température de l'air chaud, ni son humidité spécifique, ces deux paramètres étant pourtant nécessaires pour le calcul du tirage. C'est pourquoi on émet généralement l'hypothèse supplémentaire que l'air est saturé à la sortie de la zone d'échange pour trouver une valeur approchée de la température de l'air à la sortie. Selon Kloppers et Kröger, c'est presque toujours le cas, sauf sous des conditions ambiantes chaudes et sèches [6].

Bien que des modèles plus avancés ont été présentés et malgré les limitations du modèle de Merkel, sa simplicité lui vaut d'être le modèle standard encore le plus couramment utilisé.

Diagramme enthalpie-température de l'air humides selon le modèle de Merkel

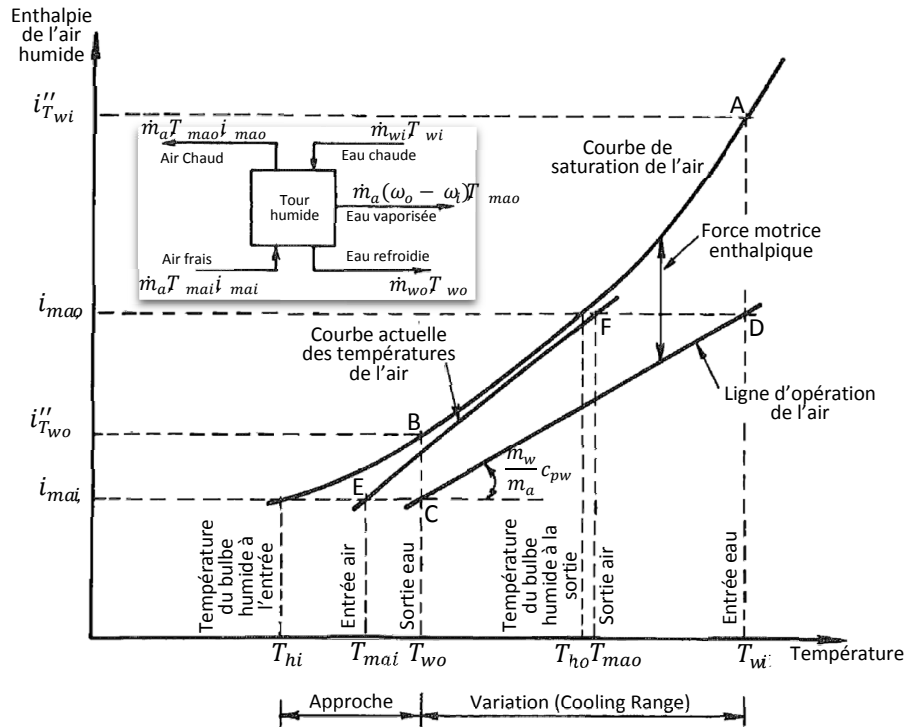


Fig.3.3 : Diagramme enthalpie-température de l'air humides selon le modèle

Sur ce diagramme, nous distinguons trois courbes :

La courbe A-B représente les états de l'air saturé à différentes températures. Les points A et B sont définis par les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour respectivement. Cette courbe donne l'enthalpie i''_{T_w} de l'air s'il est saturé à la température de l'eau, c'est-à-dire l'enthalpie de l'air à l'interface d'échange air/eau.

La courbe C-D représente la ligne opératoire, elle donne l'enthalpie actuelle de l'air, i_{ma} , représentée en fonction de la température de l'eau.

La température de bulbe humide à n'importe quel point situé sur la ligne C-D est obtenue en projetant horizontalement ce point sur la ligne opératoire de l'eau (A-B). La ligne E-F représente les données actuelles de l'air, c'est-à-dire l'enthalpie de l'air tracée en fonction de la température de l'air.

Si la ligne E-F traverse la ligne A-B, il y a possibilité de formation d'un brouillard, l'air sera alors dans un état de sursaturation.

La distance verticale qui sépare la ligne C-D de la ligne A-B, soit $(i''_{T_w} - i_{ma})$ représente la force motrice des phénomènes de transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau.

L'équation (3.20) se résout par intégration numérique, en appliquant la règle de Simpson par exemple qui, en divisant l'intervalle $(T_{wi} - T_{wo})$ en n intervalles élémentaires, permet de calculer l'intégrale comme suit :

$$\int_{T_{wo}}^{T_{wi}} f(T) dT \approx \frac{\Delta T}{3} [f(T_{wo}) + 4f(T_1) + 2f(T_2) + \dots + 4f(T_{n-3}) + 2f(T_{n-2}) + 4f(T_{n-1}) + f(T_{wi})] \quad (3.20.a)$$

$$\text{avec, } f(T_n) = \frac{C_{pw} n}{i''_{T_{wn}} - i_{ma}} \text{ et } \Delta T = \frac{(T_{wi} - T_{wo})}{n}$$

3.3. Modèle de Poppe

Poppe a été l'un des premiers à publier un modèle complet pour simuler les performances des tours de refroidissement. Ses équations sont dérivées d'une manière similaire à l'équation de Merkel mais sans les hypothèses de ce dernier. Plus tard, Poppe et Rogener ont proposé une analyse complète et plus précise des équations en tenant compte de la variation du débit d'eau dû à l'évaporation. Toutefois, la résolution de leur modèle nécessite l'intégration numérique de trois équations différentielles simultanément. Dans ce modèle, nul besoin de supposer l'air saturé à la sortie de la zone d'échange comme dans le cas du modèle de Merkel. Le modèle prend en charge aussi bien le cas insaturé que le cas saturé et sursaturé.

3.3.1. Modèle de Poppe pour le cas insaturé ou saturé

Portons les équations (3.15) et (3.16) dans l'équation (3.5), il vient :

$$dT_w = \frac{h_m dA}{\dot{m}_w C_{pw}} [Le(i''_{T_w} - i_{ma}) + (1 - Le)(\omega''_{T_w} - \omega) i_v - (\omega''_{T_w} - \omega) C_{pw} T_w] \quad (3.21)$$

Les taux de variation de l'humidité spécifique, de l'enthalpie de l'air humide et du nombre de Merkel selon Poppe Me_p en fonction de la température de l'eau, s'obtiennent en divisant respectivement membre à membre chacune des équations (3.16), (3.15) et (3.19) par l'équation (3.21). On obtient ainsi :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega}{dT_w} = \frac{C_{pw}(\dot{m}_w/\dot{m}_a)(\omega''_{T_w} - \omega)}{Le(i''_{T_w} - i_{ma}) + (1 - Le)(\omega''_{T_w} - \omega) i_v - (\omega''_{T_w} - \omega) C_{pw} T_w} \\ \frac{di_{ma}}{dT_w} = C_{pw} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \left[1 + \frac{C_{pw} T_w (\omega''_{T_w} - \omega)}{Le(i''_{T_w} - i_{ma}) + (1 - Le)(\omega''_{T_w} - \omega) i_v - (\omega''_{T_w} - \omega) C_{pw} T_w} \right] \\ \frac{dMe_p}{dT_w} = \frac{C_{pw}}{Le(i''_{T_w} - i_{ma}) + (1 - Le)(\omega''_{T_w} - \omega) i_v - (\omega''_{T_w} - \omega) C_{pw} T_w} \end{array} \right. \quad (3.22)$$

Le débit d'eau \dot{m}_w à la sortie du volume de contrôle élémentaire s'exprime en fonction du débit d'eau à l'entrée de la tour \dot{m}_{wi} , du débit d'air \dot{m}_a , de l'humidité spécifique à l'entrée du volume de contrôle ω et à la sortie de la zone d'échange ω_o , peut s'exprimer ainsi :

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{wi} + \dot{m}_a(\omega_o - \omega) \quad (3.23)$$

Ce débit peut être adimensionnalisé à l'aide du débit d'air :

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_{wi}}{\dot{m}_a} \left(1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{wi}} (\omega_o - \omega) \right) \quad (3.24)$$

Rappelons que le système d'équations différentielles (3.22) s'applique lorsque l'air quitte la zone d'échange insaturé ou saturé.

3.3.2. Modèle de Poppe pour le cas sursaturé

Dans le cas où l'air est sursaturé à la sortie de la zone d'échange, la loi de Dalton de l'évaporation ne s'applique plus sous la forme (3.1) car on est dans ce cas en présence d'un excès de vapeur dans la condensation spontanée conduira à la formation d'un brouillard, ce qui aura pour conséquence une chute de la température de l'air à la sortie. Pour tenir compte de ce phénomène, Kloppers et Kröger proposent de remplacer l'équation (3.1) par la suivante :

$$d\dot{m}_w = h_m(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a}) \cdot dA \quad (3.25)$$

L'enthalpie de l'air sursaturé s'exprime par :

$$i'''_{ma} = C_{pa}T_a + \omega''_{T_a}(C_{pv}T_a + i_{fg}) + (\omega - \omega''_{T_a})C_{pw}T_a \quad (3.26)$$

Dans cette expression, le terme $(\omega - \omega''_{T_a})C_{pw}T_a$ représente l'enthalpie du brouillard qui s'est formé, ω étant l'humidité spécifique apparente de l'air sursaturé et ω''_{T_a} son humidité dans son état de saturation à T_a .

Les taux de variation de l'humidité spécifique, de l'enthalpie de l'air humide et du nombre de Merkel selon Poppe Me_p en fonction de la température de l'eau, s'obtiennent de la même manière que dans le cas insaturé ou saturé :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega}{dT_w} = \frac{C_{pw}(\dot{m}_w/\dot{m}_a)(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a})}{(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a})i_v + Le_{sat}C_{pmas}(T_w - T_a) - C_{pw}T_w(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a})} \\ \frac{di_{ma}}{dT_w} = C_{pw} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \left[1 + \frac{C_{pw}T_w(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a})}{(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a})i_v + Le_{sat}C_{pmas}(T_w - T_a) - C_{pw}T_w(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a})} \right] \\ \frac{dMe_p}{dT_e} = \frac{C_{pw}}{(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a})i_v + Le_{sat}C_{pmas}(T_w - T_a) - C_{pw}T_w(\omega''_{T_w} - \omega''_{T_a})} \end{array} \right. \quad (3.27)$$

Dans ces expressions, la chaleur spécifique de l'air sursaturé tenant compte de la présence du brouillard est donnée par l'expression :

$$C_{pmas} = C_{pa} + \omega''_{ra} C_{pv} + (\omega - \omega''_{ra}) C_{pw} \quad (3.28)$$

L'équation de Bosnjakovics [4] prend la forme suivante dans le cas de l'air sursaturé :

$$Le_{sat} = \frac{h}{h_m C_{pms}} = 0.865^{0.667} \left(\frac{\omega''_{rw} + 0.622}{\omega''_{ra} + 0.622} - 1 \right) / \ln \left(\frac{\omega''_{rw} + 0.622}{\omega''_{ra} + 0.622} \right) \quad (3.29)$$

Conclusion

Le modèle unidimensionnel présenté dans ce chapitre tient compte uniquement des phénomènes qui se produisent dans le corps d'échange. Le modèle que nous adopterons pour cette étude et qui sera décrit au chapitre suivant, se rapproche plutôt de celui de Kröger qui prend en compte également ce qui se passe dans la zone de pluie en amont du corps d'échange et dans la zone de pulvérisation entre le corps d'échange et les rampes de pulvérisation.

Chapitre 4

Modélisation de la tour de refroidissement humide à tirage naturel en tenant compte des trois zones d'échange

Chapitre 4 : Modélisation de la tour de refroidissement humide à tirage naturel en tenant compte des trois zones d'échange

Introduction

La majorité des tours de refroidissement actuellement en service ont été conçues en se basant sur les modèles unidimensionnels classiques même si certains travaux ont relevé les limitations de ces modèles. La plus importante d'entre ces limitations est celle qui met en évidence le fait que les mécanismes de transfert de chaleur et de masse subissent une réduction en direction de la partie centrale de la tour, ce qui donne naissance à une distribution non uniforme de la température de l'eau à la sortie de la tour.

Dans la présente étude, nous allons utiliser le modèle unidimensionnel développé par Kröger qui étend l'analyse des modèles unidimensionnels classiques limités à la zone de dispersion, aux deux autres zones de la tour où des échanges entre l'air et l'eau peuvent également avoir lieu, à savoir la zone de pluie et la zone de pulvérisation. Dans ce modèle, les échanges de chaleur et de matière dans la zone de pluie sont pris en compte en moyennement à l'aide d'une corrélation qui permet de traiter la zone de pluie comme une simple extension de la zone de dispersion dans le modèle de Merkel. Pour l'essentiel, cette méthode permet de considérer que l'enthalpie de l'air humide à la base de la zone de dispersion (corps d'échange) est uniforme.

En ce qui concerne la zone de pulvérisation, Kröger utilise une corrélation établie à partir des données fournies par Lowe et Christie sur les sprays sous forme d'un nombre de Merkel [7].

Le modèle de Kröger propose également un ensemble complet de corrélations pour évaluer toutes les pertes de charge que l'écoulement d'air subit de l'entrée à la sortie de la tour. Le calcul de ces pertes est essentiel pour dimensionner les ventilateurs dans une tour à tirage mécanique, ou la hauteur d'une tour à tirage naturel.

4.1. Représentation du modèle de Kröger

Le modèle de Kröger se présente sous la forme d'un système où les phénomènes de transfert de chaleur et de masse sont couplés à des écoulements qui subissent des pertes de charge représentées à l'aide de coefficients. Le modèle mathématique sera décrit par des corrélations empiriques.

4.1.1. Coefficients de transfert et des pertes de charge dans la zone de dispersion

Nombre de Merkel de la zone de dispersion

Les corrélations concernant le nombre de Merkel dans la zone de dispersion (Me_{fi}) sont exprimées en fonction des vitesses massiques (G_w) et (G_a) de l'eau et de l'air

respectivement et de la hauteur de la zone de dispersion (L_{fi}). Ces corrélations sont valables dans l'intervalle :

$$06m \leq L_{fi} \leq 12m \quad (4.1)$$

La corrélation des résultats de tests effectués avec une hauteur de dispersion $L_{fi} = 06m$ est :

$$\frac{Me_{f06m}}{L_{fi}} = \frac{h_m A}{\dot{m}_w L_{fi}} = 163.8988 G_w^{0.282648} G_a^{0.682887} - 080.2755 G_w^{0.560711} G_a^{0.644229} \quad (4.2)$$

Les tests effectués avec une hauteur de dispersion de $L_{fi} = 09m$ ont donné lieu à la corrélation :

$$\frac{Me_{f09m}}{L_{fi}} = \frac{h_m A}{\dot{m}_w L_{fi}} = 162.5618 G_w^{0.091940} G_a^{0.702913} - 073.5958 G_w^{0.376496} G_a^{0.6665399} \quad (4.3)$$

Les tests effectués avec $L_{fi} = 12m$ ont donné :

$$\frac{Me_{f12m}}{L_{fi}} = \frac{h_m A}{\dot{m}_w L_{fi}} = 135.7391 G_w^{0.110577} G_a^{0.712196} - 056.7207 G_w^{0.443165} G_a^{0.669846} \quad (4.4)$$

Enfin, lorsque L_{fi} prend une valeur quelconque dans l'intervalle (4.1), Kröger recommande d'utiliser la corrélation générale suivante :

$$\frac{Me_{fgen}}{L_{fi}} = \frac{h_m A}{\dot{m}_w L_{fi}} = 101.9766 G_w^{-0.432896} G_a^{0.782744} L_{fi}^{-0.292870} \quad (4.5)$$

Coefficient des pertes de la zone de dispersion

Comme pour le nombre de Merkel, le coefficient de perte de la zone de dispersion est corrélé en fonction des vitesses massiques pour les mêmes valeurs de (L_{fi}).

$$\begin{cases} \frac{K_{f06m}}{L_{fi}} = 000.819 G_w^{0.5465533} G_a^{-0.3666315} + 1754.5503 G_w^{0.345860} G_a^{-0.036969} \\ \frac{K_{f09m}}{L_{fi}} = 163.3204 G_w^{0.1250268} G_a^{-0.3873083} + 1617.0094 G_w^{0.288861} G_a^{0.0012429} \\ \frac{K_{f12m}}{L_{fi}} = 389.7830 G_w^{0.777271} G_a^{-0.2114727} + 1532.7472 G_w^{0.215975} G_a^{0.079696} \end{cases} \quad (4.6)$$

Par ailleurs, pour d'autres valeurs de l'intervalle (4.1), il est recommandé de procéder comme suit :

- Pour $06m < L_{fi} < 09m$:

$$K_{fL_{fi}} = K_{f06m} f + K_{f09m} (1 - f) \quad (4.7)$$

$$\text{avec : } f = (09 - L_{fi}) / (09 - 06)$$

- Pour $09 m < L_{fi} < 12 m$:

$$K_{fL_{fi}} = K_{f09m} f + K_{f12m} (1 - f) \quad (4.8)$$

$$\text{avec : } f = (12 - L_{fi}) / (12 - 09)$$

4.1.2. Coefficients de transfert et des pertes de charge dans la zone de pluie

Dans cette zone, les corrélations sont en fonction de la hauteur de la zone de pluie (H_i), du diamètre moyen des gouttelettes d'eau (d_d), du degré d'humidité de l'air ambiant et de la vitesse de circulation de l'air dans la zone de dispersion.

Le coefficient de transfert (Me_{rz}) est le coefficient de perte (K_{rz}) sont donnés respectivement par les corrélations :

$$Me_{rz} = 12 \left(\frac{D_m}{V_{avp}} \right) \left(\frac{H_i}{d_d} \right) \left(\frac{P_t}{\rho_{w0} R_v T_{ai}} \right) S_c^{0.33} \times \left[\left(\ln \frac{\omega''_{T_{wo}} + 0.622}{\omega_i + 0.622} \right) / (\omega''_{T_{wo}} - \omega_t) \right]$$

$$\times [0.90757 a_p \rho_{av} - 3034.04 a_\mu \mu_{av} - 0.37564$$

$$+ 404016 ([0.55 + 417215 (a_L d_d)^{0.80043}] 0.713$$

$$+ 3741 (a_L H_i)^{-12.3456}] [311 e^{(0.15 a_v V_{avp})}$$

$$- 313] \exp [53759 e^{(-0.2092 a_L H_i)} \ln (0.3719 e^{(0.0019055 a_L d_i)}$$

$$+ 0.55)] \quad (4.9)$$

et,

$$K_{rz} = 3 a_v V_{w0} (H_i / d_d) \left[0.246 - 0.31467 a_p \rho_a + 526304 a_\mu \mu_a \right.$$

$$+ 0.775526 (14824163 \exp(7152 a_L d_d) - 0.91)$$

$$\times (0.39064 \exp(0.010912 a_L d_i) - 0.17) \times (208.92 (a_v V_{avp})^{-1.3944}$$

$$+ 0.14)$$

$$\times \exp((0.8449 \log(a_L d_i / 2) - 2.312)$$

$$\times (0.3724 \log(a_v V_{avp}) + 0.7263) \log(206757 (a_L H_i)^{-2.3344}$$

$$+ 0.43) \left. \right] \quad (4.10)$$

où :

$$a_{\mu} = 306,1 \times 10^{-6} (\rho_w^4 g^9 / \sigma_w)^{0,25}$$

$$a_p = 998 / \rho_w$$

$$a_v = 7329,8 (\sigma_w^5 g^5 / \rho_w^3)^{0,25}$$

$$a_L = 612,2 (g \sigma_w / \rho_w)^{0,25}$$

avec: V_{avp} est la vitesse de l'écoulement d'air à la sortie de la zone de pluie et à l'entrée de la dispersion,

V_w est la vitesse de l'eau à la sortie de la dispersion ($V_w = G_w / \rho_w \varphi$),

ω_i est l'humidité spécifique à l'entrée de la tour,

H_i est la hauteur d'entrée de la tour,

R_v est la constante spécifique de la vapeur d'eau considérée comme gaz parfait ($R_v = 46152 \text{ J/KgK}$).

Pour le diamètre moyen des gouttelettes (d_d), Kröger utilise le diamètre moyen de Sauter évalué à $326 \text{ } \mu\text{m}$ [7].

4.1.3. Coefficients de transfert et des pertes de charge dans la zone de pulvérisation

Pour la zone de comprise entre les rampes de pulvérisation et le corps d'échange, Kröger recommande les deux corrélations suivantes basées sur des mesures expérimentales pour le coefficient de transfert (Me_{sp}) et le coefficient de perte (K_{sp}) respectivement :

$$Me_{sp} = 0,2 L_{sp} (G_a / G_w)^{0,5} \quad (4.11.a)$$

et,

$$K_{sp} = L_{sp} (0,4 (G_w / G_a) + 1) \quad (4.11.b)$$

où L_{sp} est la hauteur de la zone de pulvérisation

4.1.4. Etablissement et exploitation de l'équation de tirage

Dans une tour à tirage naturel, la force motrice à l'origine de l'écoulement d'air ascendant à l'intérieur de la tour est la différence de pression (ΔP) générée par la différence de densité entre l'air extérieur (ρ_{∞}) et l'air humide et chaud à la sortie de la tour (ρ_{ap}).

$$\Delta P = (\rho_{\infty} - \rho_{ap}) g H_{tower} = \sum_{i=1}^n K_i \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.12)$$

où la masse volumique de l'air (ρ), la vitesse d'écoulement (V) et les coefficients de perte (K_i) sont évalués dans les conditions d'entrée à la zone de dispersion, de sorte à pouvoir les additionner.

En plus des coefficients des pertes (K_{fi}), (K_{sp}) et (K_{rz}) introduits ci-dessus et qui sont liés aux mécanismes d'échange dans les trois zones de contact air/eau, il y a des coefficients de perte associés aux supports de la tour (K_{ts}), aux supports du corps d'échange (K_{fs}), au réseau de distribution d'eau (K_{wd}), aux séparateurs de gouttes (K_{de}) ainsi qu'à l'entrée de la tour (K_{ct}).

Pour certains de ces coefficients, Kröger préconise l'utilisation des valeurs suivantes :

$$K_{ts} = 05 \qquad K_{wd} = 05 \qquad K_{fs} = 05 \qquad K_{de} = 30$$

L'équation de tirage sera exploitée essentiellement pour calculer le débit d'air dont la tour serait capable dans des conditions opératoires données. La procédure de calcul sera la suivante :

On calcule d'abord la masse volumique moyenne de l'air humide entre l'entrée de la tour (1) et la sortie de la zone de contact air/eau (5) (voir Fig.4.1)

$$\rho_{av15} = \frac{2}{\left(\frac{1}{\rho_{av1}} + \frac{1}{\rho_{av5}}\right)} \quad (4.13)$$

Le débit massique moyen d'air humide entre ces mêmes positions est donné par :

$$\dot{m}_{av15} = (\dot{m}_{av5} + \dot{m}_{av1})/2 \quad (4.14)$$

où $\dot{m}_{av5} = \dot{m}_{a5}(1 + \omega_5)$

Ensuite, on calcule les coefficients de perte pour la dispersion, la zone de pulvérisation, la zone de pluie et l'entrée de la tour.

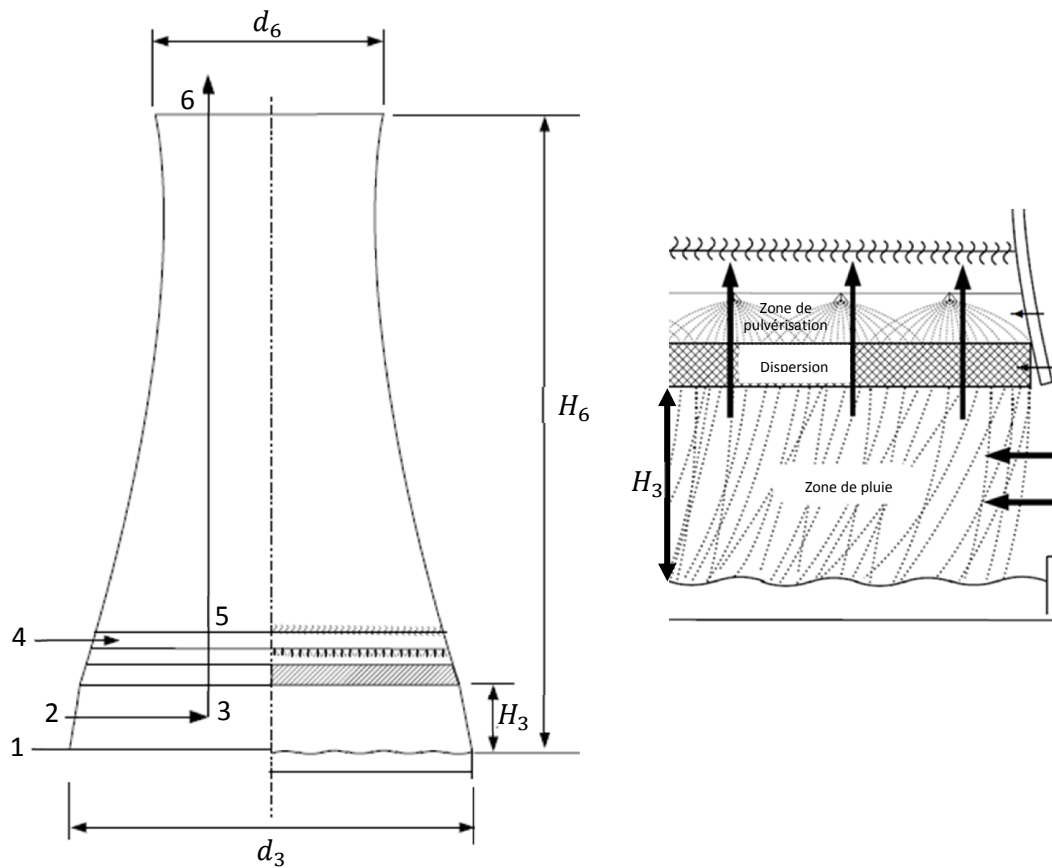


Fig.4.1 : Schéma d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel montrant les trois zones du modèle de calcul utilisé

Calcul du coefficient des pertes de la zone de dispersion

Ce coefficient sera d'abord calculé avec l'une des équations (4.6) à (4.8), ensuite il sera corrigé pour le conformer au débit d'air humide moyen à travers la dispersion, selon la méthode ci-après suggérée par Kröger [7] :

$$K_{fi} = K_{fL_{fi}} + \left(\frac{G_{av5}^2}{\rho_{av5}} - \frac{G_{av1}^2}{\rho_{av1}} \right) / \left(\frac{G_{av15}^2}{\rho_{av15}} \right) \quad (4.15)$$

Calcul du coefficient des pertes de la zone de pulvérisation

Ce coefficient est simplement calculé à l'aide de l'équation (4.11), sans aucune correction supplémentaire.

A ce stade, on est en mesure de calculer les pertes au voisinage de la zone de dispersion (K_{HEfi}) :

$$K_{HEfi} = (K_{fs}) \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 + K_{fi} + (K_{sp} + K_{wd} + K_{de}) \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av5}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (4.16)$$

Calcul du coefficient des pertes à l'entrée de la tour

Les pertes à l'entrée de la tour sont décrites tout d'abord à l'aide d'une corrélation obtenue en l'absence de la zone de pluie :

$$\begin{aligned}
 K_{ctnrz} = & 001\ 1266e^{\left(\frac{0093d_3}{H_3}\right)} K_{HEfi}^2 - 031\ 05e^{\left(\frac{01085d_3}{H_3}\right)} K_{HEfi} - 175\ 22 \\
 & + 456\ 14e^{\left(\frac{0131d_3}{H_3}\right)} \\
 & + \sinh^{-1} \left[\frac{(109702e^{(-02442K_{HEfi})} + 13913)}{(d_3/H_3 - 1572\ 58)} \right. \\
 & \left. + 12054e^{(-023K_{HEfi})} + 109314 \right) \\
 & \times \left(2r_r - \frac{001\ 942}{(d_3/H_3 - 2792\ 9)} - 001\ 6866 \right) \Big]
 \end{aligned} \tag{4.17}$$

où $r_r = r_i/d_3$, (r_i) étant le rayon de courbure de l'arrondi de l'enveloppe de la tour au niveau de l'entrée. Dans cette étude, on prendra $r_i = 03\ m$ en se basant sur l'épaisseur de la paroi de la tour.

En présence de la zone de pluie, dans une tour de refroidissement par voie humide munie d'un garnissage isotrope, il est recommandé d'apporter la correction suivante au coefficient précédent :

$$\begin{aligned}
 K_{ct} = & C_{rz} K_{ctnrz} \\
 C_{rz} = & \left[023\ 94 + 801 \left(\frac{00954}{d_3/H_3} + d_d \right) e^{0395G_w/G_a} - 031\ 95 \left(\frac{G_w}{G_a} \right) \right. \\
 & \left. - 966 \left(\frac{d_d}{d_3/H_3} \right) e^{00686G_w/G_a} \right] \times (1 \\
 & - 006\ 825G_w)(K_{HEfi}^{009667}) e^{\left(87434 \left(\frac{1}{d_3} - 001 \right) \right)}
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

Une deuxième correction est nécessaire pour tenir compte de la variation de la densité de l'air humide à travers le corps d'échange :

$$K_{ctfi} = K_{ct} \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \left(\frac{A_{fr}}{A_3} \right)^2 \tag{4.19}$$

Calcul du coefficient des pertes de la zone de pluie

Le coefficient de perte dans la zone de pluie est d'abord calculé à l'aide de l'équation (4.10) avant de subir une correction comme la deuxième correction apportée au coefficient de perte à l'entrée :

$$K_{rzfi} = K_{rz} \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \left(\frac{4A_{fr}}{\pi d_3^2} \right)^2 \quad (4.20)$$

Correction apportée au coefficient des pertes associé aux supports de la tour

Rappelons qu'une valeur de 0.5 a été affectée ci-dessus à ce coefficient, soit :

$$K_{ts} = 0.5$$

Ce coefficient doit être corrigé comme les précédents pour donner :

$$K_{tsfi} = K_{ts} \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{av1}}{\dot{m}_{av15}} \right)^2 \quad (4.21)$$

Coefficient totalisant les pertes jusqu'au niveau des séparateurs de gouttes

$$K_{totalfi} = K_{HEfi} + K_{rzfi} + K_{tsfi} + K_{ctfi} \quad (4.22)$$

Pertes à la sortie de la tour

La perte de charge que l'écoulement d'air subit à la sortie de la tour se calcule à l'aide de l'expression :

$$dP_o = \left(0.02 Fr_D^{-1.5} - \frac{0.14}{Fr_D} \right) \frac{(\dot{m}_{av5}/A_6)^2}{\rho_{av6}} \quad (4.23)$$

où le nombre de Froud (Fr_D) a pour expression :

$$Fr_D = (\dot{m}_{av5}/A_6)^2 / (\rho_{av6}(\rho_{av7} - \rho_{av6})gd_6) \quad (4.24)$$

Calcul du débit d'air sec à l'aide de l'équation de tirage

Finalement, en introduisant les équations (4.22) et (4.23) dans l'équation de tirage (4.12), et après quelques réarrangements, on obtient l'expression du débit d'air sec :

$$m_a = \left[\frac{g(H_6 - (H_5 + H_3)/2)(\rho_{av1} - \rho_{av5}) + dP_o}{\left(\frac{K_{totalfi}}{2\rho_{av15}} \right) \left(\frac{(1 + \omega_1) + (1 + \omega_5)}{2A_{fr}} \right)^2 + \left(\frac{\alpha_{e6}}{2\rho_{av6}} \right) \left(\frac{1 + \omega_5}{A_6} \right)^2} \right]^{0.5} \quad (4.25)$$

avec α_{e6} pris égal à 1.01 représentant le coefficient d'énergie cinétique à la sortie de la tour.

4.2. Organigramme de résolution

La procédure de résolution du modèle utilisé dans le cadre de cette étude est décrite ci-après puis illustrée dans l'organigramme de la figure (4.3).

1. La première étape du processus de résolution numérique consiste à initialiser les valeurs des grandeurs suivantes :

- \dot{m}_w : Débit d'eau de refroidissement ;
- T_{ai} : Température de l'air à l'entrée de la tour ;
- T_{wi} : Température de l'eau à l'entrée de la tour ;
- ω_i : Humidité spécifique à l'entrée de la tour ;
- $\delta_{\dot{m}_a}$ et δ_{Me} : Tolérances sur les valeurs calculées du débit d'air et du nombre de Merkel.

2. Dans la seconde étape on choisit une valeur pour la température de l'eau à la sortie $T_{w\phi}$ et une pour le débit d'air \dot{m}_a .

3. On calcule ensuite le nombre de Merkel Me à partir des corrélations (4.5), (4.9) et (4.11).

4. Le nombre de Merkel Me' peut être calculé par intégration directe des équations (3.18) et (3.20) du modèle de Merkel à travers la zone de dispersion pour la valeur de $T_{w\phi}$ supposée à l'étape N°2. Cette valeur du nombre de Merkel doit être comparée à celle calculée à l'étape N°3 (Me), et si la condition $|Me - Me'| < \delta_{Me}$ n'est pas satisfaite, on reprend la procédure à l'étape N°2 avec une nouvelle valeur de $T_{w\phi}$ jusqu'à ce que la condition précédente soit satisfaite. On valide alors les valeurs de $T_{w\phi}$ et Me ainsi que la valeur de l'enthalpie de l'air à la sortie $i_{ma\phi}$ (voir Fig.4.2).

5. Dans la zone de dispersion, on connaît à présent la quantité de chaleur transférée globalement de l'eau vers l'air, mais on ne connaît pas les valeurs des parties latentes et sensibles. Autrement dit, on connaît l'enthalpie de l'air $i_{ma\phi}$ à la sortie de la zone de dispersion mais on ne connaît ni sa température ni son humidité. Dans le modèle de Merkel, on est donc amené à supposer que l'air sera saturé à la sortie de la zone de dispersion pour obtenir une estimation de sa température $T_{a\phi}$ et de son humidité spécifique ω_o à partir de la valeur de son enthalpie. Ceci se fait dans notre modèle de calcul par une procédure itérative.

6. Les calculs précédents ont été exécutés pour une valeur supposée du débit d'air \dot{m}_a . Dans cette étape, il faudra vérifier que cette valeur du débit satisfait l'équation de tirage, autrement il faudra reprendre tous les calculs à partir de l'étape N°2 avec la valeur corrigée du débit d'air jusqu'à ce que l'équation du tirage soit satisfaite. Cette étape est détaillée comme suit :

- On calcule d'abord le coefficient des pertes totales $K_{totalfi}$ (éq. 4.22) ;
- On calcule ensuite la perte de charge à la sortie de la tour dP_o (éq.4.23) ;
- On résout l'équation de tirage (4.25) pour trouver la valeur du débit d'air \dot{m}'_a . Cette valeur doit être la même que celle qui a servi au calcul de $K_{totalfi}$ et dP_o , sinon elle doit être

corrigée et les calculs de $K_{totalfi}$ et dP_o repris jusqu'à ce que les trois équations (4.22),(4.23) et (4.25) soient satisfaites simultanément avec la même valeur du débit \dot{m}'_a .

7. Les deux valeurs du débit \dot{m}_a , utilisée dans les calculs de transfert, et \dot{m}'_a , satisfaisant l'équation de tirage, doivent être les mêmes. Elles doivent donc satisfaire la condition :

$$|\dot{m}_a - \dot{m}'_a| < \delta_{\dot{m}_a}.$$

Sinon les calculs doivent être repris à l'étape N°2 avec la nouvelle valeur $\dot{m}_a = \dot{m}'_a$. On procédera ainsi jusqu'à ce que la condition ci-dessus soit satisfaite.

8. Affichage des résultats des calculs.

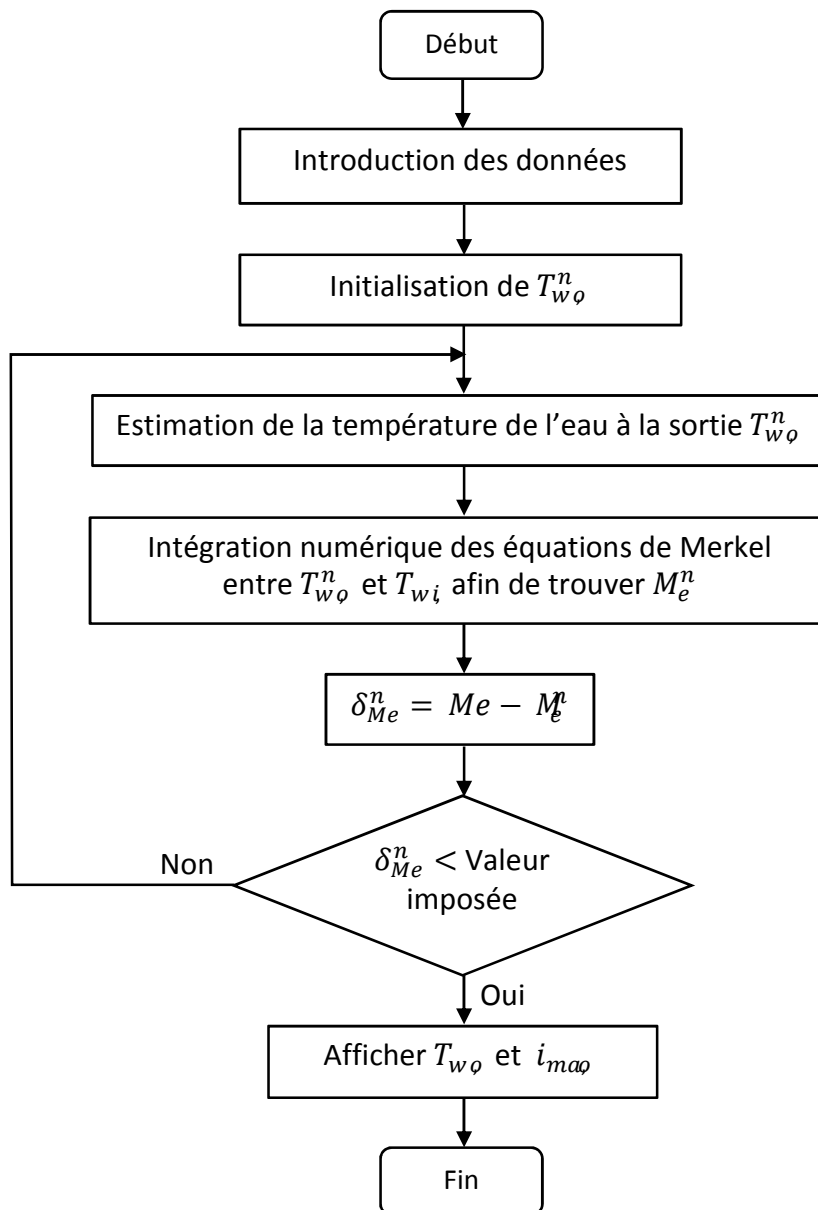


Fig.4.2: Procédure de résolution des équations de Merkel

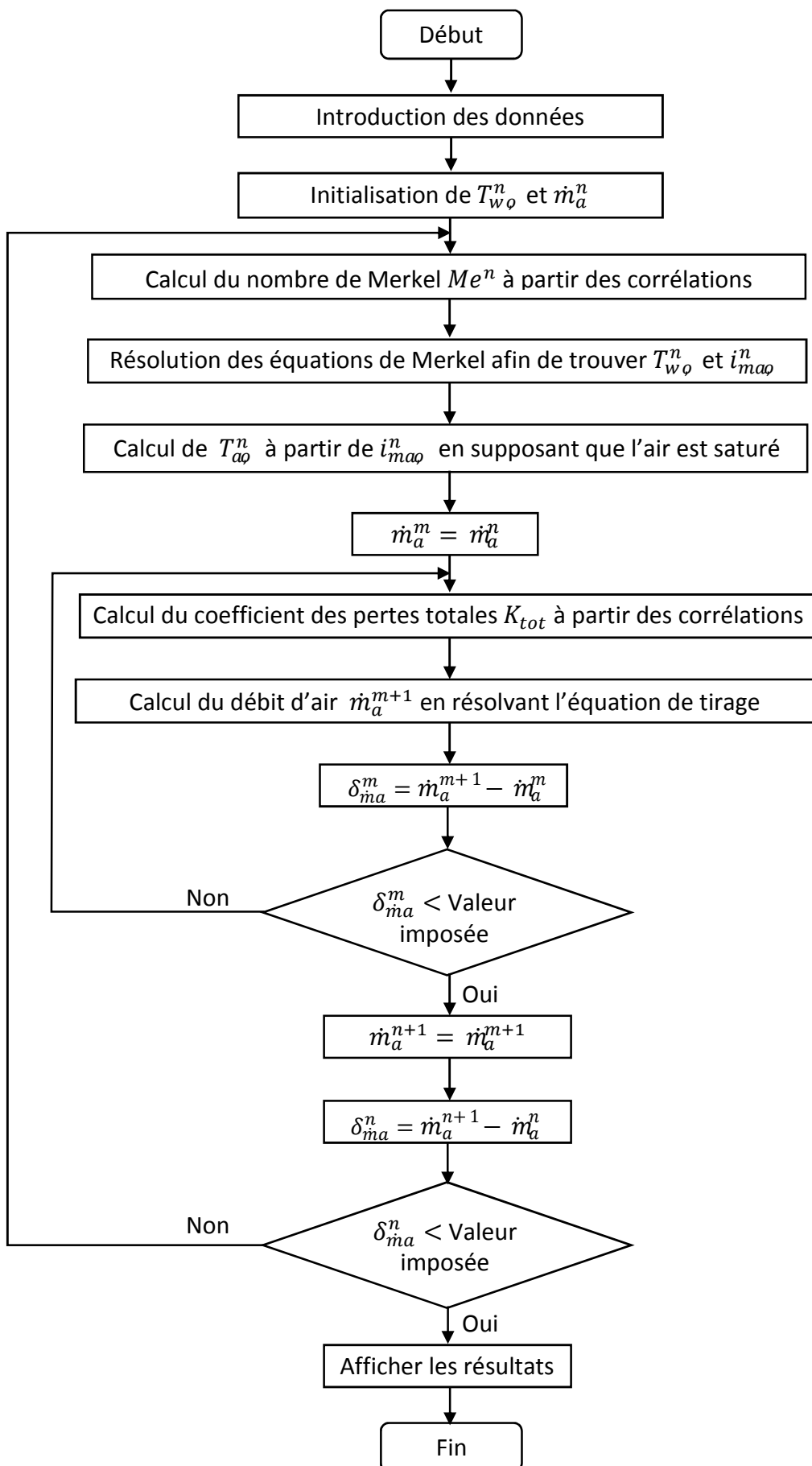


Fig.4.3 : Organigramme de résolution

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons modélisé les phénomènes d'échange de chaleur et de masse entre l'air et l'eau, dans les zones de pluie, de dispersion et de pulvérisation. Pour ce faire, nous avons eu recours aux corrélations obtenues par Kröger et qui sont relatives à un garnissage de type donné. Sur la base de ce modèle, une procédure de calcul a été élaborée et décrite permettant en fonction des données introduites de dimensionner une tour ou d'étudier ses performances. Le chapitre suivant sera précisément une application du modèle pour le dimensionnement puis l'analyse des performances d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel pour l'une des quatre tranches de 176 MWe que compte la centrale thermique à vapeur de Ras-Djinet. Pour ce faire, le logiciel Matlab a été utilisé pour l'exécution des calculs.

Chapitre 5

**Application à une tranche de la
centrale thermique de Ras-Djinet de
puissance nominale 176 MWe**

Chapitre 5 : Application à une tranche de la centrale thermique de Ras-Djinet de puissance nominale 176 MWe

Introduction

Le modèle de calcul présenté au chapitre précédent sera appliqué maintenant pour dimensionner une tour de refroidissement humide fonctionnant à l'eau de mer et conçue pour remplacer le système de refroidissement ouvert adopté actuellement pour chacune des quatre tranches de la centrale thermique à vapeur de Ras-Djinet.

5.1. Conditions nominales de dimensionnement

Le schéma d'une tranche de production de la centrale de Ras-Djinet est montré à la figure (5.1) ci-après. On y a placé une tour pour indiquer comment le circuit de refroidissement sera modifié.

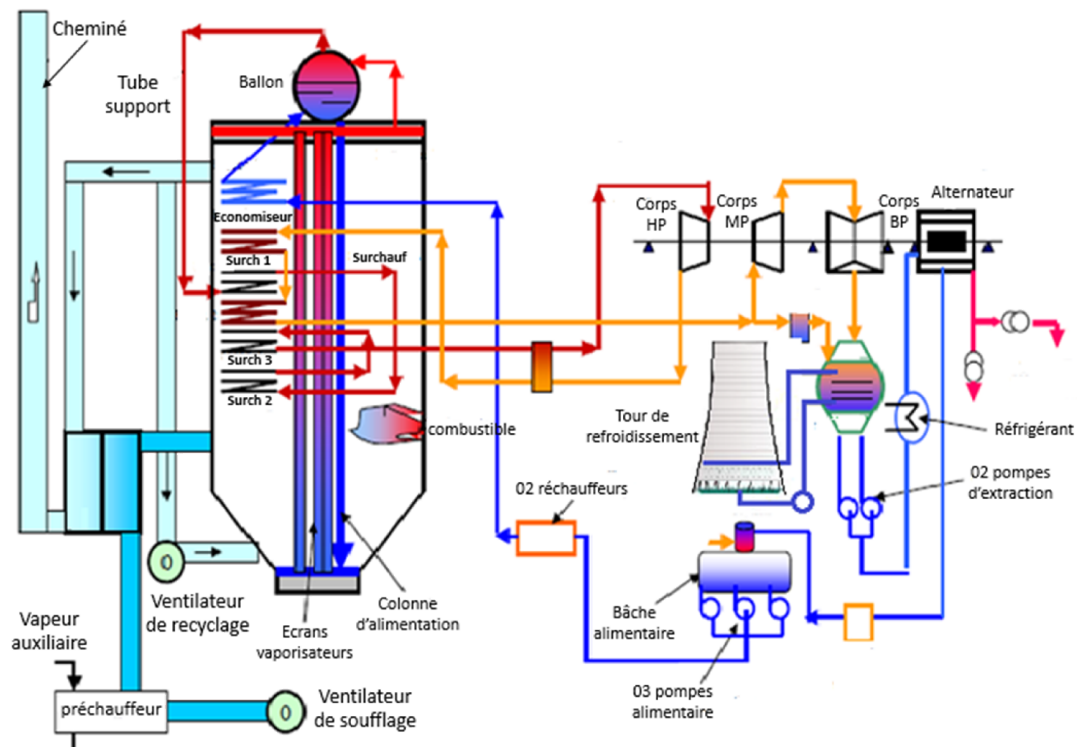


Fig.5.1: Schéma d'une tranche de la centrale thermique

La puissance nominale de la tour étant de 176 MWe, on se basera sur la valeur du rendement garanti par le constructeur pour évaluer la quantité de chaleur résiduelle à évacuer par le condenseur et qui constituera la charge thermique nominale de la tour. La valeur du rendement thermique de la tranche fournie par le constructeur est de 41%, ce qui nous permettra d'évaluer la charge thermique nominale de la tour à :

$$Q_{nominale} = \left(\frac{1}{0.41} - 1 \right) \times 176 \approx 2533 \text{ MW}$$

Cette valeur n'est qu'approximative, car elle suppose que la condensation de la vapeur pourra être réalisée comme actuellement à environ 33°C, ce qui ne sera certainement pas possible avec une tour de refroidissement. Avec cette valeur, si nous admettons un réchauffement de 115°C de l'eau de refroidissement à travers le condenseur, on obtient un débit d'eau qu'on fixera à une valeur de 5200 kg/s dans tous les calculs. Ceci revient à admettre que les pompes du circuit de refroidissement opèrent constamment à plein régime. L'analyse des conditions météorologiques du site, nous permet de fixer la température nominale à 25°C, l'humidité à 50% et la pression atmosphérique à 101325 Pa. L'ensemble des données qui nous ont servi pour le dimensionnement de la tour sont récapitulées au tableau (5.1) ci-après.

Tableau.5. 1: Récapitulatif des données de dimensionnement

Température de l'eau chaude	T_{wi} sa valeur dépend de T_{cond}
Température de l'eau refroidie	T_{wo} sera calculée
Débit d'eau	$m_w = 5200 \text{ kg/s}$
Température de l'air à l'entrée	$T_{ai} = 25^\circ\text{C}$
Humidité de l'air à l'entrée	$\varphi_i = 50\%$
Débit d'air sec	\dot{m}_a sera calculé
Pression atmosphérique	$P_t = 101325 \text{ Pa}$
Chaleur à évacuer par le condenseur	$Q \sim 250 \text{ MW}$
Température de condensation	T_{cond} à déterminer
Approche du condenseur	$\Delta T_{appc} = 3^\circ\text{C}$

5.2. Paramètres d'analyse

Pour produire les résultats qui seront présentés puis analysés dans ce chapitre, nous avons utilisé comme variables les grandeurs suivantes :

1. Le taux de distribution du débit d'eau m_w par unité de surface de la section transversale du corps d'échange, considérée égale à la section de la base de la tour. Ce paramètre est noté G_w et est exprimé en kg/s/m^2 . Sa valeur dépend surtout de la pression de l'eau au niveau de la rampe de pulvérisation et des caractéristiques de cette dernière. Pour un débit d'eau donné, la valeur de G_w fixe le diamètre de la tour.

2. La hauteur du corps d'échange (L_{fi}) :

Pour un matériau et un type de corps d'échange donnés, la hauteur L_{fi} a une influence directe sur la hauteur de la tour qui augmente avec elle. Les corrélations du coefficient de transfert qui caractérise le corps d'échange utilisé ne sont valables que dans le domaine :

$$06 \leq L_{fi} \leq 12$$

3. La salinité de l'eau (S): Cette variable va nous permettre d'établir dans quelle mesure la concentration de l'eau peut modifier les performances de la tour. Comme la salinité de la méditerranée est d'environ 35 g/kg , nous analyserons les performances de la tour pour une eau dont la salinité sera fixée à 40 g/kg .

4. Température et humidité de l'air ambiant (T_{ai}, φ_i): On fera varier ces deux paramètres pour savoir si la tour, une fois dimensionnée pour des conditions nominales, pourra évacuer une charge thermique suffisante pour que la dégradation de la puissance de la centrale dans des conditions ambiantes extrêmes, reste tolérable. Nous verrons également, en fonction de ces deux paramètres, à quelle température l'eau chaude pourrait être introduite dans la tour.

5.3. Performances de la tour

1. Rendement de la tour : il exprime l'efficacité du processus de refroidissement et il est défini par l'expression :

$$\eta = \frac{T_{wi} - T_{w\phi}}{T_{wi} - T_{hi}} \quad (5.1)$$

avec, T_{wi} et $T_{w\phi}$: Températures d'entrée d'eau chaude et de sortie d'eau refroidie respectivement ;

T_{hi} : Température du bulbe humide à l'entrée de la tour.

2. Efficacité de la tour : elle exprime l'efficacité du processus d'échange de chaleur et de matière au niveau de la tour et est définie par :

$$\varepsilon_o = \frac{i_{ma\phi} - i_{mai}}{i''_{T_{wi}} - i_{mai}} \quad (5.2)$$

avec, i_{mai} et $i_{ma\phi}$: Enthalpies de l'air humide respectivement à l'entrée et à la sortie de la zone d'échange.

$i''_{T_{wi}}$: Enthalpie de l'air humide à l'interface air/eau à la sortie de la zone d'échange (on rappelle qu'à l'interface l'air est considéré comme saturé à la température de l'eau).

L'efficacité de la tour dont Sharqawy [2] donne la corrélation :

$$CF = \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_o} = 1 - (0.1324 - 0.0033 \times \Delta T_{app}) \times S \quad (5.3)$$

avec, S en (kg de sel/kg d'eau) et ΔT_{app} en (°C)

3. Charge thermique de la tour Q : Chaleur que la tour est en mesure d'évacuer dans des conditions opératoires données. La charge thermique se calcule par application du bilan d'énergie à l'air humide ou à l'eau :

$$Q = \dot{m}_a (i_{mao} - i_{mai}) \quad (5.4)$$

4. Débit d'air (\dot{m}_a): Pour un débit d'eau fixe, le débit d'air varie en général avec les conditions opératoires.

5.3.1. Effet de la salinité sur les performances de la tour

La salinité modifie les propriétés thermo-physiques de l'eau, comme nous l'avons vu au chapitre 2, et cette analyse permettra de préciser l'ampleur d'une telle modification.

La figure (5.2) montre qu'à $S = 30 \text{ g/kg}$, la perte d'efficacité de la tour sera de 22 %, mais à 120 g/kg , elle atteindra 84 %. Cette chute de l'efficacité est associée à un plus faible réchauffement de l'air dont la température à la sortie (T_{ao}) subit une baisse de 0°C lorsque la salinité passe de 30 g/kg à 120 g/kg .

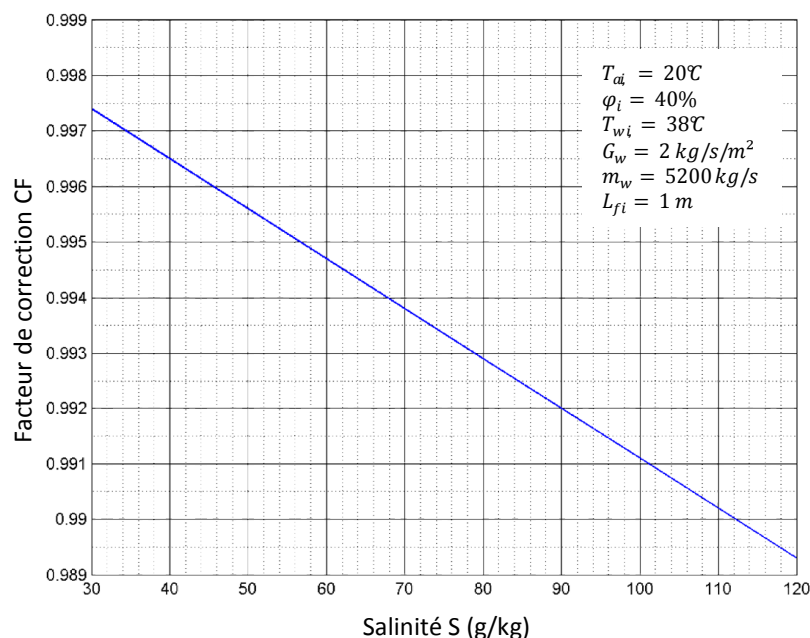


Fig.5.2 : Evolution de l'efficacité de la tour en fonction de la salinité de l'eau

Notons également que cette chute d'efficacité correspond exactement à la chute que subit la charge thermique (Q) dont la tour sera capable. On a en effet, d'après la figure (5.3), les mêmes pertes de 22 % à 30 g/kg et 84 % à 120 g/kg que pour l'efficacité.

Le rendement quant à lui, il croît avec la salinité pour passer d'un gain de 175 % à une salinité de 30g/kg, à 625 % à 120 g/kg (voir Fig.5.4 ci-dessous). Cette croissance du rendement ce traduit par une baisse de 04°C de la température de l'eau à sortie de la tour.

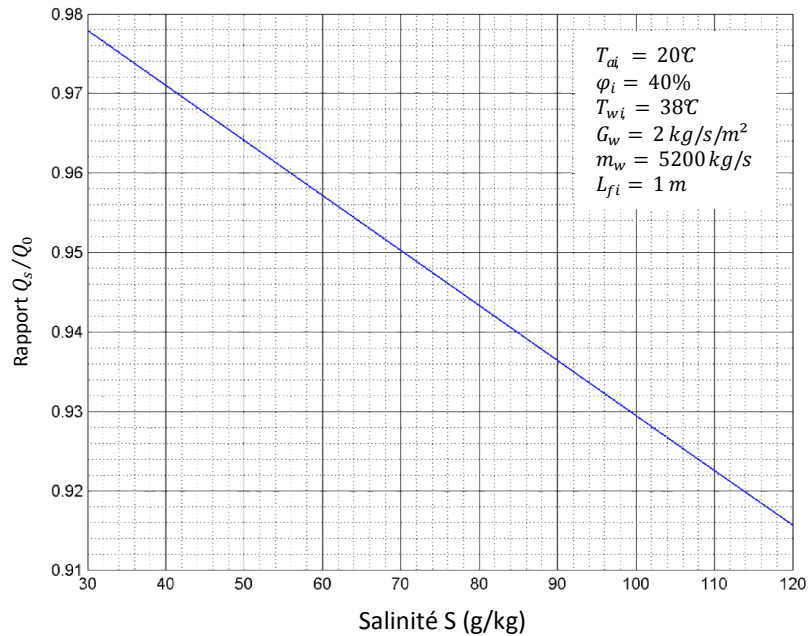


Fig.5.3: Evolution de la charge thermique de la tour en fonction de la salinité

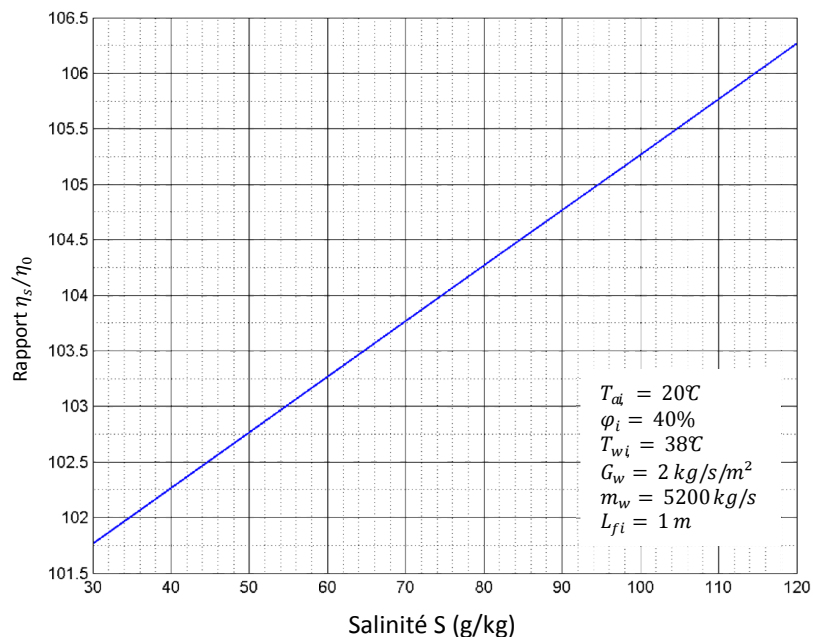


Fig.5.4 : Evolution du rendement avec la salinité

Les baisses d'efficacité et de charge thermique sont des conséquences directes de la chute du débit d'air (\dot{m}_a) avec la salinité (voir Fig.5.5). Cette dernière est principalement due à l'augmentation de la viscosité de l'eau avec la salinité qui entraîne à son tour une augmentation des pertes de charge dans la zone de dispersion.

La figure (5.6) montre que, en dépit du fait que les conditions ambiantes à l'entrée de la tour restent les mêmes, on doit tenir compte de l'évolution de la pression de vapeur saturante de l'eau avec la salinité, ce qui fait évoluer très légèrement la température du bulbe humide (T_{hi}) à cet endroit. On notera également sur cette figure que l'humidité spécifique (ω_o) nécessaire pour saturer l'air à la sortie, baisse avec la salinité, ce qui contribue d'ailleurs en partie à la baisse de la charge thermique (Q). Ceci est lié à une augmentation de la tension superficielle de l'eau avec la salinité, qui rend sa vaporisation plus difficile.

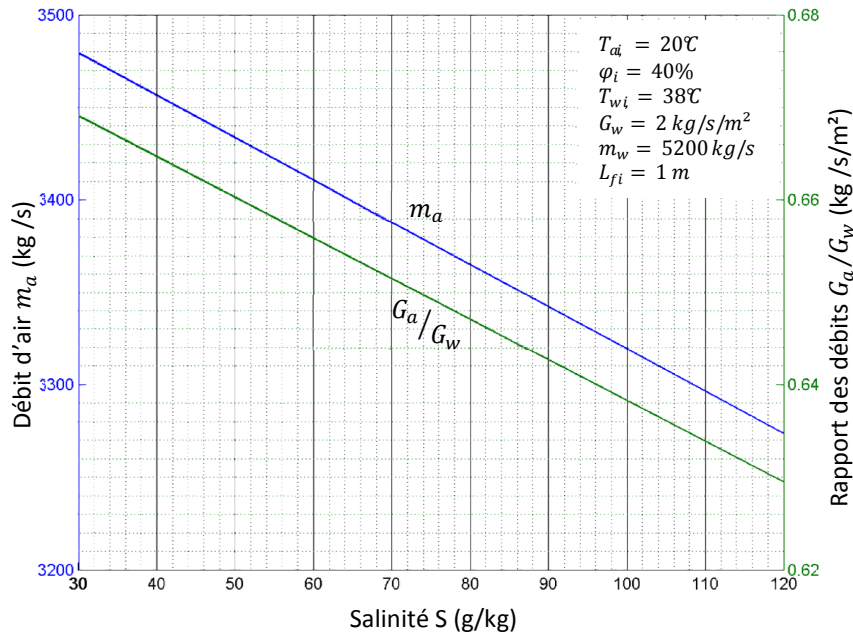


Fig.5.5 : Evolution du débit d'air en fonction de la salinité

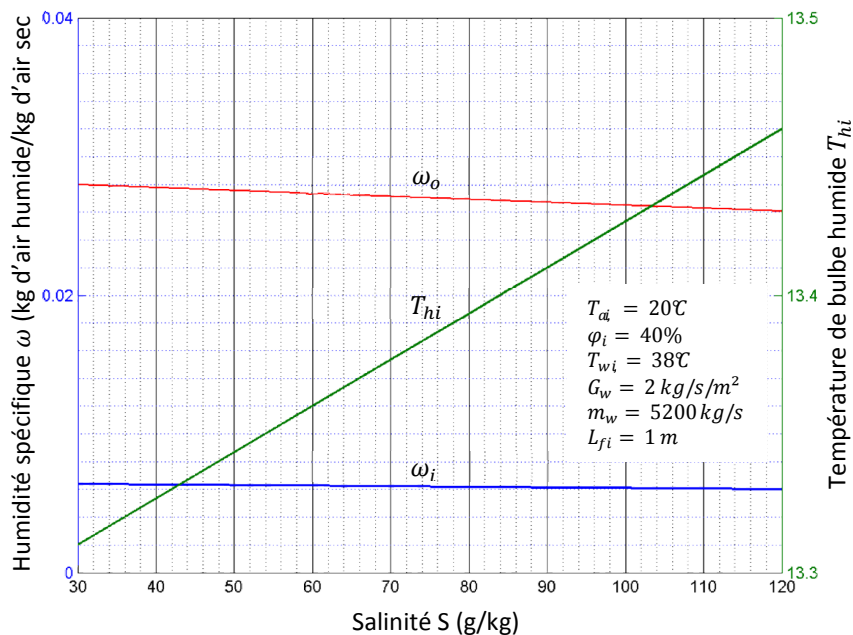


Fig.5.6 : Courbes d'évolution de l'humidité spécifique à l'entrée et à la sortie de la tour et de la température du bulbe humide à l'entrée en fonction de la salinité

5.3.2. Effet du taux de distribution G_w

Il a déjà été mentionné que ce paramètre a un effet direct sur les dimensions de la tour. Pour une température d'eau chaude à l'entrée (T_{wi}) donnée, l'enthalpie de l'air à l'interface $i''_{T_{wi}}$ reste constante pour une valeur donnée de la salinité. Par ailleurs, nous savons qu'à la sortie, l'air ne peut pas avoir une température supérieure à celle de l'eau ($T_{ao} < T_{wi}$) et qu'il doit être saturé à (T_{ao}) (selon le modèle de calcul utilisé). Son enthalpie sera donc forcément inférieure à $i''_{T_{wi}}$.

La figure (5.7) sur laquelle les calculs ont été exécutés pour les conditions nominales définies au tableau (5.1), montre qu'à mesure que G_w croît, l'enthalpie de l'air i_{mao} croît et se rapproche de la valeur $i''_{T_{wi}}$, pendant que les dimensions de la tour (liées par les rapports d'aspect) décroissent. Nous devons donc retenir pour G_w la valeur de 25 qui établit la hauteur de la tour H à 62 m et son diamètre d_i à 515 m.

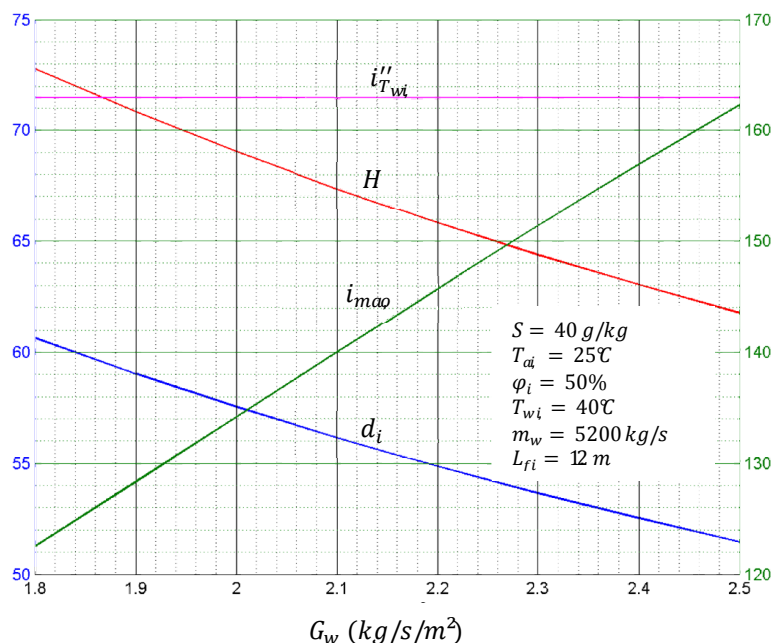


Fig.5.7 : Evolution de l'enthalpie de l'air à la sortie avec le taux de distribution G_w et son effet sur les dimensions de la tour

La valeur de la hauteur du garnissage $L_{fi} = 12 \text{ m}$ pour laquelle les tracés de la figure (5.7) ont été exécutés sera justifiée plus bas. Notons sur la figure (5.8) que la charge thermique (Q) augmente avec (G_w) et que c'est justement pour $G_w = 25 \text{ kg/s/m}^2$ que la valeur nominale de 250 MW est approchée.

5.3.3. Effet de la hauteur du garnissage L_{fi}

Une augmentation de la hauteur du garnissage (L_{fi}) va améliorer la caractéristique de la tour, représentée ici par le nombre de Merkel (Me) (voir Fig.5.9) qui s'interprète comme le nombre

d'unités de diffusion et qui améliore le taux de vaporisation par kg d'air ($\omega_o - \omega_t$), puisque pour ω_i donné, ω_o ne fait que croître avec L_{fi} .

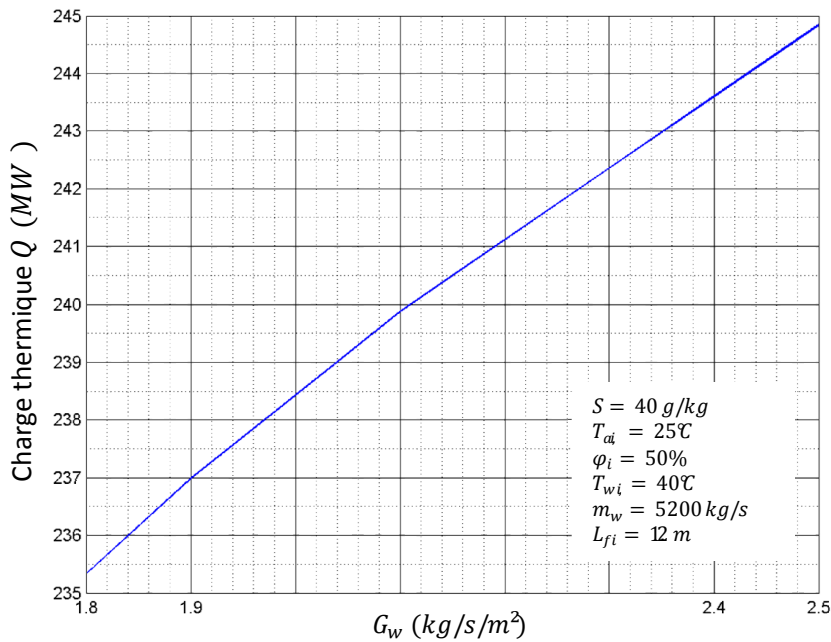


Fig.5.8 : Evolution de la charge thermique de la tour en fonction du taux de distribution G_w

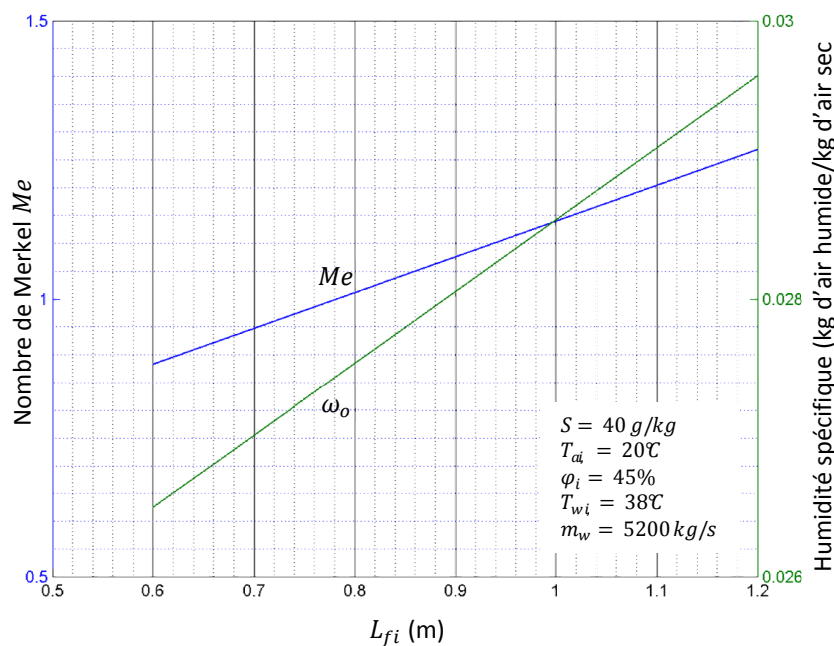


Fig.5.9 : Courbes d'évolution du nombre de Merkel et de l'humidité spécifique à la sortie en fonction de la hauteur du garnissage

Ceci est rendu possible par l'augmentation de la valeur de la température T_{ao} de l'air à la sortie (voir Fig.5.10) qui permet à l'air d'absorber plus d'humidité.

Cette augmentation de (Me) consécutive à une croissance de L_{fi} va doter la tour d'un nombre d'unités de transfert (de chaleur et de masse) plus grand et la rend en mesure d'évacuer une quantité de chaleur plus importante (voir Fig.5.11). La figure (5.10) montre également que l'eau sera refroidie à une température d'autant plus basse que L_{fi} sera plus grand. Ces améliorations se traduisent par des performances représentées par le rendement η et l'efficacité ε croissantes avec L_{fi} (voir Fig.5.12).

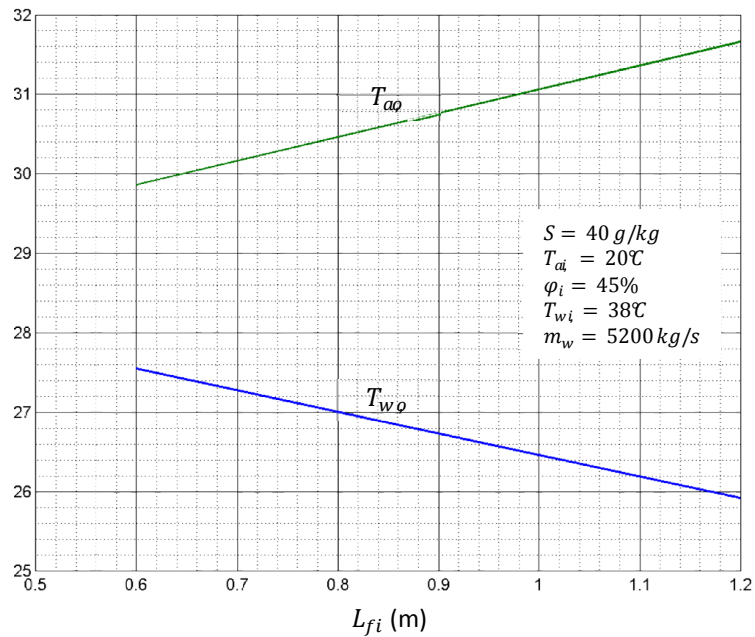


Fig.5.10 : Evolution des températures de l'eau et de l'air à la sortie de la tour en fonction de la hauteur du garnissage

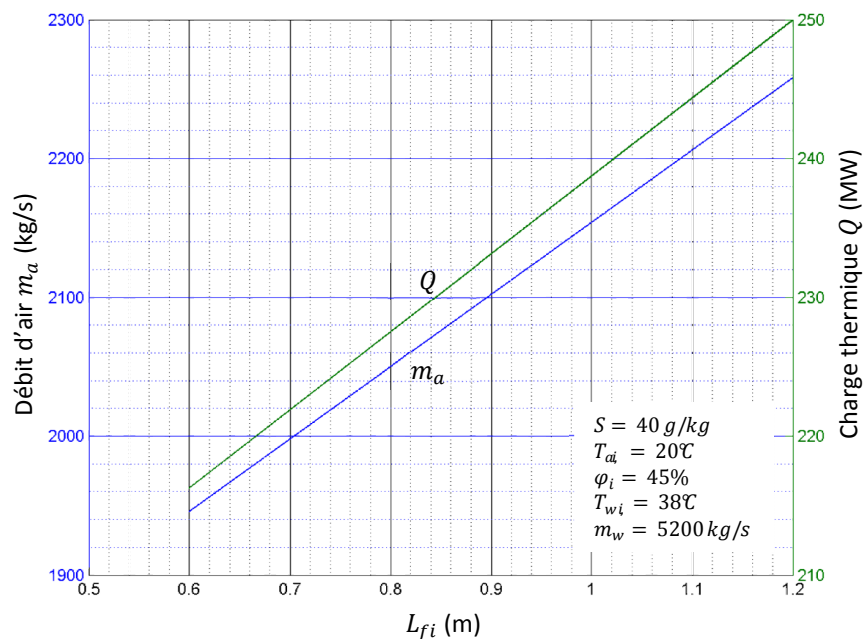


Fig.5.11 : Evolution de la charge thermique et du débit d'air en fonction de la hauteur du garnissage

Bien évidemment, pour que la charge thermique de la tour puisse être augmentée, il faut un débit d'air plus important (voir Fig.5.11) et les pertes de charge deviennent également plus grandes à travers le garnissage lorsque L_{fi} croît. Ceci a un coût matérialisé par une taille plus importante de la tour (voir Fig.5.13).

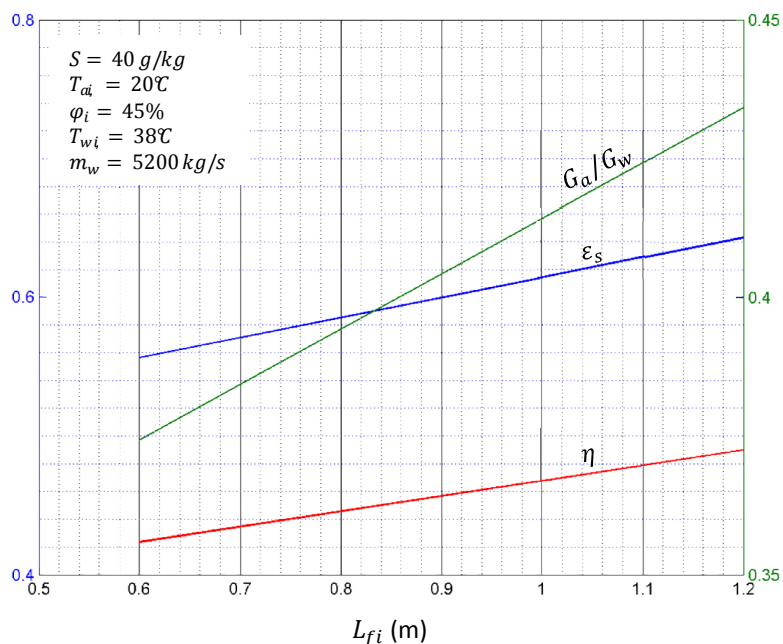


Fig.5.12 : Evolution du rapport des débits, du rendement et de l'efficacité en fonction de la hauteur du garnissage

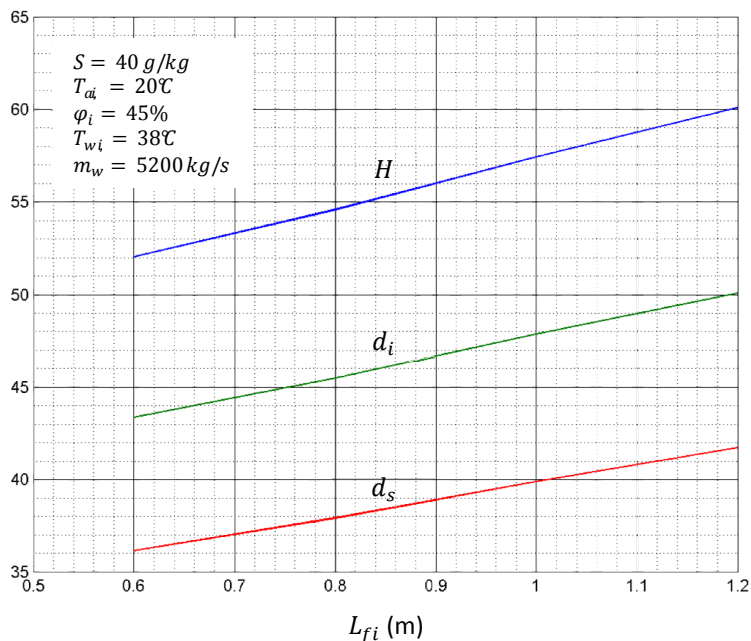


Fig.5.13 : Evolution des dimensions principales de la tour en fonction de la hauteur du garnissage

Il faut noter que dans les calculs concernant cette partie, pour chaque valeur de L_{fi} , les résultats retenus sont ceux qui correspondent à la valeur de G_w qui maximise l'enthalpie de l'air i_{maq} , autrement dit celle qui minimise la taille de la tour pour la valeur considérée de L_{fi} . Nous remarquons par conséquent que la seule valeur de L_{fi} qui permet d'atteindre la valeur nominale de la charge thermique du système est la dernière, soit $L_{fi} = 12 \text{ m}$ (voir Fig.5.11). Nous rappelons que cette hauteur de garnissage est la plus grande valeur pour laquelle les corrélations du modèle de calcul utilisé sont valides et pour cette valeur de L_{fi} , la valeur correspondante de G_w est justement celle qui a été donnée auparavant dans la section précédente, soit $G_w = 25 \text{ kg/s/m}^2$.

A présent, nous pouvons sélectionner les valeurs de l'ensemble des dimensions de la tour qui lui permettraient de répondre à la charge thermique de 250MW dans les conditions nominales définies au tableau (5.1). Le tableau (5.2) comprend les dimensions de la tour et toutes les valeurs nominales des paramètres opératoires.

Tableau.5. 2 : Dimensions de la tour et paramètres opératoires nominaux

Conditions concernant les fluides	Température de l'air à l'entrée	($^{\circ}\text{C}$)	T_{ai}	25
	Humidité relative	(%)	φ_i	50
	Température de bulbe humide	($^{\circ}\text{C}$)	T_{hi}	1796
	Température de l'eau à l'entrée	($^{\circ}\text{C}$)	T_{wi}	40
	Débit d'air	(kg/s)	m_w	5200
	Salinité	(g/kg)	S	40
Rapports géométriques fixant l'aspect de la tour	Rapport de la hauteur totale	(-)	H/d_i	12
	Rapport du diamètre de sortie	(-)	d_i/d_6	12
	Rapport de la hauteur d'entrée	(-)	H_i/d_i	01
Paramètres de dimensionnement	Taux de distribution d'eau	(kg/s/m^2)	G_w	25
	Hauteur de la zone de dispersion	(m)	L_{fi}	12
	Nombre de Merkel	(-)	Me	1246 4
Dimensions de la tour	Diamètre de base de la tour	(m)	d_i	5146
	Diamètre de sortie de la tour	(m)	d_6	4289
	Hauteur de la tour	(m)	H	6175
	Hauteur de l'entrée de la tour	(m)	H_i	515

5.4. Evolution des performances de la tour avec les conditions ambiantes

Dans cette partie de notre analyse, toutes les grandeurs du tableau (5.2) garderont leurs valeurs qui correspondent à la configuration nominale de la tour, sauf T_{ai} et φ_i qui sont utilisées comme variables pour l'obtention des résultats récapitulés au tableau (5.3) et T_{wi}

qu'on fera varier pour trouver la température nominale à laquelle on est autorisé à admettre l'eau chaude dans la tour, dont les dimensions sont définitivement fixées désormais, tout en lui permettant de supporter une charge thermique suffisante pour répondre aux besoins de la centrale, dans des limites tolérables de dégradation de ses performances.

La première partie du tableau correspond à des résultats obtenus en faisant varier l'humidité φ_i à température ambiante T_{ai} constante.

Tableau.5. 3 : Résultats de l'analyse de la sensibilité de la tour aux conditions ambiantes

Température de l'air à l'entrée T_{ai}	25	25	25	25	25	25	15	15	30	35	40	45	35	40	45
Humidité spécifique φ_{ai}	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.6	0.6	0.6
Température de l'eau à l'entrée T_{wi}	45	41	40	40	40	40	33	38	45	47	50	54	47	50	52

Température de bulbe humide T_{hi}	22.4	20.99	19.51	17.96	16.34	14.64	13.13	13.13	27.10	31.82	36.54	41.26	28.19	32.57	36.93
Température de l'eau à la sortie T_{wo}	31.16	29.57	28.72	28.17	27.62	27.07	24.03	25.94	33.17	35.97	39.26	42.96	34.10	36.88	39.77
Température de l'air à la sortie T_{wo}	37.72	34.93	34.00	33.71	33.43	33.15	27.99	31.57	38.69	41.01	44.01	47.56	40.10	42.85	45.13
Humidité spécifique à l'entrée ω_i	.0156	.0136	.0116	.0096	.0077	.0057	.0082	.0082	.0210	.0282	.0376	.0497	.0209	.0278	.0365
Humidité spécifique à la sortie ω_o	.0422	.0359	.0340	.0334	.0328	.0323	.0237	.0294	.0446	.0510	.0605	.0737	.0484	.0566	.0644
Enthalpie de saturation de l'air $i''_{ma}(T_{wi})$	209.2	171.6	163.2	163.2	163.2	163.2	114.5	147.7	209.2	230.9	267.5	325.4	230.9	267.5	295.1
Enthalpie de l'air humide à la sortie i_{mao}	182.4	167.2	163.0	162.3	161.5	160.6	113.7	127.9	201.3	229.2	264.0	309.4	227.1	262.0	292.5
Variation $R = T_{wi} - T_{wo}$	13.84	11.43	11.28	11.83	12.38	12.93	8.97	12.06	11.83	11.03	10.74	11.04	12.90	13.12	12.23
Approche $\Delta T_{app} = T_{wo} - T_{hi}$	8.76	8.58	9.21	10.21	11.28	12.43	10.90	12.81	6.07	4.15	2.72	1.70	5.91	4.31	2.84
Débit d'air m_a	2438	2202	2156	2175	2195	2215	2712	2386	2088	1881	1754	1688	1934	1810	1660
Charge thermique Q	287	237	233	245	256	268	186	250	245	228	223	229	267	272	253
Rendement η_s (%)	61.24	57.12	55.05	53.68	52.32	50.99	45.14	48.49	66.09	72.66	79.79	86.66	68.58	75.27	81.15
Efficacité ε_s (%)	56.98	60.66	61.66	61.83	61.98	62.14	67.56	63.97	56.09	53.24	49.04	43.02	54.02	50.12	46.92

On relèvera sur cette partie du tableau que pour une humidité extrême de 80 % et une température ambiante de 25°C , la tour pourra toujours évacuer une charge thermique suffisante (supérieure même à la charge nominale) mais avec une valeur de T_{wi} maximale de 45°C , ce qui signifie qu’au niveau du condenseur, on ne pourra pas condenser la vapeur à moins de 48°C et ceci provoquera une dégradation de la puissance et du rendement de la centrale thermique. Pour la même humidité de 80 % , si la température ambiante descend à 15°C (voir 2^{ème} partie du tableau), T_{wi} pourra descendre à 33°C , mais la charge thermique dont la tour serait alors capable ne sera que de 186 MW (peut être insuffisante mais cela signifie que la condensation pourrait se produire à 36°, une température assez proche des performances actuelles de la centrale). Si l’on fait monter T_{wi} à 38°C , la tour pourra évacuer dans les mêmes conditions φ_i, T_{ai} , 250 MW .

Maintenant, si on regarde du côté des hautes valeurs de la température ambiante, on voit bien qu’avec une humidité de 80 % , la tour sera toujours capable d’une charge thermique très légèrement inférieure à la charge nominale, avec une valeur de T_{wi} qui passe à 45°C pour $T_{ai} = 30°C$, 47°C pour $T_{ai} = 35°C$, 50°C à $T_{ai} = 40°C$ et 54°C à $T_{ai} = 45°C$. Il faut cependant noter que nous avons affaire-là à des conditions extrêmes susceptibles de se présenter exceptionnellement. Si l’on admet qu’une humidité de 60% est déjà assez élevée à des températures supérieures à 30°C , on constate que la tour sera toujours capable d’une charge thermique supérieure à la charge nominale.

A partir du tableau (5.3), nous avons tracé les courbes des figures (5.14), (5.15), (5.16), (5.17), (5.18) et (5.19) en fonction de la température ambiante T_{ai} pour trois valeurs de l’humidité. Elles montrent que les températures de l’air T_{ao} et de l’eau T_{wo} à la sortie augmentent toutes les deux avec la température ambiante T_{ai} et l’humidité φ_i (voir Fig.5.14 et Fig.5.15).

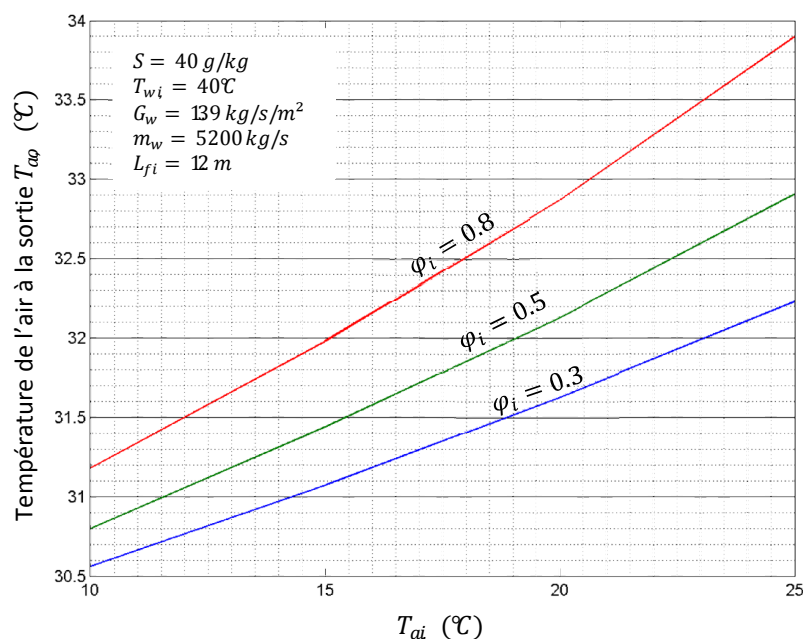


Fig.5.14 : Evolution de la température de l’air à la sortie de la tour en fonction des conditions ambiantes

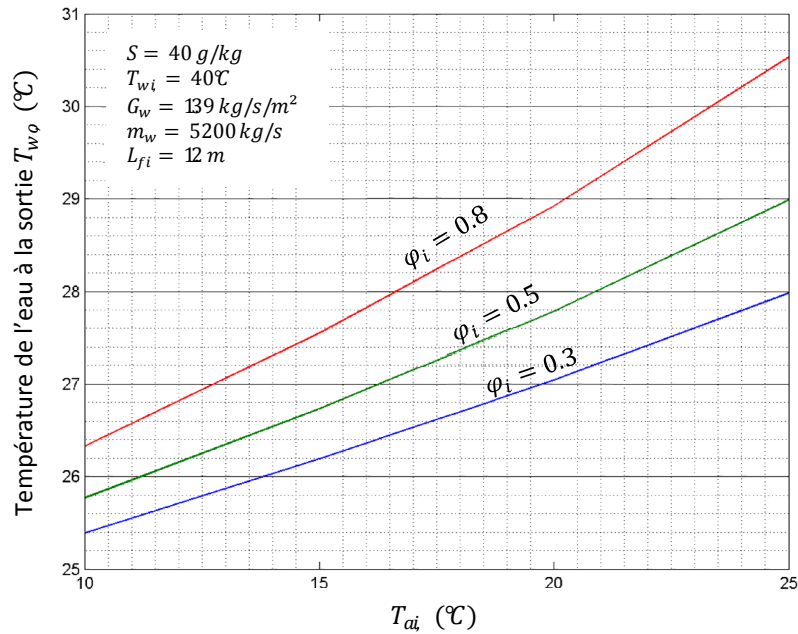


Fig.5.15 : Evolution de la température de l'eau à la sortie de la tour en fonction des conditions ambiantes

Le débit d'air et la charge thermique de la tour décroissent avec la température ambiante et l'humidité de même que l'efficacité (voir Fig.5.16, 5.17 et 5.18), tandis que le rendement de la tour augmente avec T_{ai} et φ_i comme les températures $T_{a\phi}$ et $T_{w\phi}$ (voir Fig.5.19)

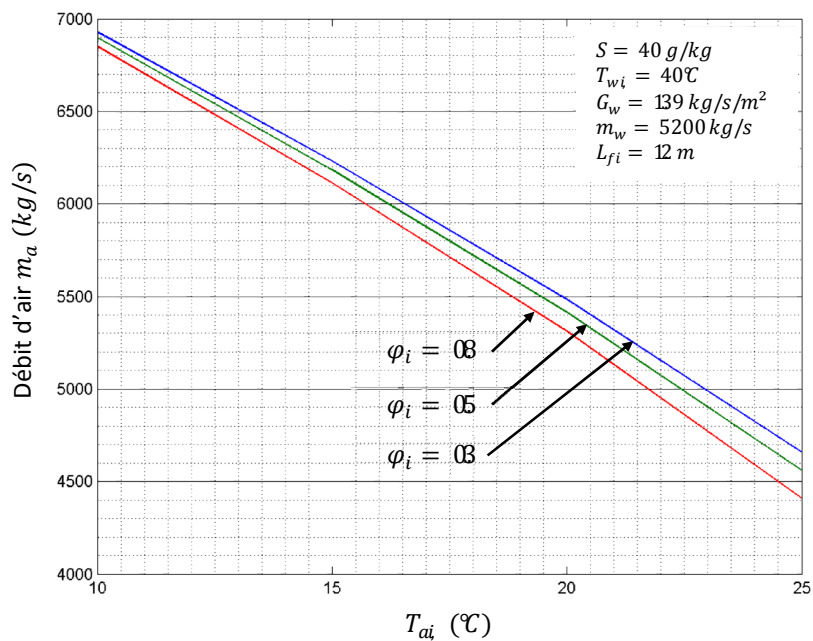


Fig.5.16 : Evolution du débit d'air en fonction des conditions ambiantes

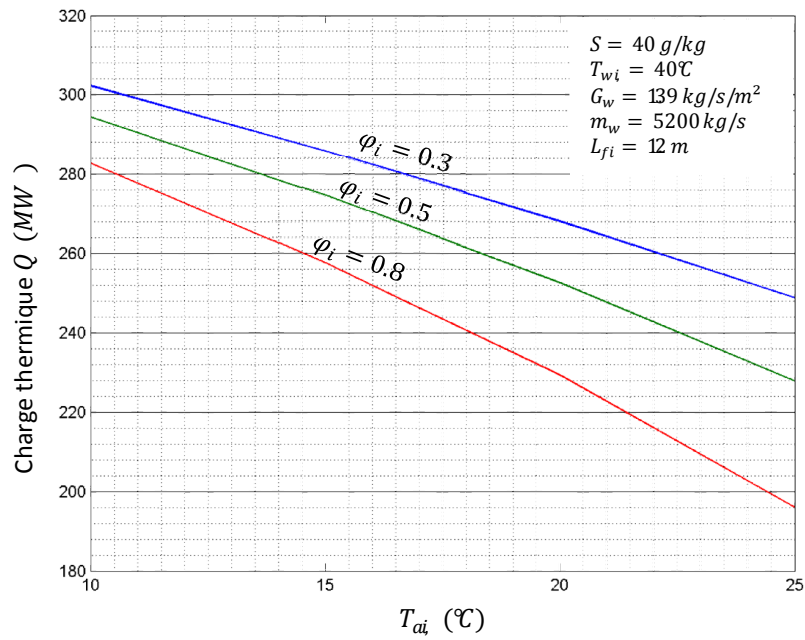


Fig.5.17 : Evolution de la charge thermique en fonction des conditions ambiantes

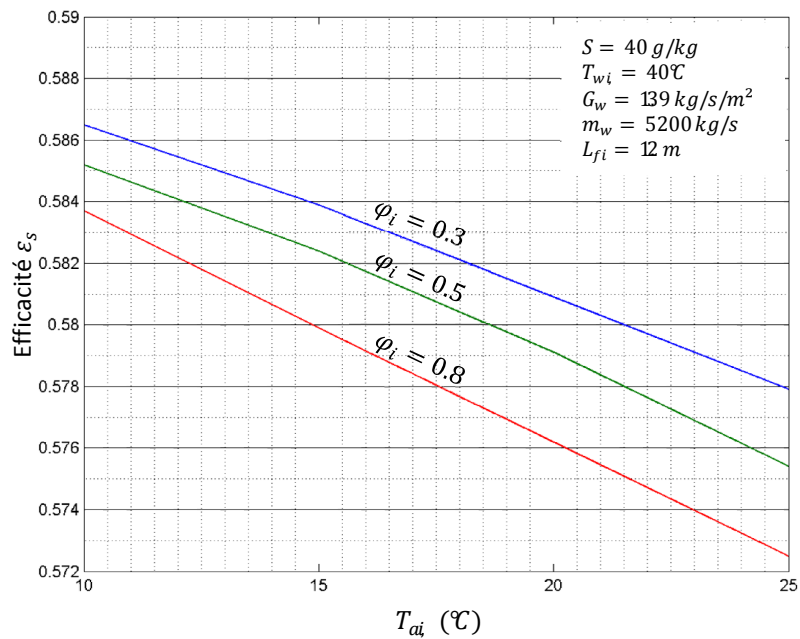


Fig.5.18 : Evolution de l'efficacité en fonction des conditions ambiantes

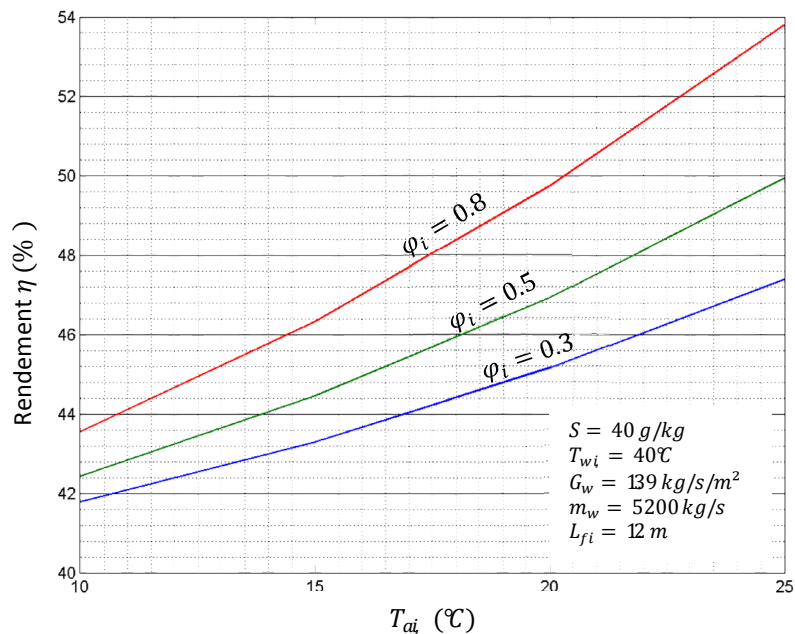


Fig.5.19 : Evolution du rendement en fonction des conditions ambiantes

Conclusion

L'analyse entreprise dans ce chapitre, nous a permis de trouver les critères à appliquer pour dimensionner la tour de refroidissement pour des rapports géométriques d'aspect donnés, un garnissage dont le type et les épaisseurs limites ont été fixés en relation avec les corrélations du modèle mathématique utilisé et des conditions ambiantes choisies. Nous avons ensuite, effectué une analyse de sensibilité pour tester la réponse de la tour aux variations des conditions ambiantes. Un récapitulatif des principaux résultats de la présente analyse sera donné dans la conclusion générale de cette étude.

CONCLUSION GENERALE

Une étude des tours de refroidissement humides à tirage naturel a été effectuée en utilisant le modèle de Kröger. A la différence des modèles de Merkel et de Poppe-Rogener, qui sont des modèles unidimensionnels et qui, de surcroît, ne prennent en compte que ce qui arrive dans la zone de dispersion de la tour, celui de Kröger s'étend à la zone de pulvérisation et à la zone de pluie où, au moyen de corrélations empiriques obtenues avec un seul type de garnissage et pour une épaisseur très limitée de ce dernier, il prend en considération certains effets bidimensionnels très influents qui réduisent la précision des deux modèles précédents. Pour modéliser le tirage naturel, Kröger tient également compte des pertes de charge qui ont lieu dans différentes parties de la tour, alors que dans les applications des modèles de Merkel et Poppe-Rogener, on se contente généralement des pertes de charge à travers la zone de dispersion (corps d'échange).

L'utilisation de l'eau de mer, avec une salinité de départ d'environ 35 g/kg et augmentant progressivement avec le nombre de cycles, introduit des problèmes d'ordre opératoire, comme l'entartrage, l'encrassement et surtout la corrosion, qui sont présents même quand l'eau douce est utilisée, mais qui seront exacerbés par l'augmentation de la salinité de l'eau ; et des problèmes touchant aux performances des équipements et de l'installation dans son ensemble. De nos jours, des efforts considérables ont déjà été accomplis et continuent de l'être pour trouver des matériaux et des techniques permettant de faire face aux problèmes liés au fonctionnement et à l'exploitation de la tour à eau de mer. S'agissant des problèmes liés aux performances, il a été établi dans cette étude que l'évolution des propriétés thermo-physiques de l'eau avec la salinité a pour conséquence une dégradation générale de ces dernières. Mais cette dégradation pourrait être contenue en procédant à des purges de déconcentration avec une fréquence appropriée. On notera en effet qu'il suffirait par exemple de maintenir la salinité de l'eau en-dessous de 60 g/kg pour que la dégradation des performances soit réduite à moins de 4 %. Il est cependant vrai qu'une tour opérant à l'eau de mer doit être l'objet de plus de surveillance et de maintenance qu'une tour à eau douce.

Les rapports géométriques fixant l'aspect général de la tour ayant été choisis, le dimensionnement de cette dernière a été obtenu pour une épaisseur de garnissage L_{fi} maximale de 1.2 m, nécessaire pour conformer la charge thermique de la tour à l'exigence de l'application qui se situe autour de 250 MW_e. Dans ces conditions, la valeur du taux de distribution G_w qui minimise la taille de la tour est de 2.5 kg/m².s.

Une analyse de sensibilité des performances de la tour vis-à-vis d'une variation des conditions ambiantes a été menée montrant que, d'une façon générale, ces performances subissent une certaine dégradation quand la température et l'humidité augmentent, mais que la tour répond de façon satisfaisante jusqu'à une température de 45°C et une humidité de 60% (conditions qui sont tout de même exceptionnelles), l'eau chaude doit néanmoins dans ce cas arriver dans la tour à une température supérieure à 52°C, ce qui signifie une condensation à environ 55°C et une certaine dégradation de la puissance et du rendement

de la centrale. Mais ce problème touchera de la même façon un système utilisant une tour à eau douce.

Références bibliographiques

- [1] : M. MESAROVIĆ, Miodrag. ARARAT- a computer code for thermal design of cooling towers. Nuclear engineering and design, July, 1972, vol.24, p.57-70.
- [2] : SHARQAWY, H.Mostafa. On thermal performance of seawater cooling towers. H.John Lienhard. Journal of engineering for gas turbines and power, April, 2011, Vol. 133.
- [3] : MULYANDASARI, Viska. Cooling tower selection and sizing. Practical engineering guidelines for processing plant solutions, July 2011, p.1-33.
- [4] : QI, Xiaoni and LIU, Yongqi. Performance prediction of seawater shower cooling towers. Energy, 2016, p. 435-443.
- [5] : STEPHEN A.Leeper. Wet cooling towers : 'rule of thumb' design and simulation. Master, U.S Department of Energy, 1981.
- [6] : KLOPPERS, Johannes Christiaan. A critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers. PhD degree : Department of Mechanical Engineering, University of Stellenbosch, December 2003.
- [7] : N.J.WILLIAMSON. Numerical modelling of heat and mass transfer and optimisation of a natural draft wet cooling tower. PhD degree: the School of Aerospace, Mechanical and Mechatronic Engineering, The University of Sydney, 2008.
- [8] : D.G.KRÖGER. Cooling tower performance evaluation : Saving of water with air-cooled heat exchangers. WRC Report n°478, April 1996. ISBN 1-86845-230-1.
- [9] : CHEREMISINOFF, P.Nicholas. Cooling towers : Selection, design and practice. USA : Ann Arbor Science Publishers, 1981. 361p. ISBN 0-250-40407-9.
- [10] : LALLEMAND, André. Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires. Journées internationales de Thermique, Albi. Août, 2007, p. 28-30.
- [11] : OPRIS, Ioana and DARIE, George. A dimensioning methodology for a natural draft wet cooling tower. TEM journal, May, 2017, Vol. 6, n° 2, p.294-302.
- [12] : OPRIS, Ioana and CENUSA, Victor-Eduard. Mathematical model and program for the sizing of counter-flow natural draft wet cooling towers. TEM Journal, August, 2017, Vol. 6, n° 3, p. 436-444.
- [13] : HYHLIK, Tomas. Cooling tower fill modelling using one-dimensional model of heat and mass transfer. Engineering mechanics, 2014, Vol. 21, n° 2, p. 129–134.
- [14] : QI, Xiaoni. Further investigation on the performance of a shower cooling tower. liu, zhenyan. Energy conversion and management, 2008, p. 570–577.
- [15] : ATARZADEH, Mohamad Amin. Numerical analysis the equations of heat and mass transfer in cooling towers. International Journal of Scientific Engineering and Applied Science (IJSEAS), September, 2015, Vol.1, n° 6, p.277-283.

- [16]: KIRAN NAIK.B, CHOUDHARY.V, MUTHUKUMAR.P and SOMAYAJI.C. Performance assessment of a counter flow cooling tower : Unique approach. energy procedia, March, 2017, p. 243 – 252.
- [17]: B.BHAVANI SAI. Design of cooling tower. International journal of scientific and engineering research, May 2013, Vol. 4, n°5, p.1560-1563.
- [18]: M.V.H.Satish Kumar. Performance analysis of cooling tower. International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), August 2016, Vol.38, n°9, p.442-448.
- [19]: ZHENG, Wei-Ye. Thermal performance analysis of closed wet cooling towers under both unsaturated and supersaturated conditions. International journal of heat and mass transfer, September, 2012, p. 203–211.
- [20]: V.PAPAEFTHIMIOU. Thermodynamic study of the effects of ambient air conditions on the thermal performance characteristics of a closed wet cooling tower. Applied thermal engineering, 2012, p. 199-207.
- [21]: MAULBETSCH, S.John and DIFILIPPO, N.Michael. Performance, cost, and environmental effects of saltwater cooling towers. California, January 2010, p.113.

Annexe

Annexe A : Propriétés thermo-physiques des fluides

Cette annexe présente les différentes expressions ayant servi au calcul des grandeurs thermodynamiques et des propriétés thermo-physiques dans le programme élaboré au chapitre 4.

Air sec

D'après Kröger [2], les propriétés de l'air sec pour des températures allant de 220K à 380K à une pression de 101325 Pa sont :

Chaleur spécifique ($J/kg K$)

$$C_{p_a} = 104\,5356 \times 10^3 - 316\,1783 \times 10^{-1} \times T + 708\,3814 \times 10^{-4} \times T^2 - 270\,5209 \times 10^{-7} \times T^3 \quad (A.1)$$

Viscosité dynamique ($kg/m s$)

$$\mu_a = 228\,7973 \times 10^{-6} + 625\,9793 \times 10^{-8} \times T - 313\,1956 \times 10^{-11} \times T^2 + 815\,038 \times 10^{-15} \times T^3 \quad (A.2)$$

Vapeur d'eau saturée

D'après Kröger [], les propriétés de la vapeur d'eau saturée pour des températures allant de 273.15K à 380K sont :

Chaleur spécifique ($J/kg K$)

$$C_{p_v} = 136\,05 \times 10^3 + 231\,334 \times T - 246784 \times 10^{-10} \times T^5 + 591\,332 \times 10^{-13} \times T^6 \quad (A.3)$$

Pression de vapeur (N/m^2)

La pression de saturation de la vapeur d'eau est calculée à partir des corrélations suivantes :

Pour $0^\circ C \leq T \leq 20^\circ C$

$$P_v = 061\,08 + 00452 \times T + 000125 \times T^2 + 000\,04 \times T^3 \quad (A.4)$$

Pour $20^\circ C \leq T \leq 40^\circ C$

$$P_v = 019\,21 + 01035 \times T + 000153 \times T^2 + 000\,0086 \times T^3 \quad (A.5)$$

Pour $40^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$

$$P_v = -42722 + 04287333 \times T + 000946 \times T^2 + 000\,015067 \times T^3 \quad (A.6)$$

Viscosité dynamique ($kg/m\ s$)

$$\mu_a = 256\,2435 \times 10^{-6} + 181\,6683 \times 10^{-8} \times T + 257\,9066 \times 10^{-11} \times T^2 - 106\,7799 \times 10^{-14} \times T^3 \quad (A.7)$$

Mélange air/vapeur**Masse volumique (kg/m^3)**

$$\rho_{av} = (1 + \omega) \left(1 - \frac{\omega}{\omega + 0.62198} \right) P / (287.08 T) \quad (A.8)$$

Viscosité dynamique ($kg/m\ s$)

$$\mu_{av} = \frac{X_a \mu_a M_a^{0.5} + X_v \mu_v M_v^{0.5}}{X_a M_a^{0.5} + X_v M_v^{0.5}} \quad (A.9)$$

avec $M_a = 2897\ kg/mol$, $M_v = 1801.6\ kg/mol$, $X_a = 1/(1 + 160.8\omega)$ et $X_v = \omega/(\omega + 0.622)$

Chaleur spécifique ($J/K\ kg\ d'air\ sec$)

$$C_{pma} = C_{pa} + \omega C_{pv} \quad (A.10)$$

Enthalpie

$$i_{ma} = C_{pa} T_a + \omega (C_{pv} T_a + i_{fg}) \quad (A.11)$$

où i_{fg} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C et est approximativement égale à 2501.6 kJ/kg .