Université Yahia Farés de Médéa

Faculté de technologie

Département Génie Mécanique



En vue de l'obtention du diplôme de master académique

en : génie mécanique

Option : génie climatique

Thème

Etude Paramétrique D`une Aéroréfrigérante Humide Fermée

Réalisé par :

- **Fayrouz RABIAI**
- **Yasmine LOUNIS**

Encadré par:

D. AMINA MANEL BOUAZIZ

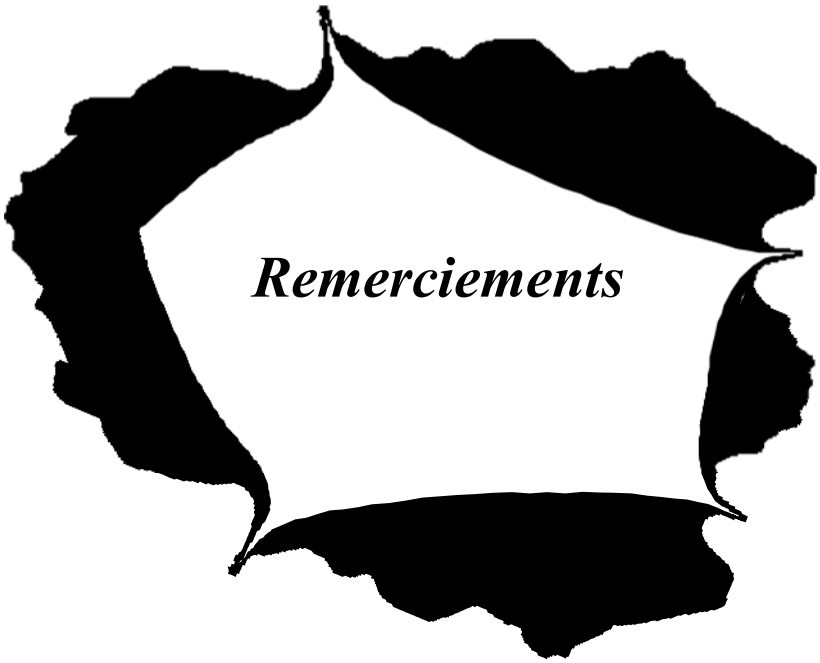
Année universitaire : 2021/2022



وَقُلِ ٱعۡمَلُواْ فَسَيَرَى ٱللَّهُ عَمَلَكُمۡ وَرَسُولُهُۥ وَٱلۡمُؤۡمِنُونَۖ وَسَتُرَدُّونَ إِلَىٰ

عَٰلِمِ ٱلۡغَيۡبِ وَٱلشَّهَٰدَةِ فَيُنَبِّئُكُم بِمَا كُنتُمۡ تَعۡمَلُونَ ١٠٥ التوبة:105

صدق الله العظيم



Remerciements

Nous remercions le Dieu qui nous donne la santé afin de terminer ce modeste travail.

Nous tenons avant tout à exprimer notre reconnaissance à madame Amina Manel BOUAZIZ pour avoir accepté de nous encadrer dans ce mémoire et qui consacré le plus clair de son temps à nous.

Nous remercions tous les enseignants de département de génie mécanique de l'université YAHIA FARES de Médéa chacun avec son propre nom.

Tous les administrateurs qui ont facilité notre mission.

A tous nos camarades étudiants qui nous ont accompagnés pour une longue étude.

A tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin.



Dédicaces

A mes parents ma mère et mon père
A mon mari
A mes frères et ma sœur
A mes tantes Maternelles
A ma grande famille
A mes amis

RABIAI Fayrouz



Dédicaces

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études,

A mes chères sœurs

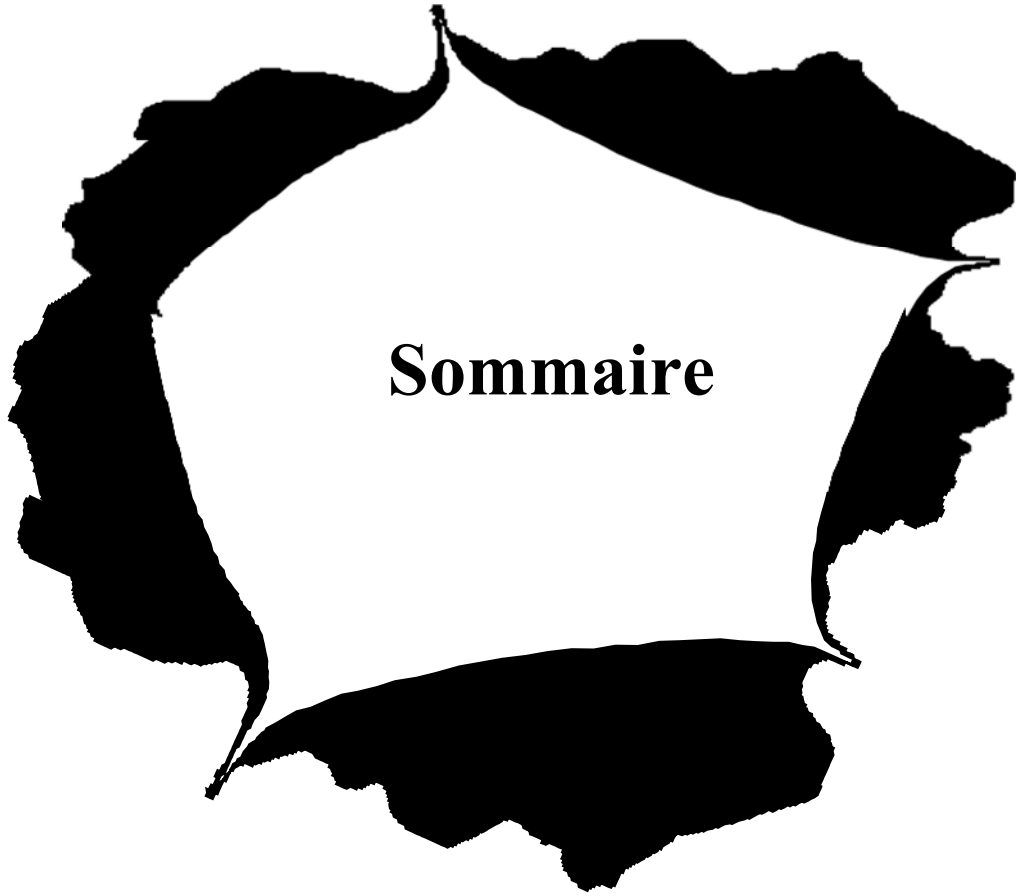
BACHIRA ;SELMA ;HIBA ;SABRINE …… pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fuit de votre soutien infaillible,

Merci d'être toujours là pour moi.

Yasmine



Sommaire

Sommaire :

titre	page
Remerciements	
Dédicaces	
Résume	
Sommaire	
Liste des figures	
Symbole en Indices	
Introduction générale	01
Chapitre 1: Généralités sur les centrales nucléaires	
Introduction	04
1. Historique	05
2. Description d'une centrale nucléaire	05
3. Composants d'une centrale nucléaire	06
4. Fonctionnement d'une centrale nucleaire	07
5. Le rendement d'une centrale nucléaire	08
6. La sûreté nucléaire	08
Chapitre 2 : Les Aéroréfrigérantes	
Généralités	11
1. Les différents types des tours de refroidissement	12
2. Les principaux composants d'un tour de refroidissement	18
3. Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement	22
4. Les modes de transfert	25
Conclusion	26
Chapitre 3 : L'air Humide	
Introduction	28
1. Grandeurs relatives a l'air humide :	29
2. Diagramme de l'air humide :	33
Conclusion	35
Chapitre 4: Bilan thermiques d'une aéroréfrigérante fermée	
1. Equation générales des tours de refroidissement	38
2. Equation théoriques	38
Chapitre5 : Tour Aéro - réfrigérante humide Fermée	
1. Domaine technologique	46
2.Description générale	46
3. Nomenclature	47

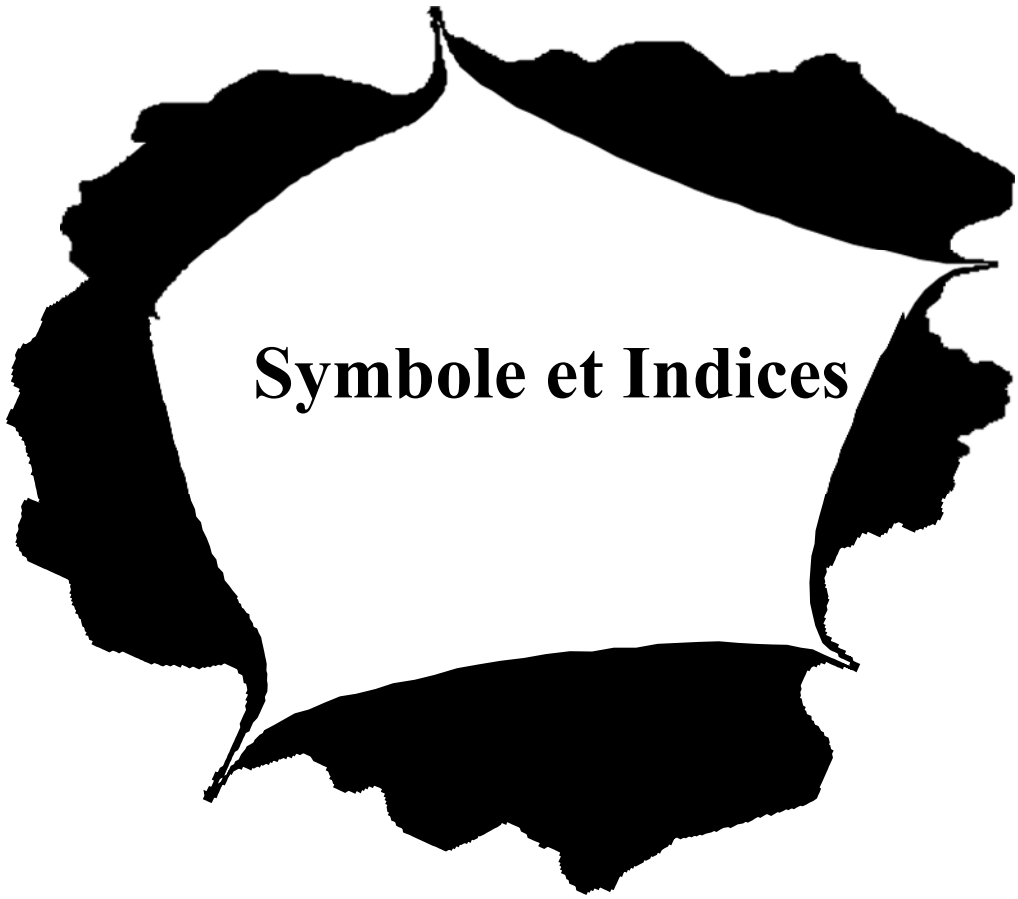
4.Description mathématique	**49**
5. Resultats et discussion	**53**
Conclusion générale	**65**
Bibliographie	**68**

Liste des figures

Liste des figures

Figure		page
1.1	les centrales nucléaires.	04
1.2	Shéma de principe d'une centrale nucléaire.le cœur de réacteur contient les assemblages de combustible étanches et les barres de côntrole,dans de l'eau a l'état liquide (type REP).	05
1.3	Shéma d'une centrale nucléaire.	07
1.4	Fonctionnement d'une centrale nucléaire.	09
2.1	Une tour de refroidissement.	11
2.2	Une tour ouverte.	12
2.3	Tour à circuit fermé.	13
2.4	Tour fermée.	13
2.5	appareille à tirage Naturel.	14
2.6	appareille à tirage induit.	15
2.7	un condenseur évaporatif.	16
2.8	Tour hybride ouverte.	16
2.9	Une tour de refroidissement hybride ouverte	17
2.10	les principaux composants d'un tour de refroidissement.	18
2.11	Corps d'échange type de goutte.	18
2.12	Corps d'échange avec canaux verticaux.	19
2.13	Exemples de pare-gouttelettes.	19
2.14	Système de dispersion du fluide à refroidir.	20
2.15	Exemple d'un échangeur tubulaire intégré dans tour de refroidissement fermé.	21
2.16	principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir.	22
2.17	principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte et un échangeur intermédiaire distant.	23
2.18	principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte.	24
2.19	Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement fermée.	24
3-1	les caractéristiques physiques de L'air humide	28
3.2	psychromètre	30
3.3	diagramme de l'air humide.	33
3.4	diagramme psychrométrique représente les principales caractéristiques physique et thermodynamiques de l'air humide.	34
4.1	schéma de principe d`une tour de refroidissement d`eau.	37
4.2	illustration du transfert de chaleur et diagramme pour TR.	40

4.3 solution de MERKEL.	**43**
5.1 schéma d'une aéro-réfrigérante humide fermée.	**45**
5.2 Agrégation des échanges fe chaleur de masse.	**46**
5.3 variation de débit d'eau en fonction de la température de sortie d'air.	**47**
5.4 variation de débit d'eau en fonction de l'humidité absolue.	**51**
5.5 variation de débit d'eau en fonction de la puissance échangée.	**52**
5.6 variation de débit d'air en fonction de la température de sortie d'air.	**52**
5.7 variation de débit d'air en fonction de l'humidité absolue.	**53**
5.8 variation de débit d'air en fonction de la chaleur échangée.	**54**
5.9 variation de température d'entrée d'eau en fonction de la température de sortie d'eau et de sortie d'air	**54**
5.10 variation de température d'entrée d'eau en fonction de l'humidité absolue.	**55**
5.11 variation de température d'entrée d'eau en fonction de la puissance échangée et niveau de consommation d'eau le	**55**
5.12 variation de température d'entrée d'eau en fonction de la puissance échangée.	**56**
5.13 Variations de la température d'entrée d'air en fonction de la température de sortie d'eau et de sortie d'air.	**57**
5.14 Variations de la température d'entrée d'air en fonction de l'humidité absolue d'air	**57**
5.15 Variations de la température d'entrée d'air en fonction de la chaleur échangée.	**58**
5.16 variation de température d'entrée d'air en fonction de la puissance échangée et le niveau de consommation d'eau.	**58**
5.17 variation de l'humidite absolue d'eau en fonction de la température de sortie d'eau et de sortie d'air.	**59**
5.18 variation de l'humidite absolue d'eau en fonction de l'humidite absolue d'air.	**59**
5.19 variation de l'humidite absolue d'eau en fonction de la chaleur échangée.	**60**
5.20 variation de nombre de cycle en fonction de la température de sortie d'eau et de sortie d'air.	**60**
5.21 variation de nombre de cycle en fonction de la chaleur échangée.	**61**



Symbole et Indices

Symbole et Indices

Symbole :

Symbole	Signification	unité
a	Rapport	m^{-1}
C_{pw}	Chaleur spécifique de l'eau	Kcal.$kg^{-1}.°C^{-1}$
C_{pa}^{V}	Chaleur spécifique de l'air humide	Kcal.$kg^{-1}.°C^{-1}$
C_{pa}	Chaleur spécifique de l'air sec	Kcal.$kg^{-1}.°C^{-1}$
C_{pv}	Chaleur spécifique de vapeur d'eau	Kcal.$kg^{-1}.°C^{-1}$
h	Hauteur de l'empilage	m
H_{w0}	Coefficient globale de transfert massique de l'eau	Kg.m^{-2}
i	Enthalpie de l'air humide	Kcal.kg^{-1}
i	Enthalpie de l'air humide entrant dans la tour	Kcal.kg^{-1}
i_2	Enthalpie de l'air humide sortant de la toure	Kcal.kg^{-1}
i_{sf}	Enthalpie de l'air au contact de surface de séparation air /eau	Kcal.kg^{-1}
i_{stw}	Enthalpie de l'air saturée a la température de l'eau	Kcal.h^{-1}
i_{2sTw1}	Enthalpie de l'air saturée a la température de entrée de l'eau dans la tour	Kcal.kg^{-1}
H	Hauteur de l'empilage	M
K_w	Coefficient de transfert thermique dans le film d'eau	Kg.$h^{-1}m^{-2}.°C^{-1}$
k_a	Coefficient de transfert thermique de l'air	Kg.$h^{-1}m^{-2}.°C^{-1}$
L_v	Chaleur latente de vaporisation d'eau	Kcal.kg^{-1}

Symbole et Indices

$\dot{m}_w$	Débit massique de l'eau refroidir	Kg.h^{-1}
$\dot{m}_{w1}$	Débit massique de l'eau entrant dans la tour	Kg.h^{-1}
$\dot{m}_{w2}$	Débit massique de l'eau sortant de la tour (après la surface de refroidissement)	Kg.h^{-1}
$\Delta\dot{m}_{w1}{}^2$	Débit massique de l'eau évaporée entre le somme et la base de la tour	Kg.h^{-1}
$\dot{m}_a$	Débit massique de l'air (constant)	Kg.h^{-1}
NM_{e0}	Nombre sans dimension de MERKEL	-
S_0	Section de passage brut de l'air	m^2
S_e	Surface d' échange thermique et massique	m^2
T	Température variable de l'air humide	°C
T_1	Température de l'air entrant par le bas de la tour	°C
T2	Température de l'air sortant par le haut de la tour	°c
Tw	température de l'eau	°c
Tw1	Temperature de l'eau entrant de la tour	°c
Tw2	temperature de l'eau sortant de la tour	°c
ΔTw	Ecart de température entre l'eau entrant et sortant	°c
Th1	Température de l'air entrant par le bas de la tour (Bulbe humide)	°c
Tap	Température de l'eau d'appoint	°c
Tst	Température de la surface de séparation air\eau	°c

Symbole et Indices

V0	**Volume de l'empilage formant la surface de ruissèlement**	**m^3**
Vma	**Vitesse massique d'air**	**$kg.h^{-1}.m^{-2}$**
W	**Humidité absolue de l'air**	**kg\kg**
W1	**Humidité absolue de l'air entant dans la tour**	**kg\kg**
W2	**Humidité absolue de l'air sortant de la tour**	**kg\kg**
Wsf	**Humidité absolue de l'air au contact de la surface de séparation air\eau**	**kg\kg**
Φ	**Angle formée par la droite de fonctionnement et l'axe des températures**	

INDICES

1	**conditions d'entrée de l'eau ou de l'air dans une tour**
2	**conditions de sortie de l'eau ou de l'air dans la tour**
a	**air**



Résumé

ملخص:

أبراج التبريد في محطات الطاقة النووية هي منشآت لها تأثير كبير على الأداء المحقق. يتم إجراء الحساب التنبؤي لاستهلاك الطاقة لمبنى ثلاثي مكيف الهواء عن طريق برج تبريد رطب مغلق من نموذج تشغيل مبسط. وبالتالي ، يقترح هذا المشروع دراسة هذه المعدات من خلال محاكاة عددية لتأثير المعلمات ذات الصلة لتسهيل الاختيار للوهلة الأولى وفقًا للمواصفات.

الكلمات المفتاحية: أبراج التبريد، مكيف الهواء، مغلق، نموذج، محاكات.

Résumé:

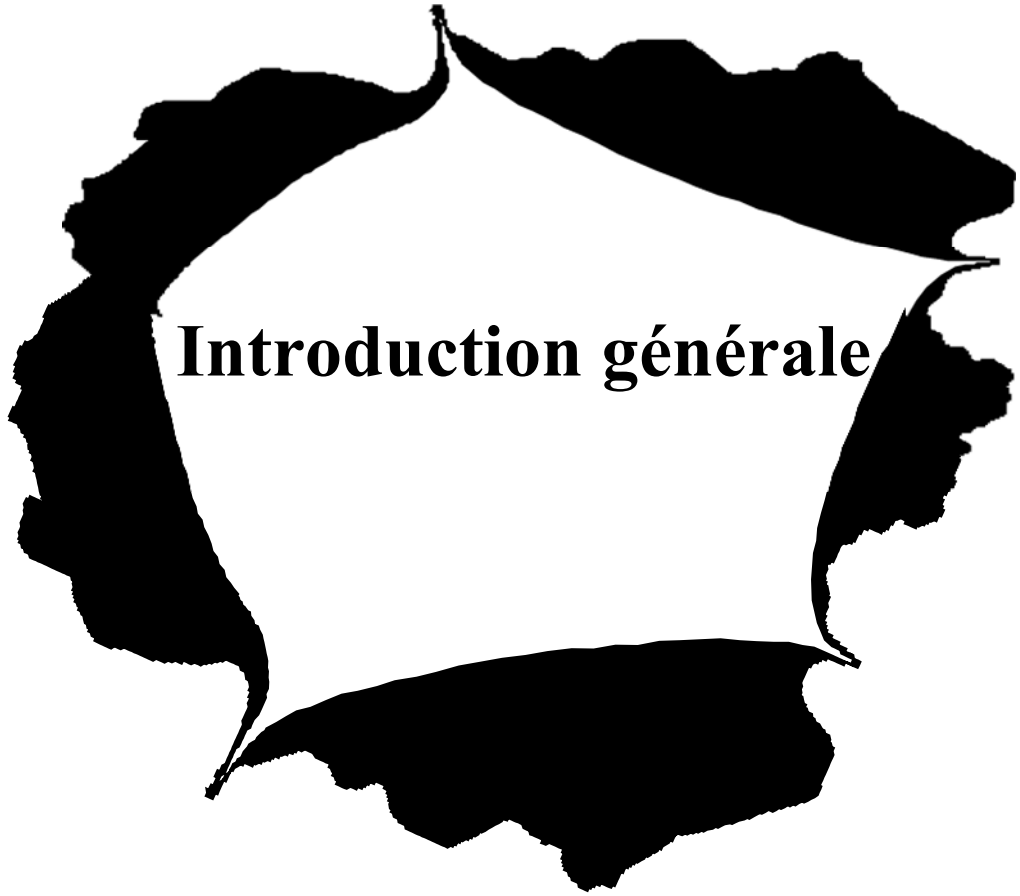
Les tours de refroidissement dans les centrales nucléaires sont des installations qui ont un impact important sur les performances atteintes. Le calcul prévisionnel de la consommation d'énergie d'un bâtiment tertiaire climatisé au moyen d'une aéroréfrigérante humide fermée est conduite à partir d'un modèle de fonctionnement simplifié. En conséquence, ce projet se propose d'étudier ces équipements par une simulation numérique de l'effet des paramètres pertinents pour faciliter au premier abord le choix suivant les spécifications.

Mots clés : climatisation, aéroréfrigérante, fermée, modèle, simulation.

Abstract :

Cooling towers in nuclear power plants are facilities that have a significant impact on the performance achieved. The forecast calculation of the energy consumption of a tertiary building air-conditioned by means of a closed wet cooling tower is carried out from a simplified operating model. Consequently, this project proposes to study these equipments by a numerical simulation of the effect of the relevant parameters to facilitate at first sight the choice according to the specifications.

Key words : air conditioner ،air cooler ، closed, model, simulation



Introduction générale

Introduction générale

Les tours de refroidissement peuvent être considérés comme des échangeurs de chaleur utilisés pour la dissipation de larges charges thermiques vers l'atmosphère.

Elles sont des équipements très importants dans beaucoup d'applications industrielles mais popularisées par les grandes tours visuels et dominants dans les centrales nucléaires.

Lorsque l'eau est utilisée comme milieu du transfert thermique, que ce soit humide ou évaporative, les tours de refroidissement sont les plus adaptées. On cite souvent les tours humides en référence à la vaporisation de l'eau par le biais de la chaleur latente, comme moyen principal de l'échange thermique entre le procédé et l'air passant par la tour.

Bien que la classification puisse être établie selon plusieurs critères, une principale, consiste en tour humide ou sec et même hybride. Dans cet ordre, il est possible pour éviter des contaminations de réaliser le transfert thermique entre le fluide à refroidir et les fluides au sein de la tour de façon indirecte, c'est alors la tour fermée. Notre projet s'inscrit dans ce cadre et l'objectif assigné est de :

Comprendre et enregistrer le fonctionnement et le rôle d'une tour particulièrement dans une centrale nucléaire. A ce stade, le circuit de refroidissement est d'une importance capitale dans le « process » et refroidir l'eau du condenseur est d'une utilité absolue. Par les dégâts causés à l'environnement, l'introduction d'une tour sera mise en évidence et permettra donc de résoudre le problème. Nous décrirons tout cela dans le premier chapitre, en insistant sur les éléments constitutifs.

Dans le second chapitre, nous passerons en revue tous les types de tours de refroidissement et les systèmes associés. Une classification sera alors établie pour permettre d'une part de situer le type retenu et d'envisager les possibilités offertes quant au système de transfert thermique. Ainsi, il sera d'intérêt d'étudier le système evaporatif, système complexe où a lieu les transferts de chaleur et de masse entre plusieurs fluides.

Un des fluides étant l'air, sa caractérisation ainsi que sa charge en vapeur d'eau, conséquence d'une interaction avec l'eau nécessite un troisième chapitre afin d'accéder soit par diagrammes, soit par expressions des températures de l'air humide, des valeurs d'humidités absolues ou encore des enthalpies. Ce fluide complexe qu'est l'air humide est en fait un mélange qu'il est difficile de comprendre toutes les transformations ayant lieu dans une tour sans cette connaissance de base du fluide.

Nous aborderons de manière simplifiée la modélisation des tours fonctionnant de manière évaporative dans le quatrième chapitre, pour nous permettre d'appréhender l'essentiel des phénomènes se passant dans la tour.

D'abord, il s'agit d'évaluer les pouvoirs des différents milieux en termes de capacité de transport thermique, pour mettre en valeur le système évaporatif. Ensuite, les équations générales ainsi que les différents bilans seront exposés sous des hypothèses simplificatrices.

La théorie classique des tours sera ainsi montrée et une des résolutions possibles connue sous la dénomination de MERKEL sera succinctement décrite.

Le cinquième chapitre sera consacré à une modélisation avancée, basée sur des hypothèses plus réalistes et pertinentes. une description élaborée des équations mathématiques sera aussi développée.

Nous aurons à conduire une étude paramétrique sur les principales grandeurs telles les débits d'eau et d'air, les températures d'entrée et de sortie, l'humidité de l'air ainsi que les niveaux de consommations d'eau de pulvérisation.

Une conclusion terminera ce mémoire avec des possibilités d'extension.



Chapitre 1

Généralités sur les centrales nucléaires



Chapitre 1

Généralités sur les centrales nucléaires



figure 1-1 :les centrales nucléaires

Introduction :

Une tour de refroidissement, ça fait immédiatement penser à une centrale nucléaire. C'est un raccourci. Il peut y en avoir partout dès que dans une usine, on a le besoin de refroidir des pièces en nombre important. a tour permet indirectement d'abaisser la température des pièces d'échauffement, par la maintenance d'un flux d'eau refroidie qu'on amène en contact avec les pièces chauffées. En résumé, la tour refroidit de l'eau, on pulvérise cette eau sur les éléments Chauds.

1. Historique :

En 2009, 439 réacteurs fonctionnent dans 31 pays différents dans le monde, dont 58 réacteurs en France, soit un total de 370 gigawatts produisant environ 14 % de l'électricité mondiale (voir la liste des réacteurs nucléaires). La catastrophe de Tchernobyl a conduit à plusieurs moratoires ; la baisse des prix du pétrole durant les années 1990 a renforcé cette tendance, conduisant à construire moins de nouveaux réacteurs dans le monde. Parallèlement, les centrales vieillissent : en 2006, la majorité des réacteurs avaient de 15 à 36 ans, sept ayant de 37 à 40 ans. Toutefois, à partir du milieu de la décennie 2000, la remontée des prix des énergies, tirées par les hydrocarbures, a induit un mouvement de balancier inverse, conduisant à de nouvelles constructions de réacteurs : par exemple, la Finlande entreprend de se doter d'un réacteur pressurisé européen (EPR) à Olkiluoto en 2003, la construction d'un EPR à Flamanville (France) est décidée en 2005. (1)

2. Description d'une centrale nucléaire :

Une **centrale nucléaire** est un site industriel qui utilise la fission de noyaux atomiques pour produire de la chaleur, dont une partie est transformée en électricité (entre 30 % et 40 % en fonction de la différence de température entre la source froide et chaude). C'est la principale mise en œuvre de l'énergie nucléaire dans le domaine civil.

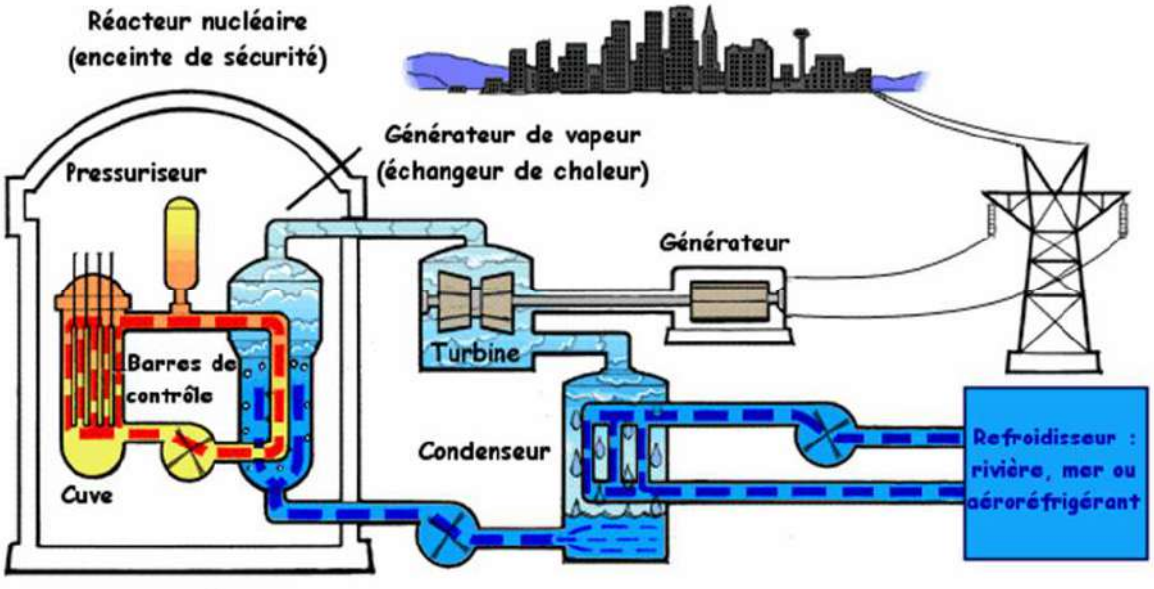


Figure 1-2 :Shéma de principe d'une centrale nucléaire.le cœur de réacteur contient les assemblages de combustible étanches et les barres de côntrole,dans de l'eau a l'état liquide (type REP). (2)

3. Composants d'une centrale nucléaire :

3.1 le bâtiment réacteur :

Généralement double enceinte étanche qui contient le réacteur nucléaire, le pressuriseur qui a pour fonction de maintenir l'eau (traitée) du circuit primaire à l'état liquide, les générateurs de vapeur (trois ou quatre selon la génération), le groupe motopompe primaire servant à faire circuler le fluide caloporteur (eau), le circuit d'eau *primaire*, dont le rôle principal est d'assurer le transfert thermique entre le cœur du réacteur et les générateurs de vapeur, et une partie du circuit d'eau *secondaire* .

3.2 le bâtiment combustible :

collé au bâtiment réacteur, il sert de stockage des assemblages du combustible nucléaire avant, pendant les arrêts de tranche et pour le refroidissement du combustible déchargé (un tiers du combustible est remplacé tous les 12 à 18 mois). Le combustible est maintenu immergé dans des piscines dont l'eau sert d'écran radiologique.

3.3 le bâtiment salle des machines :

qui contient principalement :

une ligne d'arbre comprenant les différents étages de la turbine à vapeur et l'alternateur (groupe turbo-alternateur),

le condenseur, suivi de turbopompes alimentaires (fonctionnement normal, de secours) ;

3.4 les locaux périphériques d'exploitation (salle de commande…).

3.5 des bâtiments annexes :

qui contiennent notamment des installations diverses de circuits auxiliaires nécessaires au fonctionnement du réacteur nucléaire et à la maintenance, les tableaux électriques alimentant tous les auxiliaires et générateurs Diesel de secours.

3.6 une station de pompage: pour les tranches dont le refroidissement utilise l'eau de mer, de fleuve ou de rivière, et éventuellement une tour aéroréfrigérante (la partie la plus visible d'une centrale nucléaire ; hauteur de 28 m pour la CNPE de Chinon, jusqu'à 178 m pour la CNPE de Civaux).

3.7 Les autres installations de la centrale électrique comprennent :

- un ou plusieurs postes électriques permettant la connexion au réseau électrique par l'intermédiaire d'une ou plusieurs lignes à haute tension, ainsi qu'une interconnexion limitée entre tranches ;
- les bâtiments technique et administratif, un magasin général…

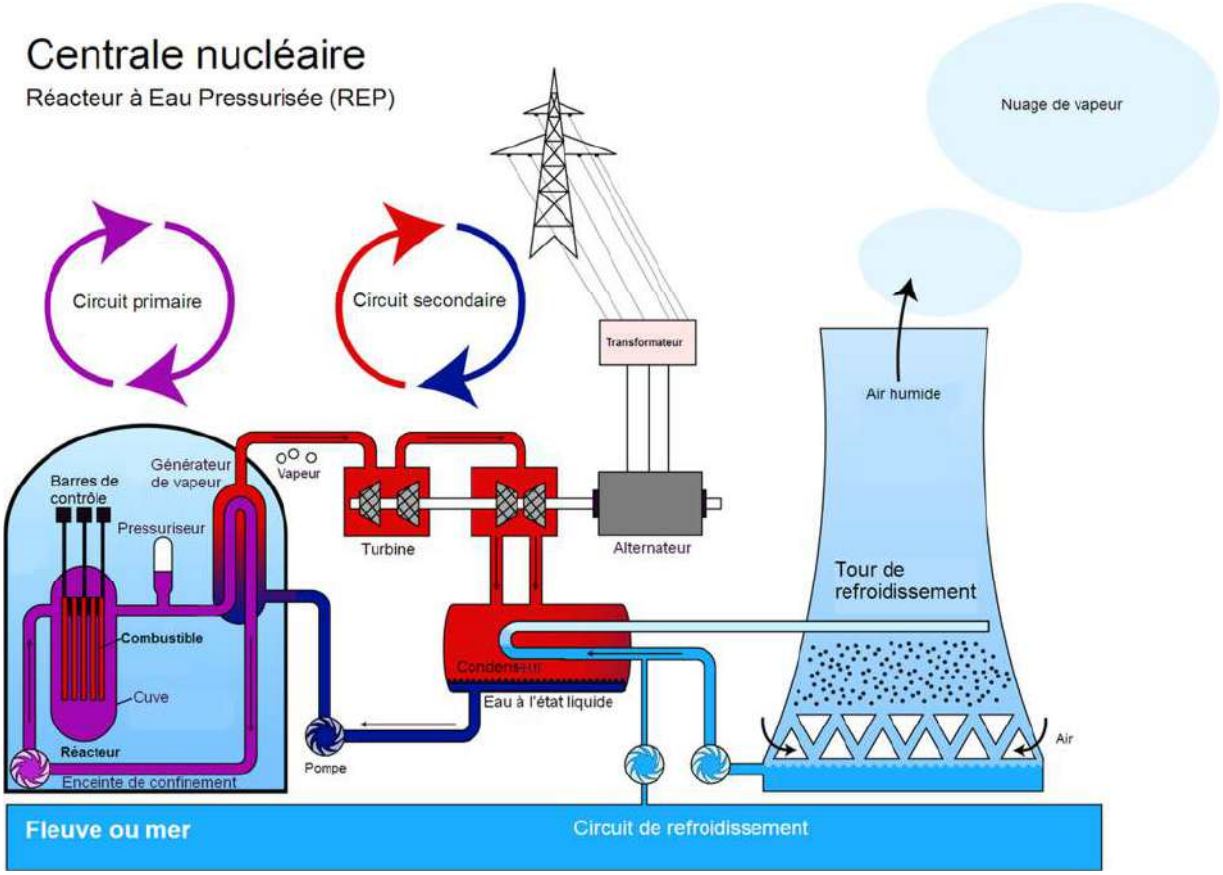


Figure 1-3:Shéma d'une centrale nucléaire *(3)*

4. Fonctionnement d'une centrale nucleaire :

Comme les centrales thermiques brûlant des combustibles fossiles (pétrole, gaz, charbon) ou hydrauliques (barrages), une centrale nucléaire est une usine de production d'électricité. Une centrale nucléaire, comme une centrale thermique, utilise le même principe de fonctionnement, à savoir la transformation de chaleur en électricité.

Toutefois, alors que dans une centrale thermique cette chaleur est produite par de la combustion classique, dans une centrale nucléaire, c'est la fission d'un noyau atomique qui permet de produire cette chaleur. Dans les deux cas, l'objectif est de faire chauffer de l'eau afin d'obtenir de la vapeur. La pression de la vapeur permet de faire tourner une turbine couplée à un alternateur qui produit de l'électricité.

4.1 Le cœur du réacteur

4.2 Le combustible nucléaire :

Le combustible d'une centrale nucléaire contient des atomes fissiles c'est-à-dire des atomes dont le noyau a la capacité de se casser sous l'action d'un neutron, et, ce faisant, de libérer une quantité considérable d'énergie. D'où le nom de « combustible » par analogie avec la matière fossile brûlée dans une centrale thermique classique. Les principaux atomes fissiles sont l'uranium 233, l'uranium 235, le plutonium 239 et le plutonium 241. Seul l'uranium 235 se trouve

à l'état naturel. C'est donc le plus souvent lui qui est utilisé comme combustible dans les centrales nucléaires. Le combustible nucléaire est placé dans le cœur du réacteur.

4.3 La fission nucléaire :

Quand un noyau d'uranium 235 absorbe un neutron, il peut se fractionner en deux fragments. Ce phénomène, appelé « fission », génère une grande quantité d'énergie sous forme de chaleur. Le principe d'un réacteur nucléaire consiste à récupérer cette chaleur pour chauffer un fluide et produire de la vapeur qui permettra d'activer la turbine. Chaque fission produit à son tour des neutrons d'énergie élevée qui, en se déplaçant parmi les atomes d'uranium 235 ou de plutonium, peuvent provoquer la fission d'un nouveau noyau d'atome d'uranium 235 et générer ainsi des réactions en chaîne (cascade de fissions). Dans un réacteur nucléaire, la réaction en chaîne est maîtrisée et se maintient à un rythme de fissions constant grâce à des barres de contrôle qui régulent le nombre de neutrons et à un modérateur qui régule leur vitesse (ralentissement des neutrons afin d'augmenter les chances qu'ils provoquent une fission). La fission d'un gramme d'uranium produit plus de chaleur que la combustion d'une tonne de pétrole.

4.4 Le caloporteur et le générateur de vapeur :

L'énergie libérée sous forme de chaleur doit être récupérée pour produire de l'électricité. C'est le caloporteur, un fluide pouvant être un gaz ou un liquide, qui joue ce rôle. Le caloporteur s'échauffe au contact du combustible chauffé par les fissions. En circulant autour des barreaux d'uranium, il récupère la chaleur du combustible pour la transporter hors du cœur du réacteur. Dans le même temps, il maintient la température de celui-ci à une valeur compatible avec la capacité de résistance des matériaux qui composent sa structure. (4)

5. Le rendement d'une centrale nucléaire :

Pour **calculer le rendement** énergétique, il faut diviser la quantité d »énergie obtenue (énergie utile) par une machine, un appareil ou un matériau par la quantité d'énergie de départ consommée (énergie absorbée). (5)

6. La sûreté nucléaire :

La CCSN assume des responsabilités nationales et internationales en matière de sûreté et de contrôle nucléaires.

Les responsabilités relatives à la sûreté nucléaire portent principalement sur la réglementation des installations et des activités nucléaires, dans le but de protéger le public, les gens qui travaillent dans le secteur nucléaire et l'environnement.

Les responsabilités internationales de la CCSN comprennent les mesures visant à garantir l'observation des responsabilités internationales du Canada en matière de non-prolifération nucléaire.

Assurer l'état de préparation en cas d'urgence fait partie des tâches essentielles d'un organisme de réglementation nucléaire responsable. La CCSN a mis en place un programme complet de préparation aux urgences et s'assure d'être toujours prête, en collaborant avec les

exploitants d'installations nucléaires, les organismes municipaux, provinciaux et fédéraux, les premiers intervenants et les organismes internationaux. (6)

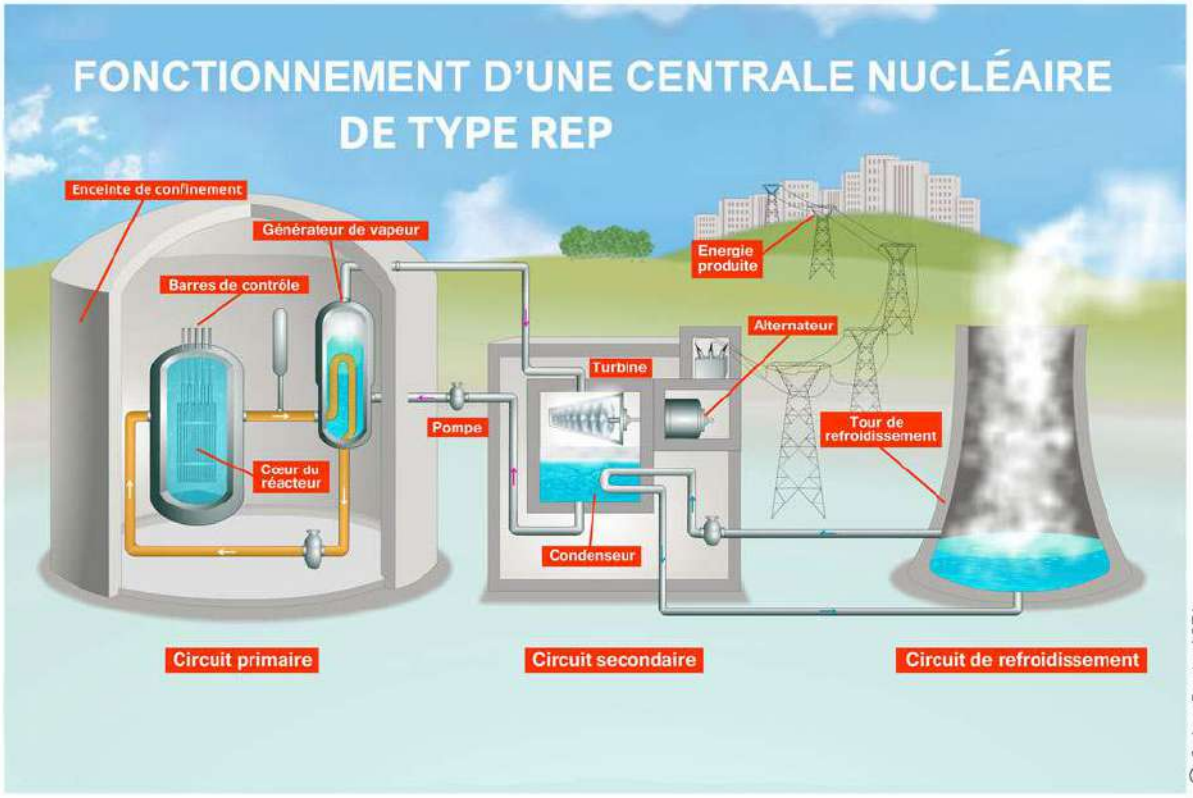


figure 1-4:Fonctionnement d'une centrale nucléaire (7)



Chapitre 2

Les Aéroréfrigérantes



figure 2-1 : Une tour de refroidissement

Généralités :

Les tours de refroidissement sont utilisées pour refroidir un liquide ou un gaz à l'aide d'un moyen de refroidissement. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux.

Le moyen de refroidissement de telles installations est le plus souvent l'air ambiant.

Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation, ou dans des procédés industriels et énergétiques.

Dans ce chapitre on va introduire les différents types des tours de refroidissement ainsi que les modes de transferts.

1. Les différents types des tours de refroidissement :

Il existe quatre types de tour de refroidissement :

1.1 Types de tours selon le mode de refroidissement de l'eau :

a. Tour de refroidissement à circuit ouvert:

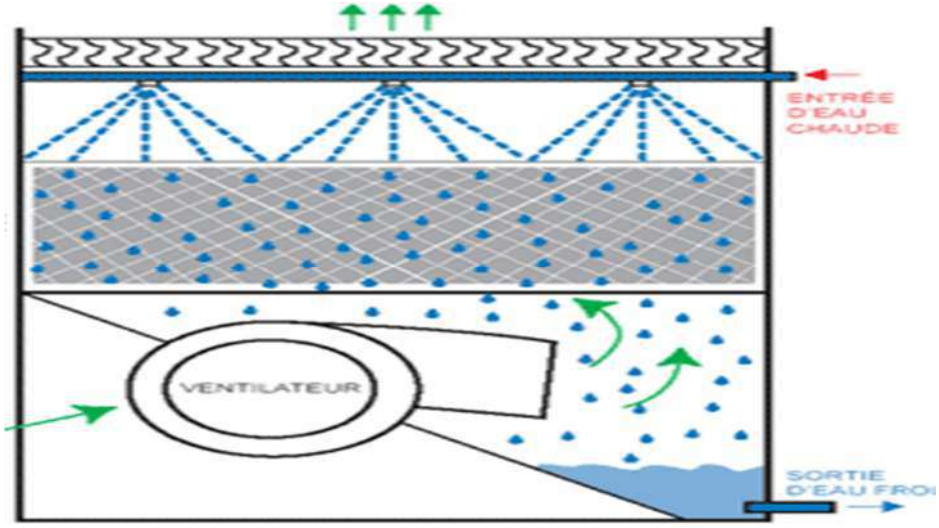


Figure 2-2 : Une tour ouverte [8]

Dans une tour à circuit ouvert, l'eau provenant de la source de chaleur du procédé est distribuée directement sur la surface de ruissellement et entre en contact avec l'air soufflé au travers de la tour, assurant ainsi le refroidissement par évaporation d'une petite partie de cette eau, grâce à l'échange direct obtenu entre l'eau et l'air.

La tour ouverte est l'équipement évaporatif qui offre les plus grands avantages en matière de rendement, d'encombrement, de coût unitaire et de consommation, présentant également le poids d'installation le plus faible.

Dans le cadre de la gestion du risque lié au suivi de la qualité de l'eau, il faudra cependant tenir compte de la totalité du volume du circuit incluant la tour de refroidissement proprement dite et tout le réseau, les échangeurs, les bassins éventuels, et les pompes. Il faut donc gérer souvent des volumes importants et des matériaux constitutifs de natures différentes.

Dans ces systèmes, les points chauds tels que l'échangeur de chaleur ou le condenseur sont des sites plus favorables au développement du tartre, de la corrosion ou de la prolifération microbienne. Au vu de leur taille et de leur volume, ces systèmes peuvent parfois être plus difficiles à nettoyer ou à désinfecter en cas d'encrassement ou de pollution.

b. Tour de refroidissement à circuit fermé :

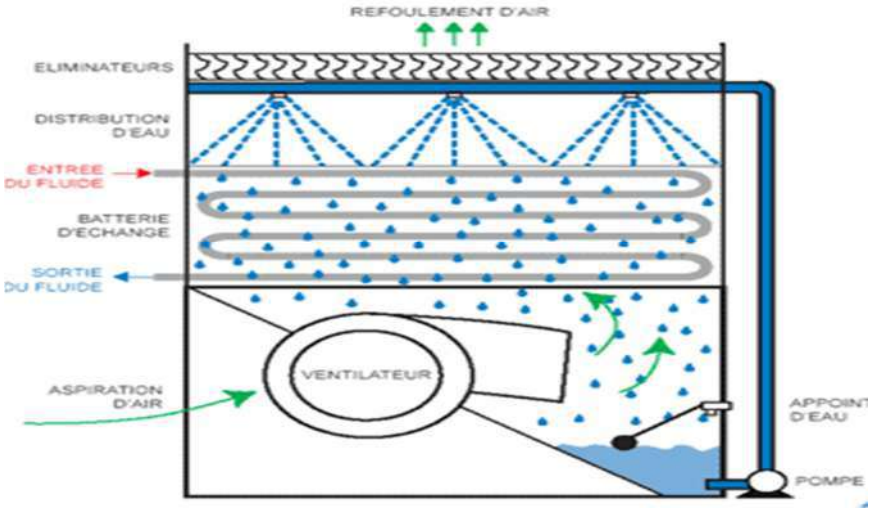


Figure 2-3 : Tour à circuit fermé [8]

Dans une tour à circuit fermé, le fluide à refroidir circule dans un échangeur tubulaire étanche, lui-même directement arrosé. Le refroidissement est assuré comme dans une tour ouverte, par évaporation d'une partie de l'eau de pulvérisation.

En matière de gestion du risque, la tour fermée avec échangeur arrosé offre donc de nombreux avantages. Ce principe permet ainsi de confiner l'eau de pulvérisation à la seule tour de refroidissement. Le circuit primaire est fermé et totalement confiné, sans entrer en contact avec l'air.

L'eau de pulvérisation ne peut donc pas être contaminée par les bactéries qui se développent dans les bras morts des tuyauteries ou dans les autres équipements externes au refroidisseur évaporatif (condenseur).

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



figure 2-4 : tour fermée [8]

Par ailleurs la conception de ces équipements avec tubes d'échangeurs à surface lisse, liée à une bonne accessibilité pour le nettoyage, évite les zones permettant l'accumulation ou l'encrassement typique dans les échangeurs tubulaires ou échangeurs à plaques, dans les surfaces d'échange de type parking ou nids d'abeille qui présentent des surfaces complexes favorables à l'encrassement et difficile à nettoyer par la suite.

Avec de grands débits d'eau de pulvérisation et un débit de distribution homogène, les tubes et le bassin seront lavés en permanence, limitant ainsi la probabilité de formation de dépôt.

Par ailleurs, ces appareils nécessitant des débits d'air plus importants sont plus favorables à la réduction éventuelle de panache. L'association d'une tour de refroidissement de type ouvert avec un échangeur à plaques qui permet d'isoler le circuit d'utilisation du circuit pulvérisation réduit la gestion du risque de Legionnela à un circuit plus confiné. Il faut toutefois se rendre compte que ceci ne supprime pas de surfaces complexes comme les échangeurs à plaques et les garnissages.

Ces équipements sont plus favorables au risque d'entartrage ou à la formation de bio film et restent difficiles à inspecter et nettoyer.

les composants d'une tour de refroidissement fermée :

Comparativement à une tour ouverte, le principal changement est la suppression du corps d'échange (packing) sur laquelle ruisselait l'eau du procédé à refroidir et son remplacement par un échangeur tubulaire. La figure suivante montre un exemple du type d'échangeur couramment utilisé :

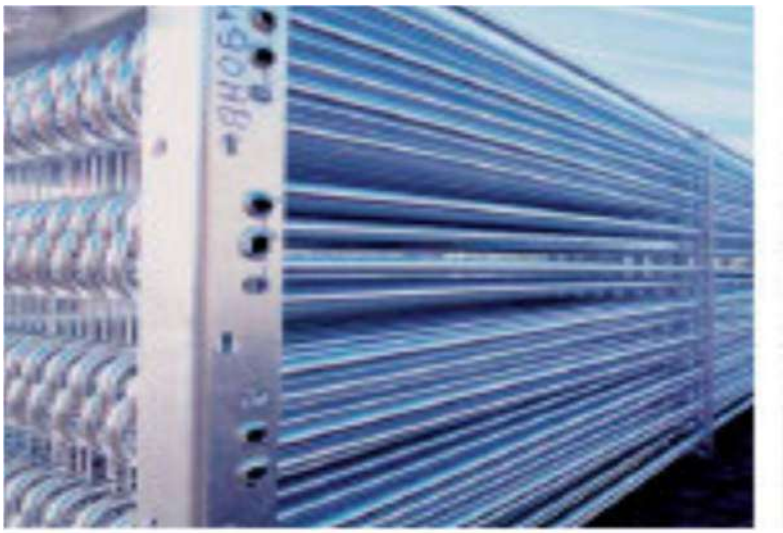


Figure 2-5 : Exemple d'un échangeur tubulaire intégré dans une tour de refroidissement fermée [8]

Cet échangeur tubulaire est généralement en acier galvanisé, parfois en inox. Les aspects encrassement et entartrage sont des points essentiels à prendre en considération au moment de la conception de l'installation et lors de son exploitation.

1.2 Types de tour selon l'appel d'air :

a. Tour de refroidissement à ventilation naturelle

Pour ce type T.R à tirage naturelle , le courant d'air est provoqué naturellement par la différence de températures entre l'air ambiant et l'air plus chaud à l'intérieure de la T.R. En effet, l'air chaud chargé en humidité entame son ascension vers le sommet de la tour. L'air extérieur, frais et plus lourd, est alors aspiré du coté inférieur de la tour. Ce mode de circulation est exploité dans de grandes tours utilisées par les centrales électriques. Les débits d'air circulant dans ces tours peuvent atteindre 30 000m3 /s pour un diamètre de base d'environ 130m et une hauteur de plus de 160m [13]. Son exécution dépend en grande partie de la direction et de la vitesse du vent. Bien que son fonctionnement ne nécessite pas un apport considérable en énergie électrique, sa puissance thermique reste relativement modeste.

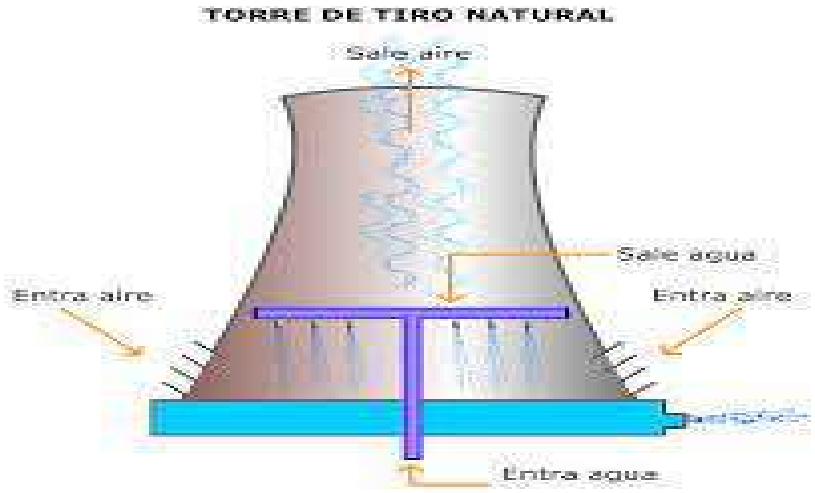


figure 2-6 : appareille à tirage Natural [9]

b.Tour de refroidissement à tirage mécanique : [9]

En raison des difficultés et coûts énormes de construction de grandes TR à tirage naturelle, les constructeurs ont préféré les remplacer par de petites tours. Cependant, la différence de densité de l'air dans ces tours ne suffit pas à assurer le tirage naturel, des ventilateurs veillent alors à renouveler l'air en son sein. On parle alors de convection forcée.

Il y a deux classes différentes de tours à tirage mécanique:

- **Les tours à tirage forcé (obligatoire)** : elle a un ou plusieurs ventilateurs situés à la base de la tour (. Lors du fonctionnement, les ventilateurs génèrent des vitesses réduites de courants d'air horizontaux puis verticaux.
- **Les tours à tirage induit** : Elles disposent d'un ou plusieurs ventilateurs placés au sommet de la tour . Ils permettent l'évacuation de l'air à vitesses conséquentes et limite le retour d'air en sortie qui peut réduire l'efficacité de refroidissement de la TR.

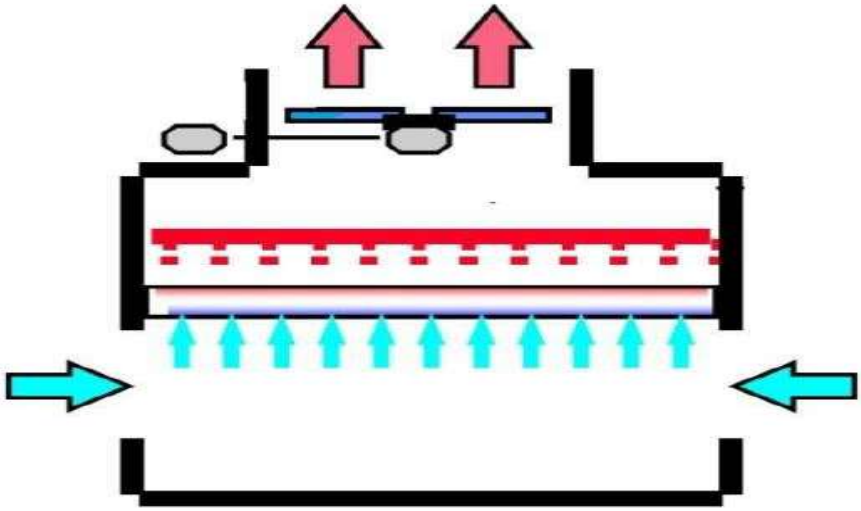


figure 2-7 : appareil à tirage induit [9]

1.3 types de tours selon la circulation de l'air [10]

a. **Courants parallèles :** dans ce cas, l'eau et l'air s'écoulent verticalement dans la tour et dans le même sens (de haut en bas).

b. **Contre courants** : dans ce type d'écoulement, l'air est animé d'un mouvement ascendant à travers le corps d'échange, alors que l'eau ruisselle de haut en bas sur ce même corps. Cette configuration est la plus répandue car elle procure à la tour une meilleure efficacité. Les modèles de calculs développés pour ces deux configurations d'écoulements, sus citées, sont unidimensionnels.

c. **Ecoulement à courants croisés** : l'air circule horizontalement alors que l'eau, pulvérisée en fines gouttelettes, chute librement. Cette configuration d'écoulement implique un modèle de calcul bidimensionnel. Généralement on rencontre dans les tours de refroidissements soit des écoulements à contre courants, soit à courants croisés. Cependant, le fonctionnement à contre-courant offre 25% de plus d'efficacité

1.4 Type de Tour de refroidissement avec un condenseur évaporatif :

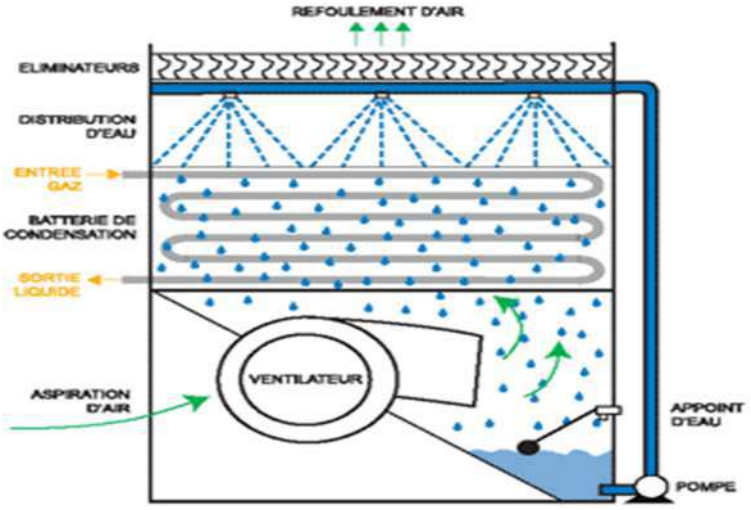


Figure 2-8 : un condenseur évaporatif [8]

Les condenseurs évaporatifs sont de construction équivalente à celle des tours de refroidissement à circuit fermé. En lieu et place d'une surface d'échange dans une tour de refroidissement conventionnelle, on trouve une batterie de condensation dans laquelle circule le frigorigène.

Le refroidissement évaporatif est assuré en recyclant et en pulvérisant de l'eau sur cette batterie de condensation, pendant que de l'air ambiant circule au travers et à l'extérieur de cette batterie, ce qui entraîne l'évaporation d'une faible quantité d'eau de pulvérisation.

La chaleur latente prélevée du frigorigène qui se condense est transmise à l'air en circulation.

Le condenseur évaporatif, en condensant directement le fluide frigorigène, est la forme d'équipement évaporatif offrant le meilleur rendement. Les avantages en matière de gestion du risque sont identiques à ceux offerts par une tour de refroidissement du type évaporatif.

L'inconvénient majeur du condenseur évaporatif reste le volume du fluide frigorigène du système global, qui sera plus important et nécessite donc une gestion plus poussée du risque lié aux exigences de confinement de l'ammoniaque.

1.5 Tour de refroidissement à circuit ouvert hybride :

Un refroidisseur adiabatique est un refroidisseur de liquide. La chaleur à évacuer est éliminée sous forme sèche pendant la plus grande partie de l'année, uniquement en utilisant l'air ambiant. Dès que la température de l'air ambiant devient trop élevée, l'équipement passe automatiquement en mode humide, et utilise ainsi en complément l'effet refroidissant de l'évaporation d'eau.

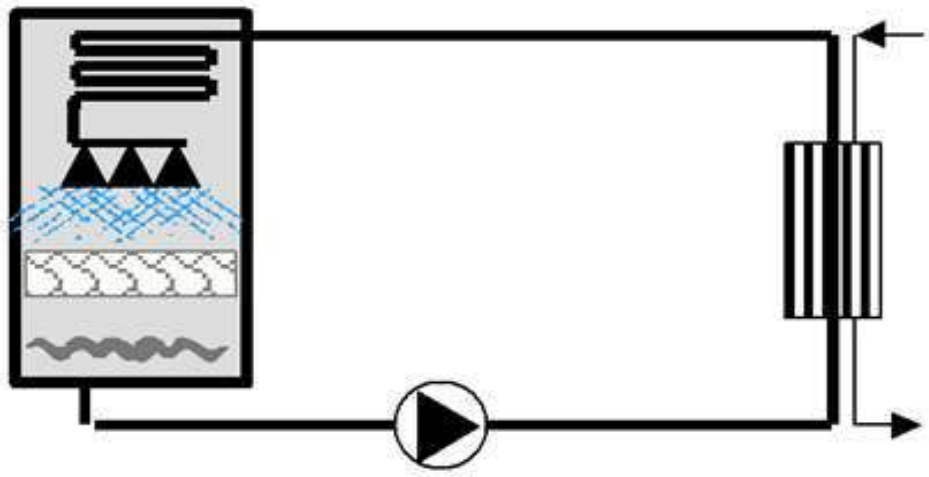


figure 2-9 : Tour hybride ouverte [11]

Ce type de tour est constitué d'une batterie sèche et d'un corps d'échange sur lequel l'eau du procédé ruisselle : le fluide à refroidir circule en premier lieu dans une batterie sèche située au sommet de la tour de refroidissement. Si le refroidissement en mode sec n'est pas suffisant, le fluide est alors dispersé sur un corps d'échange, s'évapore en partie puis retourne à la température désirée vers le procédé.

Grâce à l'utilisation d'une batterie placée au refoulement, l'appareil peut travailler selon trois modes distincts :

- Mode sec et humide combiné, dans les conditions de sélection nominales et d'ambiance les plus élevées;
- Mode adiabatique, en intermédiaire, lorsque la température ambiante et/ou la charge seront plus faibles;
- Mode sec uniquement, dans les conditions plus froides et de charges plus réduites.



Figure 2-10 : une tour de refroidissement hybride ouvert [12]

2. Les principaux composants d'un tour de refroidissement :



Figure 2-11 : les principaux composants d'une tour de refroidissement [12]

2.1 Les composants d'un tour de refroidissement ouvert :

Les principaux composants d'un tour de refroidissement ouvert sont :

a. Le corps d'échange ou packing :

Il est constitué :

- D'un empilement de parois ondulées ou en nid d'abeille sur lesquelles les gouttelettes d'eau s'écoulent sous forme de film ;
- D'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.

Les figures suivantes illustrent des exemples de corps d'échange utilisés couramment :



figure 2-12 : Corps d'échange type de goutte [8]



figure 2-13 :Corps d'échange avec canaux verticaux [8]

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.

b. Le pare-gouttelettes :

Ils sont appelé aussi éliminateur de gouttes, séparateur de gouttelettes ou dévésiculeur. Il est très important pour prévenir le risque d'entraînement de gouttelettes potentiellement infectées par les légionelles. 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 aéroréfrigérante).

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 faciliter son nettoyage.

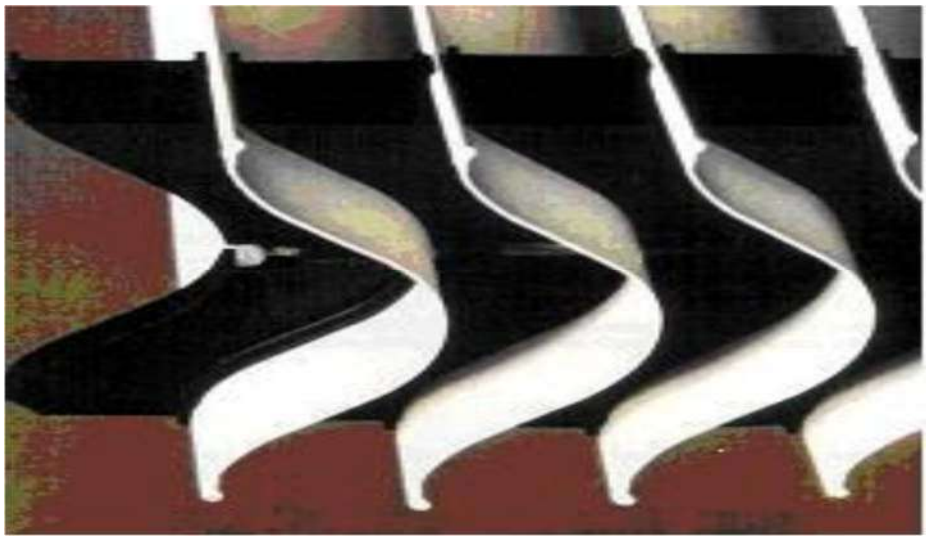


Figure 2-14 : Exemples de pare-gouttelettes [8]

c. 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 éclaboussements.

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



figure 2-15 : Système de dispersion du fluide à refroidir [8]

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 en prendre en compte lors de l'exploitation

d. Le bassin de rétention

Il est situé sur la partie basse de la tour afin de récupérer l'eau non évaporée après qu'il passe 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 situé à son point bas, 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 polyesters et le béton « pour les applications industrielles de puissances thermiques supérieures à 4 MW ».

e. Les ventilateurs :

Ces ventilateur assure la circulation de l'air à traversant le corps d'échange, deux types de ventilateurs sont utilisés sur les tours de refroidissement :

- Les ventilateurs axiaux,
- Les ventilateurs centrifuges.

Les ventilateurs peuvent soit être en accouplement direct avec le moteur qui les entraîne, soit équipés de transmission ; ils exigent dans le second cas une maintenance renforcée.

La vitesse des ventilateurs est régulée pour maintenir la température de sortie d'eau souhaitée quelles soient les conditions ambiantes.

Dans le cas d'un tour de refroidissement ouvert avec un échangeur intermédiaire distant, deux autres composants font partie du système de refroidissement :

f. L'échangeur intermédiaire :

Il est disposé entre le circuit d'eau de la tour et le circuit du procédé à refroidir. Celui-ci peut être un échangeur à plaques ou un échangeur tubulaire (à l'Institue Pasteur il est un échangeur à plaque). Cet échangeur intermédiaire doit résister à la corrosion, l'entartrage et à l'encrassement.

g. La pompe de circulation additionnelle :

Elle assure la circulation de l'eau de la tour au procédé à refroidir.

3. Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement :

3.1 Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouvert :

Ce type d'installation est basé sur les deux principes suivants :

- Soit le circuit primaire (circuit d'eau à refroidir) traverse le tour aéroréfrigérant ouvert.

Le refroidissement se produit directement par dispersion de l'eau du circuit primaire dans l'air humide en circulation dans la tour.

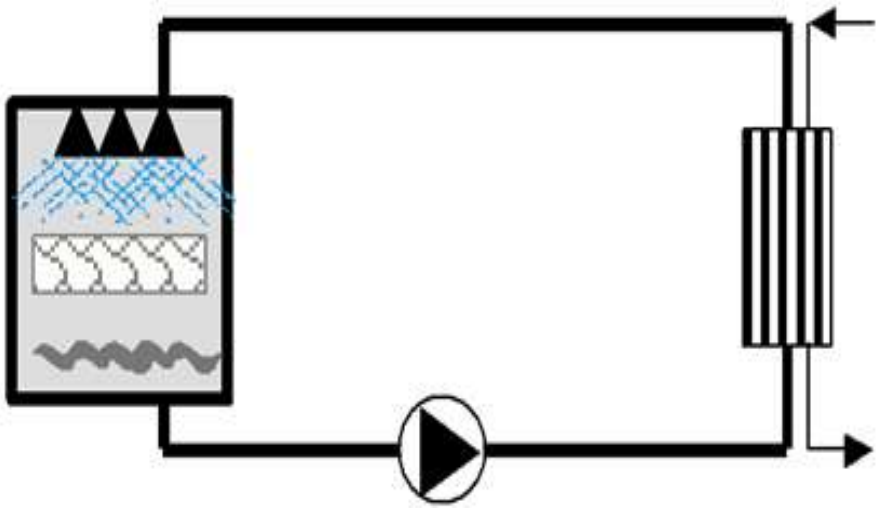


Figure 2-16 : principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir [11]

- Soit le circuit primaire (circuit d'eau à refroidir) traverse d'abord un échangeur intermédiaire distant de la tour aéroréfrigérante ouverte. Le circuit secondaire de l'échangeur intermédiaire constitue le circuit tour. L'eau de ce circuit est dispersée dans l'air humide en circulation dans la tour.

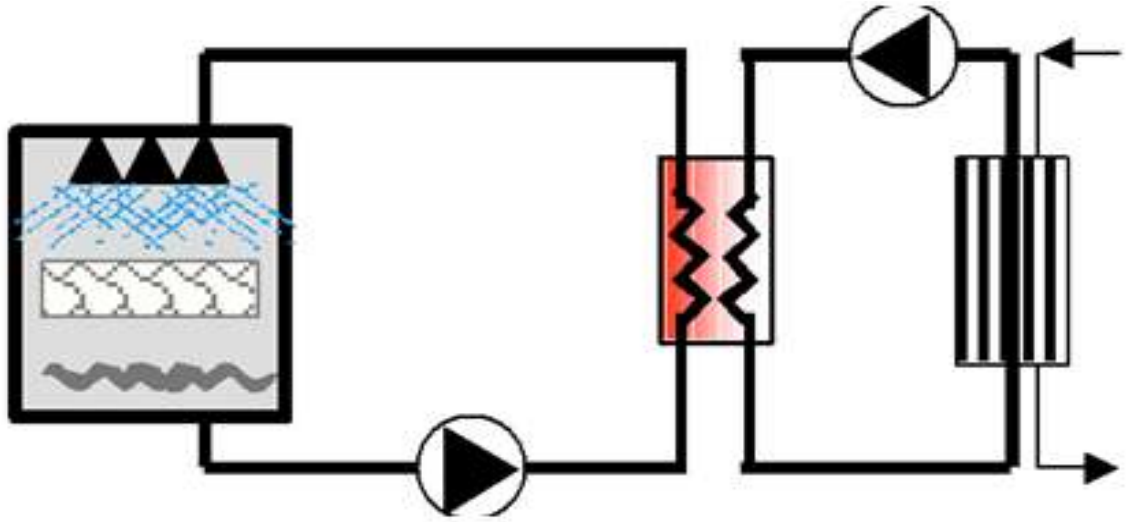


Figure 2-17 : principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouvert et un échangeur intermédiaire distant [11]

L'eau provenant du procédé à refroidir (dans le premier type de tour ouvert) ou de l'échangeur intermédiaire (dans le deuxième type de tour ouvert) est dispersée en fines gouttelettes par une ou plusieurs rampes de dispersion. L'eau traverse alors de haut en bas une surface d'échange constituée par le packing.

Ce packing peut être considéré comme un échangeur air/fluide avec une surface d'échange élevée.

L'eau refroidie est collectée dans un bassin de rétention en bas de la tour avant de retourner vers le procédé à refroidir, directement ou par l'intermédiaire d'un échangeur.

L'air est mis en mouvement par un ventilateur (centrifuge ou hélicoïde) ou par tirage naturel. Il y a donc contact direct de l'eau venant du procédé avec l'air extérieur.

Ce flux d'air se charge en humidité prélevant de la chaleur à l'eau pour s'évaporer (chaleur latente de vaporisation) et peut entraîner des gouttelettes d'eau.

Un pare gouttelettes est disposé au sommet de la tour afin de limiter l'entraînement vésiculaire des gouttelettes éventuellement contaminées.

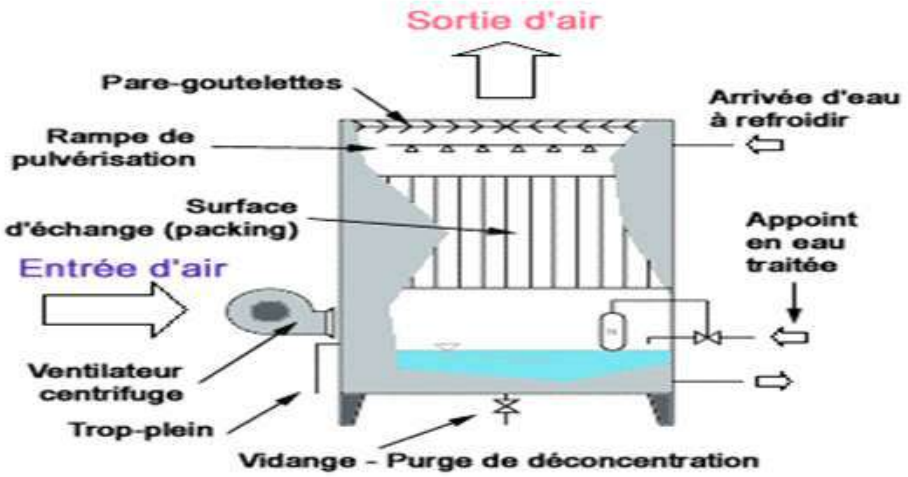


Figure 2-18 : principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouvert [8]

3.2 Principe de fonctionnement d'un tour de refroidissement fermé :

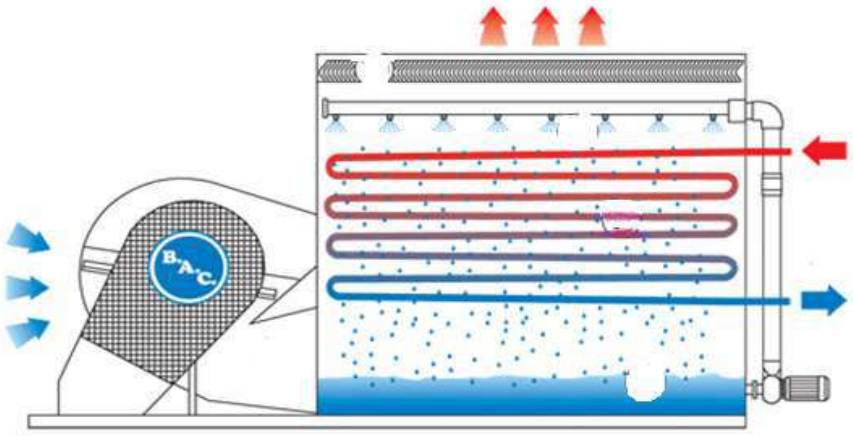


Figure 2-19 : Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement fermée [13]

Le fluide de procès chaud entre dans une batterie d'échange de chaleur et l'eau est pulvérisée par le système de pulvérisation au sommet de la tour de refroidissement. En même temps, le ventilateur centrifuge aspire l'air ambiant de bas en haut de la tour.

Durant le fonctionnement, la chaleur est transférée du circuit interne de la batterie à l'eau, puis dans l'atmosphère, par évaporation d'une partie de l'eau. Le fluide refroidi sort ensuite de l'appareil. Le bassin de la tour recueille l'eau pulvérisée restante. La pompe de pulvérisation fait recirculer l'eau vers le système de pulvérisation. L'air chaud saturé sort de la tour à travers les éliminateurs de gouttelettes qui éliminent les gouttelettes d'eau de l'air.

La puissance disponible avec ces tours fermées est légèrement inférieure à celle d'une tour ouverte, mais il est tout de même possible d'atteindre 25°C en régime été.

Ces performances ne sont possibles qu'en sur dimensionnant la tour de refroidissement, comparativement à une tour ouverte (augmentation nette du débit d'air et de la taille).

- La température de retour du fluide peut donc être comprise entre 25 et 50°C,
- Les puissances thermiques évacuées varient de quelques centaines de kW à plusieurs MW.

4. Les modes de transfert :

Il y existe trois modes de transfert :

- de phase.

4.1 Conduction :

Le transfert par conduction est un échange d'énergie avec contact quand il existe un gradient de température (variation progressive de la température) au sein d'un système.

Dans un gaz ou un liquide, l'énergie se propage par contact direct entre molécules au gré des chocs aléatoires à l'échelle microscopique. Dans un solide ou fluide immobilisé, la des chocs aléatoires à l'échelle microscopique.

Dans un solide ou fluide immobilisé, la vibration des atomes autour de leur position d'équilibre dans le solide, se transmet de proche en proche. Les cristaux disposent d'un mode de transfert thermique supplémentaire particulier associé aux vibrations du réseau.

Exemples de transfert par conduction : transfert à travers une paroi diathermique (par exemple les ailettes de refroidissement d'un moteur ou les radiateurs d'un chauffage central…) contrairement à une paroi adiabatique qui s'oppose au transfert de chaleur (par exemple, la paroi d'une bouteille thermos).

4.2 Convection :

Définition : transfert d'énergie qui s'accompagne de mouvement de molécules dans un fluide (liquide ou gaz).

- Convection naturelle (ou libre) : l'échange de chaleur est responsable du mouvement. Le transfert thermique provoque le mouvement.
- Convection forcée : un dispositif mécanique entraine les molécules vers le dispositif chauffant. Le mouvement favorise le transfert thermique.
- Les lois sont très différentes dans les deux cas.
- Exemples de transfert par convection : échange de chaleur dans des radiateurs à circulation d'eau ou d'air (convection forcée), refroidissement d'une tasse de liquide chaud en soufflant dessus (convection forcée), diffusion de l'air chaud au-dessus d'un radiateur électrique (convection naturelle s'il n'y a pas de soufflerie dans le radiateur).

4.3 Rayonnement (radiation) :

tous les corps émettent de la lumière, en fonction de leur température, et sont eux-mêmes chauffés par la lumière qu'ils absorbent.

Les deux modes de transfert appliqué dans les tours de refroidissement sont la conduction et la convection :

- Pour la tour fermée : un transfert par conduction et convection ;
- Pour la tour ouverte : un transfert par conduction.

Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les différents types des tours de refroidissement ainsi leurs modes de fonctionnement, leurs composants, et les modes de transfert thermique.



Chapitre 3

L’air Humide

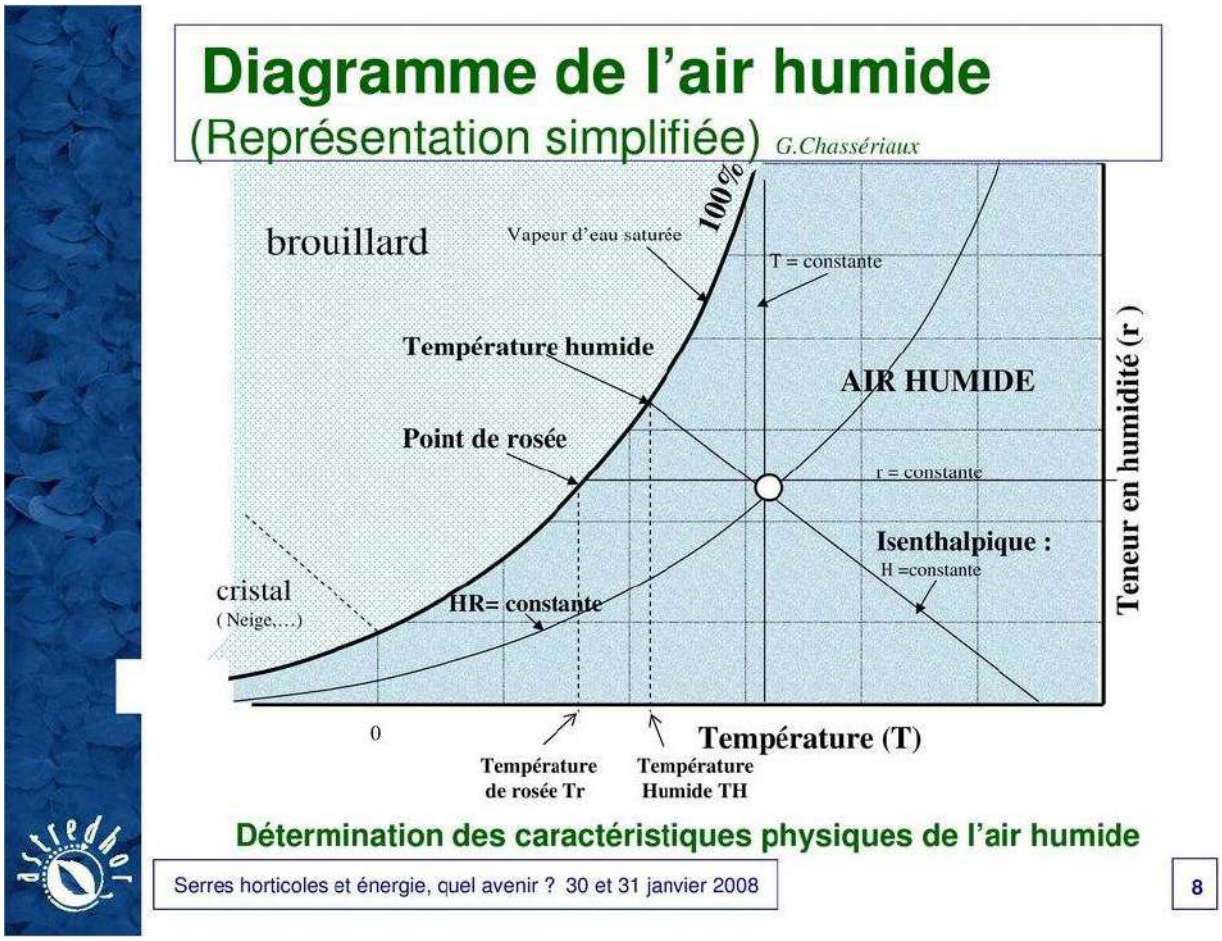


figure 3-1 : les caractéristiques physiques de L'air humide

Introduction :

L'air humide est un mélange de gaz contenant de la vapeur d'eau. Les propriétés thermodynamiques de ce mélange sont fortement influencées par la présence de la vapeur d'eau, qui peut également se condenser sous certaines conditions de température et de pression.

La connaissance d'un paramètre descriptif de l'humidité est nécessaire pour caractériser l'état thermodynamique de l'air humide ; ce paramètre peut être la température de rosée, l'humidité relative, le rapport de mélange, la température humide,l'humidité absolue ou encore l'humidité spécifique.

dans ce chapitre on va présenter les définitions et relations entre les différentes grandeurs de l'air humide, les formules de calcul des grandeurs thermodynamiques (masse volumique, volume massique, enthalpie, etc.) et les principes de mesure des hygromètres les plus courants.

1. Grandeurs relatives a l'air humide :

1.1 Pression vapeur saturante :

On appelle pression de vapeur saturante, la pression à laquelle la phase gazeuse d'une substance est en équilibre avec sa phase liquide ou solide. Elle dépend exclusivement de la température. Dans l'air humide, cette pression représente la quantité maximale de vapeur d'eau que l'air peut contenir.

Après l'air se sature et de l'eau liquide apparaît. C'est donc la pression maximale de la vapeur « sèche » est sans phase liquide.

Le calcul approximatif de la pression de vapeur saturante peut se faire à l'aide d'une formule issue de la formule de Clapeyron, en prenant comme hypothèses — entre autres — que la vapeur se comporte comme un gaz parfait et que l'enthalpie de vaporisation ne varie pas avec la température dans la plage considérée.

$$\mathrm{Ln}\frac{Psat}{P0}=\frac{M.Lv}{R}\left(\frac{1}{T0}-\frac{1}{T}\right) \quad \textbf{(3.1)}$$

- T_0 : température d'ébullition de la substance à une pression p_0 donnée, en K
- p_{sat} : pression de vapeur saturante, dans la même unité que p_0
- M : masse molaire de la substance, en kg/mol
- L_v : chaleur latente de vaporisation de la substance, en J/kg
- R : constante des gaz parfaits, égale à 8,31447 J/K/mol
- T : température de la vapeur,

On peut également évaluer la pression par la formule de dupre

$$\mathrm{Ps(T)}=\exp[46{,}784-643\frac{6435}{T+273{,}15}-3{,}868\ln(T+273{,}15)] \quad \textbf{(3.2)}$$

Où : T Température en °C

ps(T) Pression de saturation en mmHg.

Dans le cas général, on parle de pression de vapeur saturante pour désigner la pression partielle de la vapeur d'un corps pur (rapport de la pression de la vapeur du corps pur sur la pression du milieu) à partir de laquelle une partie du corps pur change d'état pour se liquéfier ou se condenser. Pour atteindre la pression de vapeur saturante en partant d'une situation d'équilibre, on peut soit augmenter la pression partielle de vapeur (en diminuant le volume par exemple), ou bien diminuer la valeur de la pression de vapeur saturante (en diminuant la température par exemple). On appelle degré hygrométrique le rapport de la pression partielle de l'eau dans l'air à la pression de vapeur saturante, à la pression et la température de l'air. (14)

1.2 L'humidité :

a. L'humidité spécifique (absolue) :

Le concept le plus rationnel pour caractériser la teneur en humidité de l'air consiste à utiliser la notion d'humidité spécifique, égale à la masse d'humidité contenue dans la fraction «sèche» de l'air. L'humidité spécifique est exprimée en kilogramme d'humidité par kilogramme d'air sec [kgh/kga].

$X = m_v/m_{as}$ ***(3.3)***

b. L'humidité relative :

L'humidité de l'air peut être également caractérisée par son humidité relative au lieu de l'être par l'humidité spécifique. Notée ici y (lire «psi») l'humidité relative est définie par la formule :

$$HR = \frac{PV}{PS(T)} \quad 0 \leq HR \leq 100\% \quad \textbf{(3.4)}$$

c. Mesure de l'humidité:

Ce procédé permet de déterminer directement l'humidité relative. Il et basé sur le principe de l'échange thermique.

Le psychromètre se compose essentiellement de deux thermomètres indépendants , l'un étant utilisé comme thermo- mètre de température sèche et l'autre comme thermomètre de température humide.

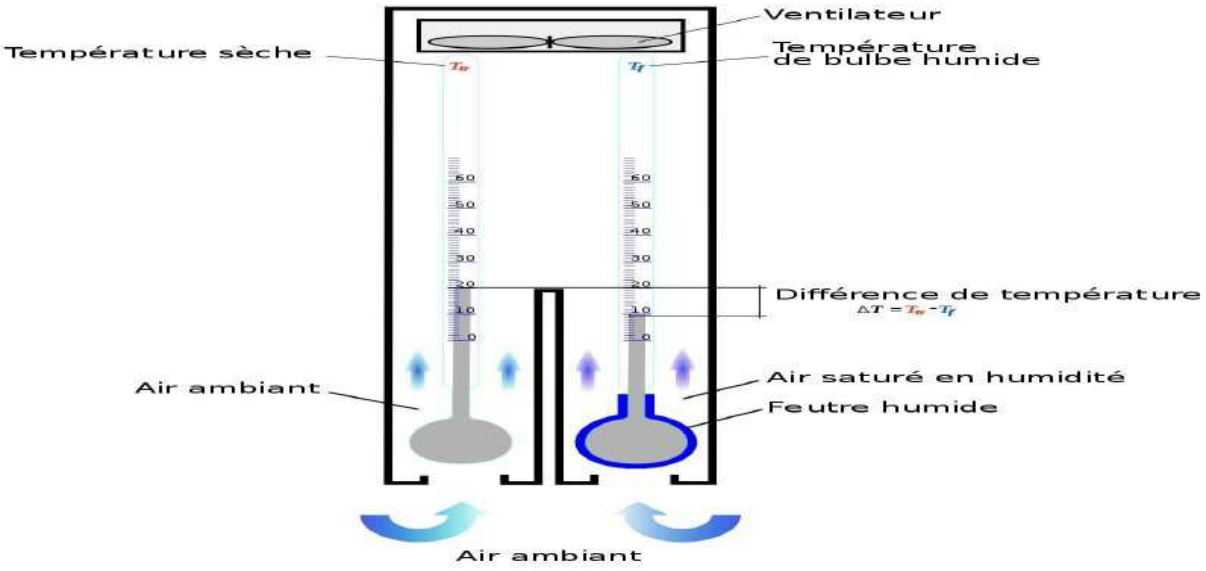


figure 3-2 : psychromètre(15)

Le thermomètre humide est entouré d'un tissus absorbant gorgé d'eau. On fait passer un courant d'air, qui suivant la température et la teneur en humidité de l'air ambiant, provoque une évaporation et l'absorption d'une certaine quantité de vapeur d'eau par l'air ambiant. De ce fait, le thermomètre humide refroidit sensible- ment en surface (température du thermo- mètre mouillé). Simultanément, la température de l'air ambiant (température sèche) est mesurée par le second

thermomètre. La tempéra- ture différentielle psychrométrique ainsi obtenue est une mesure de l'humidité re- lative de l'air.

Une bonne utilisation du psychromètre permet d'effectuer des mesures d'humi- dité précises. Les psychromètres *à aspi- ration selon ASSMAN*, par exemple, sont utilisés à l'échelle internationale comme appareils de contrôle et de référé- rence. Ce psychromètre est équipé d'un ventilateur intégré alimenté par un systè- me à ressort qui assure une vitesse d'air moyenne et constante d'env. 3m/s autour des thermomètres.La différence de température est déterminée à l'aide de deux thermomètres en verre étalonnés.

Ces mesures sont exploitées manuelle- ment à l'aide d'abaques ou de tableaux psychrométriques. Pour une plus grande précision, on peut également utiliser les tableaux pour psychromètres à aspira- tion, gradués en dixième de degré.

D .Mesure hygrométrique:

Le principe hygrométrique consiste à exploiter les propriétés particulières des fibres hygroscopiques pour déterminer l'humidité. Lorsque l'on expose ces fibres à l'air ambiant, il se produit, après un temps de compensation, des variations de longueur en fonction de l'humidité de l'air qui sont mesurables.

Il est donc possible de déduire l'humidité relative de l'état respectif de ces fibres hygroscopiques.

Généralement, ce sont des fils synthétiques ayant subi un traitement spécial ou des cheveux humains qui sont utilisés comme éléments de mesure hygrométriques.(16)

1.3 Capacité thermique massique de l'air humide :

Elle est définie comme étant la quantité de chaleur qu'il faut fournir (ou soustraire) à l'unité de masse pour augmenter (ou réduire) sa température de 1K [8]. Elle est fonction de la température et du type d'évolution. On distingue :

- La capacité thermique massique à pression constante (Cp)
- La capacité thermique massique à volume constant (Cv)

Généralement dans les opérations d'humidification et de refroidissement de l'air, les évolutions de l'air humide sont isobares donc on considère la capacité thermique à pression constante.

Dans le domaine de fonctionnement de la tour [1]:

$C_{pah}=C_{pas}+W_a.C_{pve}$ **(3.5)**

1.4 Degré de saturation (taux de saturation) :

Le degré de saturation définit le rapport entre l'humidité absolue de l'air à celle de l'air saturé à la même température.

$\Psi=\frac{Wa}{Wa\ s}$ **(3.6)**

Wa :Humidité absolue de l'air considéré,

Wa s:Humidité absolue de l'air considéré s'il était à saturation,

Ψ : degré de saturation (17)

1.5 Températures :

a. Température sèche(T_s) :

est la température de mélange (air sec-vapeur d'eau) indiqué sur un thermomètre usuel dont le bulbe est parfaitement sec. Cette température est utilisée pour le dimensionnement des installations fonctionnant avec l'air humide. On la désigne par T. (18)

b. Température humide(T_h):

La température humide est la température indiquée par un thermomètre dit "à bulbe humide", ou psychromètre. Avant l'arrivée des appareils de mesure électroniques, il permettait de mesurer le taux d'humidité d'un local. Le procédé est le suivant :

Deux thermomètres sont soumis à un flux d'air forcé. Le premier indique la température de l'air de l'ambiance. Le deuxième est entouré d'ouate humide. L'air qui entre dans l'ouate humide. L'air qui entre dans l'ouate s'humidifie. Il se refroidit également puisque l'eau s'évapore et prélève la chaleur de vaporisation nécessaire dans l'air.

En bonne approximation, sur le diagramme de l'air humide, l'air suit une isenthalpique et atteint la saturation. Connaissant la température à la saturation et la température normale, on peut déduire le taux d'humidité relative de l'air sur le diagramme.

Le symbole de la température humide est η_h ou t_h.

Il est possible également de calculer cette valeur.

s'humidifie. Il se refroidit également puisque l'eau s'évapore et prélève la chaleur de vaporisation nécessaire dans l'air. (19)

c. Température de rosée(T_r) :

Si l'on refroidit l'air à pression constante, son humidité relative va augmenter jusqu'à atteindre la valeur 100% au point 2 sur la courbe de saturation. Il se produit un équilibre vapeur-liquide et les premières gouttes d'eau condensée vont apparaître, la température du point 2 est appelée la température de rosée Tr de l'air. Elle est définie par :

$P_v = P_s(T_r)$ **(3.7)** (1 ;20)

Sur le diagramme de l'air humide, la température de rosée d'une ambiance correspond à l'intersection entre l'horizontale du point d'ambiance et la courbe de saturation.

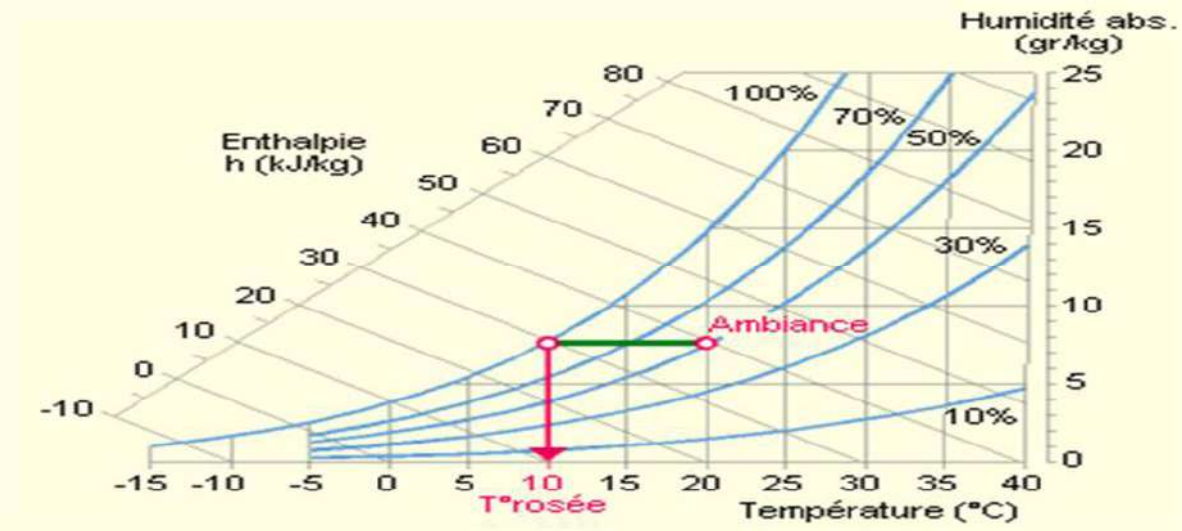


figure 3-3 : diagramme de l'air humide

Il est possible de calculer cette valeur en fonction de la pression partielle de vapeur. (21)

1.6 Enthalpie :

L'enthalpie de l'air humide est la somme de l'enthalpie de l'air sec et de la vapeur d'eau.

$H = H_{air\ sec} + H_{vapeur}$ **(3.8)**

$H = C_{pa}T + H_a(\Delta H_{v0} + C_{pv}T)$ avec $H_{air\ sec} = C_{pa}T$ et $H_{vapeur} = H_a(\Delta H_{v0} + C_{pv}T)$ **(3.9)**

Où :

CpaT : Enthalpie nécessaire pour faire passer l'air sec de 0°C à T (chaleur sensible)

HaCpvT : Enthalpie nécessaire pour faire passer la vapeur d'eau de 0°C à T (chaleur sensible)

HaΔHv0 : Enthalpie de vaporisation de l'eau (chaleur latente) à 0°C

Dans la gamme des températures et des pressions atmosphériques ordinaires, l'équation s'écrit :

$H \approx \underbrace{4294Ha}_{H' : \text{Chaleur latente}} + \underbrace{T(1{,}01 + 1.92Ha)}_{H'' : \text{chaleur sensible}}$ **(3.10)** (22)

1.7 Masse volumique :

Considérons une masse (1+x) kg d'air humide d'humidité absolue x, de température T et de pression partielle de vapeur d'eau pv, la pression totale étant p et le volume occupé V. La masse volumique de cet air s'écrit : $\rho = \frac{1+X}{V}$ **(3.11)**

En appliquant la loi des gaz parfaits à l'air sec et à la vapeur d'eau on obtient :

$P_{as}V = 1$ **(3.12)** (2 ;20)

2. Diagramme de l'air humide :

Le diagramme enthalpique de l'air humide est un instrument pratique et efficace pour : (i) étudier et évaluer l'énergie nécessaire à la maîtrise des conditions du séchage ; et (ii) la mise en œuvre correcte du processus industriel. Le diagramme permet de déterminer toutes les propriétés de l'air telles que la température de rosée (Tr), température du thermomètre humide (Th), enthalpie (H), HR, etc. et ce à partir de ses deux paramètres comme, par exemple, la

température et l'humidité absolue (X). Le diagramme permet aussi de suivre l'évolution de ces paramètres au cours de l'opération du séchage sans avoir recours à des calculs fastidieux.(23)

2.1 But :

Le but est de construire un diagramme qui permette, par simple lecture et sans effectuer aucun calcul, de déterminer la valeur de toutes les grandeurs caractérisant l'air humide connaissant deux d'entre elles. (3 ;20)

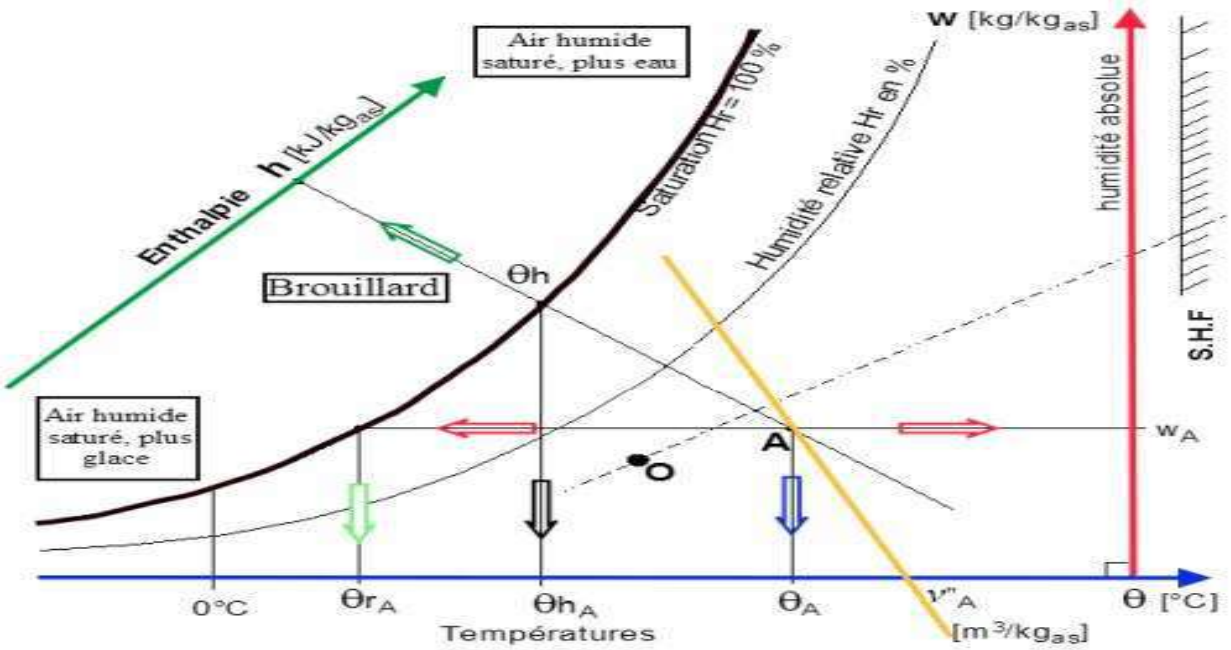


figure 3-4 : diagramme psychrométrique représente les principales caractéristiques physiques et thermodynamiques de l'air humide

2.2 Utilisation de diagramme :

Le séchage peut être effectué à des pressions autres que la pression atmosphérique. La construction du diagramme enthalpique est sensiblement le même, à l'exception du tracé des courbes d'humidité relative qui dépend de la pression totale.

Pour pouvoir utilisé le diagramme de Mollier-Ramzine, on utilise les courbes (i/P_r) au lieu de HR où $i=\frac{\text{pression saturante de vapeur d'eau à } \theta \text{ de l'air}}{\text{pression totale de vapeur d'eau dans l'atmosphère}}=\frac{P_s}{P_T}$ **(3.14)**

où Pr est égale au rapport de la pression totale à laquelle on travaille à la pression atmosphérique ordinaire : $P_r=P_t/P_{atm}$ **(3.15)**

Ceci explique qu'un air saturé à pression atmosphérique : (i) comprimé de façon isotherme, devient un brouillard puisqu'il passe sous sa courbe de saturation ; et (ii) détendu de la même façon se dé-sature puisqu'il passe au dessus de sa courbe de saturation. (24)

Conclusion :

Il existe plusieurs grandeurs descriptives de l'humidité de l'air (température de rosée, température humide, humidité relative, etc.) et plusieurs types d'instruments, sensibles à l'un ou l'autre de ces grandeurs. Le passage d'une grandeur à une autre est toujours possible par l'intermédiaire des formules de calcul présentées , mais nécessite parfois la connaissance d'autres informations, comme la température ou la pression. Il est généralement préférable d'utiliser un instrument de mesure directement sensible à la grandeur d'intérêt, sauf dans le cas particulier de l'humidité relative, pour laquelle les meilleures incertitudes sont accessibles en calculant l'humidité relative à partir de la température de rosée et la température. Par ailleurs, la qualité des mesures de l'humidité de l'air demande une attention particulière aux conditions de mise en œuvre des instruments de mesure et un étalonnage périodique de ces instruments, quel que soit le principe de mesure. (25)



Chapitre 4

Bilan thermiques d'une aéroréfrigérante fermée

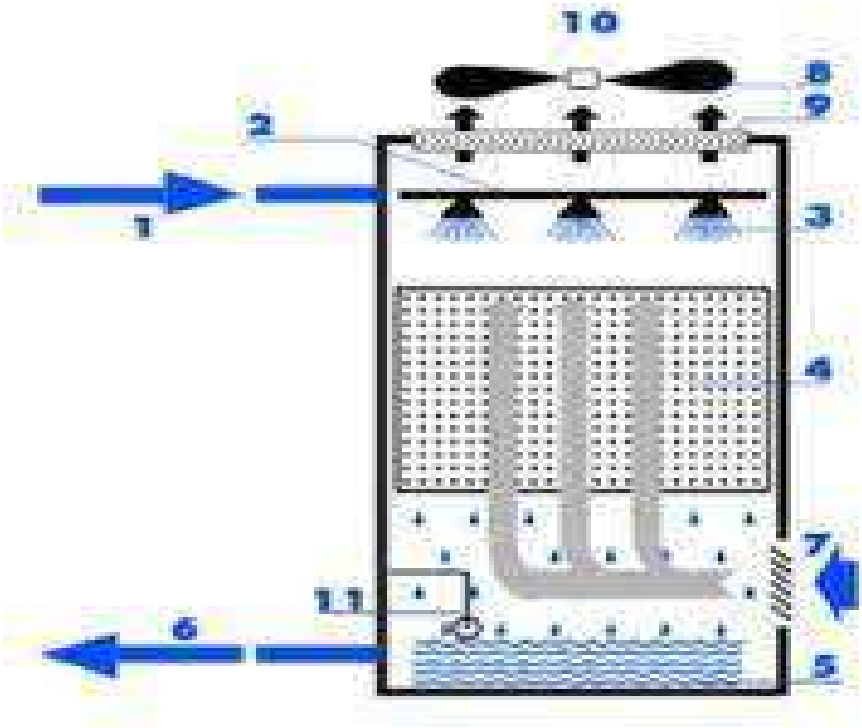


Figure 4-1 : schéma de principe d`une tour de refroidissement d`eau

L`eau chaude venant de l`installation a refroidir entre en **(1)** et circule dans la tuyauterie de distribution **(2).** L`eau est ensuite pulvérisée en fines gouttelettes grâce aux buses **(3)** .ces gouttelette ruissellent le long de l`échangeur **(4)** .celui-ci devant avoir une surface d`échange la plus grande possible pour accroitre le phénomène d`évaporation .l`eau non évaporée mais refroidie est recueillie dans le bassin de récupération **(5)** ou par le séparateur de gouttes **(9)** qui permet de récupérer les gouttelettes en suspension dans le courant d`air.

Enfin l`eau est stockée et réintroduite dans l`installation en **(6).**l`air entre en**(7).**

Un fort débit est obtenu grâce a la mise en place d'un ventilateur **(8)** ; ce qui permet d`accroitre le phénomène d'évaporation .le courant d`air circule dans l`échangeur puis dans le séparateur .il est ensuit rejeté a l`air libre avec une faible teneur en eau **(10)** . les pertes en eau sont compensée par une arrivée d`eau d`appoint contrôlée par le flotteur **(11).** Si l`eau a refroidir n`est pas en contact ; le schéma est légèrement modifié **[INT8]**

1. Equation générales des tours de refroidissement

1.1 Bilan thermique d`une tour :

- La chaleur entrant par le sommet d la tour (par le débit d`eau) est

; $Q_1 = \dot{m}_{w1} T_{w1} C_{pw}$ **(4.16)**

La chaleur entrant par l'eau d`appoint

$\triangle Q_a = \triangle \dot{m}_{w_1^2} T_{ap} C_{pw}$ **(4.17)**

La chaleur sortant par le bas de la tour est :

$Q_2 = \dot{m}_{w_1} C_{pw}$ **(4.18)**

Avec $(\dot{m}_{w_2} - \dot{m}_{w_1}) = \Delta \dot{m}_{w1}{}^2$; autrement dit, la différence entre la débit d`eau entrant au sommet de la tour et celui sortant par le bas de la tour correspond a l`évaporation compensé par l`eau d`appoint $\Delta \dot{m}_{w_1}{}^2$.

- En régime permanent, le bilan des échanges de l`eau est nul, donc :

$Q_c = Q_1 + \Delta Q_A - Q_2$ **(4.19)**

$Q_c = \dot{m}_{w_1} C_{pw}(T_{w1} - T_{w2}) + \Delta \dot{m}_{w_1}{}^2 T_{ap} C_{pw}$ **(4.20)**

Sachant que la chaleur latent d`évaporation de l`eau est L_v nous auront la relation simple, qui exprime que le déficit en chaleur n`est que la contrepartie de l`appoint quia été évaporée :

$\Delta \dot{m}_{w_1}{}^2 = \frac{Q_c}{L_v}$ **(4.21)**

Cette formule théorique correspond a une tour parfaite (sans éclaboussures).

L`expression devient :

$Q_c \left[1 - \frac{C_{pw}}{L_v} T_{ap}\right] = \dot{m}_{w_1} C_{pw}(T_{w_1} - T_{w_2})$ **(4.22)**

Le terme correctif $[\frac{C_{pw}}{L_v} T_{ap}]$ est négligeable car :

$C_{pw} = 1 \text{kcal.Kg}^{-1^\circ}\text{C}^{-1}$; $L_v = 600 \text{kcal.kg}^{-1}$ et $T_{ap} \approx T_{w_2}$

Donc la puissance thermique totale de la tour est :

$Q_s \approx \dot{m}_{w1} C_{pw}(T_{w1} - T_{w2}) \approx \dot{m}_{w1} C_{pw} \Delta T_w$ **(4.23)**

Et sous forme différentielle : $dQ_c \approx \dot{m}_{w1} C_{pw} d\Delta T_w$ **(4.24)** (26)

2. Equation théoriques

2.1 Considérations géométriques

Soit une tour de refroidissement d`eau ou l`aire et l eau cheminant a contre courant (cas le plus général)

- Le volume de l`empilage formant surface de ruissèlement es $V_0$. ce cas est celui d`une tour ouvert, mais le raisonnement reste valable pour une tour fermée
- La section de passage brute de l`aire et de l`eau est S_0
- La hauteur de l`empilage est étage a H

Donc $V_0 = S_0 H$ **(4.25)**

Et $dV_0 = S_0\, dH$ **(4.26)**

On induit la surface d'échange. la surface d'échange thermique et massique est égale a S_e

Posons $a = \frac{S_e}{V_0}$ **(4.27)**

Donc $S_e = aS_0H$ **(4.28)**

Et $dS_e = aS_0dh$ **(4.29)**

a. Equations de la conservation de la masse d'eau

L`eau qui s'évapore enrichit l'humidité absolue de l'aire , donc :

D $\dot{m}_a di = \dot{m}_w C_{pw} dT_w$ **(4.30)**

Ou :$\dot{m}_a(i_2 - i_1) = \dot{m}_w C_{pw}(T_{w1} - T_{w2})$ **(4.31)**

Et lors de transfert de l'eau :

$\dot{m}_a(i - i_1) = \dot{m}_w C_{pw}(T_{w1} - T_w)$ **(4.32)**

La formule passé et donne :

$\frac{di}{dT_w} = \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}\right) C_{pw}$ **(4.33)**

Cette équation est l'équation fondamentale des tours de refroidissement ainsi que de tous les appareils fonctionnant selon le même principe (laveurs d'air) ou l'air et l'eau sont en contact direct Par intégration du haut au bas de la tour, on aura :

$\frac{i_2 - i_1}{T_{w1} - T_{w2}} = \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}\right) C_{pw}$ **(4.34)**

A noter que la valeur $\left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}\right) C_{pw}$ est une constante

Si le temps de contact de l'eau et de l'air est infini (surface de ruissellement infinie), l'air «sortira» de la tour saturé a la température d'entrée de l'eau ,soit T_{w1} .

La plus grand valeur possible du rapport $\left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} C_{pw}\right)$sera :

$\left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} C_{pw}\right) max = \left(\frac{i_{2(stw1)} - i_1}{T_{w1} - T_{w2}}\right)$ **(4.35)**

La valeur de l'enthalpie de l'air humide est :

$\{enthalpie\} = \{chaleur\ sensible\} + \{chaleur\ latente\}$

Soit $i = C_{pa}^V + L_v W$ **(4.36)**

Pour l'air sec a température $T = 0^\circ C$, i sera forcément égal a 0 (base)

On a : $C_{pa}^V = (C_{pa} + C_{pv} w)$ **(4.37)**

Sec vapeur

Avec $C_{pa} = 0.24\ kcal.kg^{-1^\circ}C^{-1}; C_{pv} = 0.46 kcal.kg^{-1^\circ}C^{-1}$

$i = C_{pa} + C_{pv} WT + L_v W$ **(4.38)**

En générale ,on néglige , sans grand erreur , $C_{pw} WT$

Donc : $i \cong L_v w + C_{Pa} T$ **(4.39)**

Soit : $i \cong 597.7w + 0.24T$ **(4.40)** **(27)**

Qui constitue une formule pratique pour l'enthalpie de l'air

b. Equation de transfert de chaleur

- **Entre la surface de séparation air / eau et l'eau :**

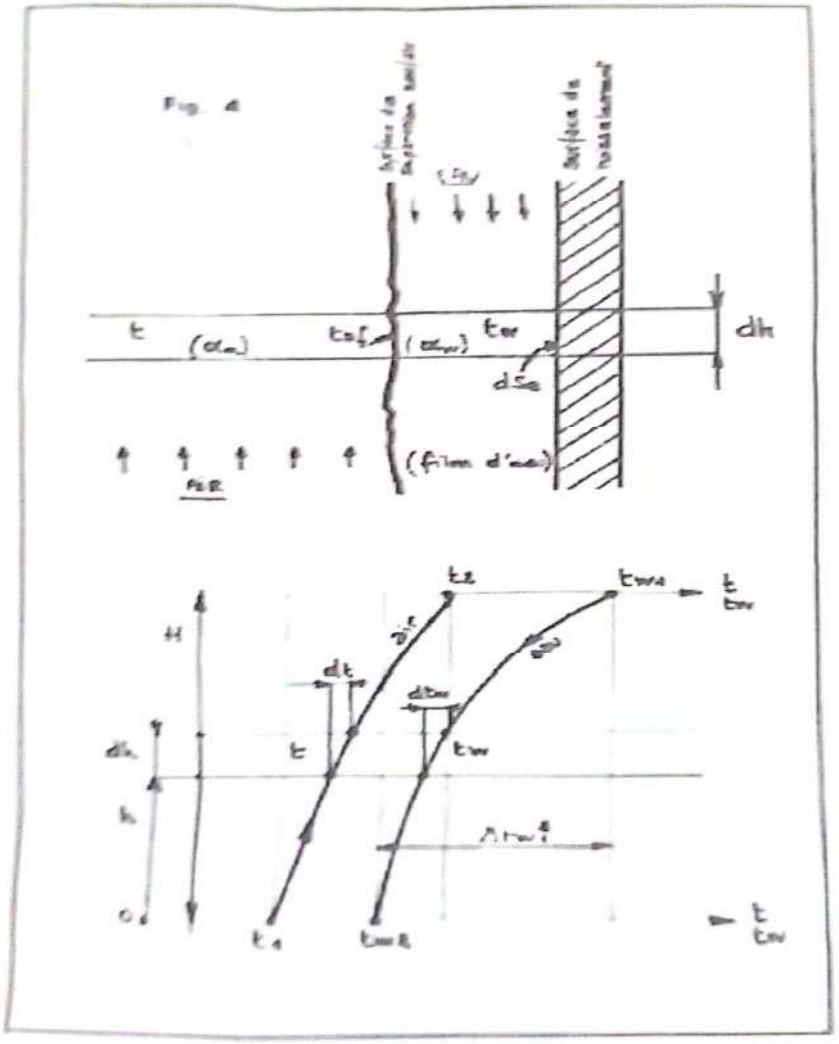
Par convection : $\dot{m}_w C_{pw} dT_w = K_w dS_e (T_w - T_{sf})$ **(4.41)**

Donc $\dot{m}_w C_{pw} dT_w = K_w a S_0 dh (T_w - T_{sf})$ **(4.42)**

- **Entre la surface de séparation air / eau et l'air :**

$\dot{m}_a C_{pa} dT = K_w dS_e (T_{sf} - T)$ **(4.43)**

$\dot{m}_a C_{pa} dT = k_w \, a \, S_0 dh \, (T_{sf} - T)$ **(4.44)**



CamScanner

Figure 4-2 :illustration du transfert de chaleur et diagramme pour TR

c. Equatin de transfert de masse :

$\dot{m}_a dw = H_w dS_e \, (w_{sf} - w)$ **(4.45)**

Puisque l'on suppose les surfaces d'échange massique et thermique sont identiques.

$\dot{m}_a dw = H_w \, a \, S_0 dh (w_{sf} - w)$ **(4.46)** **(28)**

d. relation de lewis:

LEWIS a établir la relation de l'échange massique comparé à l'échange thermique en convection forcée. On appelle la quantité adimensionnelle $\frac{H_w C_{pa}}{k_a} = NLe$ (nombre de LEWIS) Cette relation fondamentale très commode permet de lier les deux phénomènes engendrés par les tours et de trouver la solution recherchée.[5]

Dès lors, la relation **(4.44)** de transfert de masse qui à son tour
engendre de la chaleur qui devient :

$\dot{m}_a C_{pa} dT = H_w \ C_{pa}\ a\ S_0 dh(T_{sf}-T)$ **(4.47)**

Soit:

$\dot{m}_a C_{pa} dT = H_w\ a\ S_0 dh(C_{pa}\ T_{sf} - C_{pa}\ T)$ **(4.48)**

Transformons la relation **(4.46)** en multipliant membre à membre par Lv ; on obtient :

$\dot{m}_a L_v dw = H_w\ a\ S_0 dh L_v\ (w_{sf}-w)$ **(4.49)**

Soit:

$\dot{m}_a L_v dw = H_w\ a\ S_0 dh\ (L_v w_{sf} - L_v w)$ **(4.50)**

Additionnons membre à membre les relations **(4.48)** et **(4.50)**; on obtient:

$\dot{m}_a(C_{pa} dT + L_v w) = H_w\ a\ S_0 dh[(C_{pa}\ T_{sf} + L_v w_{sf}) - (C_{pa} dT + L_v w)]$ **(4.51)**

La relation se résume donc à: $C_{pa}\ w_{sf}$

$\dot{m}_a di = H_w\ a\ S_0 dh(i_{sf} - i)$ **(4.52)**

Cette relation très importante est fondamentale et résout le problème des tours

A noter que l'équation donne par intégration :

$H = -(\frac{\dot{m}_a}{H_w a\ S_0}) \ln \frac{(isf2 - i2)}{(isf1 - i1)}$ **(4.53)**

L'équation peut **(4.53)** s'appliquer si, dans la zone d'étude, on peut considérer la variation de isf linéaire en fonction deT_{sf}.

e. Equations combinées complémentaires

Comme nous le verrons, la combinaison de certaines equation nous donner des renseignements très intéressants et calcul de certains paramètres difficiles à évaluer.

la combinaison de certaines équations peut

Divisons membre à membre les équations et compte tenu .

$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} C_{pa} \frac{dT_w}{di} = 1$ **(4.54)**

Donc : $(\frac{i_{sf} - i}{T_{sf} - T_w}) = -\frac{k_w}{h_w}$ **(4.55)**

f. Résolution par nombre de MERKEL

- calcul approximatif de NM_{e0}, et la hauteur H

L'équation fondamentale dite « des tours », soit **(4.53)** donne:

$[\frac{di}{i_{sf} - i}] = [\frac{H_w a\ S_0}{\dot{m}_a}]\ dh$ **(4.56)**

En formulant l'hypothèse simplificatrice, selon laquelle l'enthalpie prise par l'air au contact de la surface du film d'eau ruisselant sur l'empilage soit Tsf est celle correspondant à la température de l'eau au sein du film, soit Tw, on ne commet qu'une faible erreur. De plus, si l'on remplace le coefficient hw par le coefficient hw0 global, cette erreur devient négligeable car :

$\frac{i_{stw}-i}{i_{sf}-i}=\frac{H_w}{H_{w0}}$ **(4.57)**

Dès lors, l'équation **(4.56)** devient :

$\int_1^2 \frac{di}{i_{stw}-i}=\frac{H_{w0}\,a\,S_0\,H}{\dot{m}_a}$ **(4.58)**

Le groupement sans dimension $\frac{H_w\ a\,S_0H}{\dot{m}_a}$ est représenté par le symbole NMe0, (Nombre de MERKEL).Il contient toutes les variables de construction de la tour.

$NMe0=\frac{H_w\ a\,S_0H}{\dot{m}_a}=\frac{H_{w0}a\,S_0v_0}{\dot{m}_a}=\frac{H_{w0}\,Se}{\dot{m}_a}=\frac{H_{w0}\,a\,H}{v_{ma}}$ **(4.59)**

La connaissance de nombre de MERKEL (NMe0), de l'empilage choisi et de la pente de la droite de fonctionnement tan résout le problème, (29)

Avec $\tan\emptyset=\frac{i_2-i_1}{T_{w1}-T_{w2}}=\frac{M_w}{M_a}$ **(4.60)**

La formule s'écrit donc :

$NMe_0=\int_1^2 \frac{di}{i_{stw}-i}$ **(4.61)**

✓ On connait a, et sachant $\tan\emptyset$, on peut déduire M_a

✓ Mw est connue suivant $\frac{Qc}{Cpw(Tw1-Tw2)}$

On se fixe une vitesse massique de l'air et donc S0, par table on déduit H_{w0}, d'où :

$H=\frac{\dot{m}_a}{H_{w0}\ a\ S_0}\int_1^2 \frac{di}{i_{stw}-i}$ **(4.62)**

Le seul problème est l'intégration de $\frac{di}{istw-i}$, on peut intégrer cette équation par la méthode de MERKEL.

Nous indiquons une méthode approchée permettant l'approximation rapide de NMe0 [5]

Méthode approchée :

Intégration de $\frac{di}{i_{stw}-i}$, figure 4.3

> On connait i qui varie d'une façon linéaire en fonction de Tw (selon la droite de fonctionnement).

> On peut mesurer $istw$ en fonction de T_w, le long de la courbe $i = f\ (T_w)$

> L'écart $(i_{stw}-i)$ est donc parfaitement défini pour chaque valeur de $T_w$entre $T_{w1}et T_{w2}$ ·

La courbure de $i = f\ (Tw)$ étant faible dans la plage des températures généralement admises, on peut calculer la moyenne arithmétique de $(i_{stw}-i)$ entre $T_{w1}et\ T_{w2}$ Dès lors, l'intégrale s'écrira :

$\int_1^2 \frac{di}{i_{stw}-i}=\frac{i2-i1}{(i_{stw}-i)moy}$ **(4.63)**

La hauteur de la tour sera :

$$H=\frac{\dot{m}a}{\boldsymbol{H_{w0}}\ a\ S0}\ \frac{i2-i1}{(i_{stw}-i)moy} \quad \textbf{(4.64)}$$

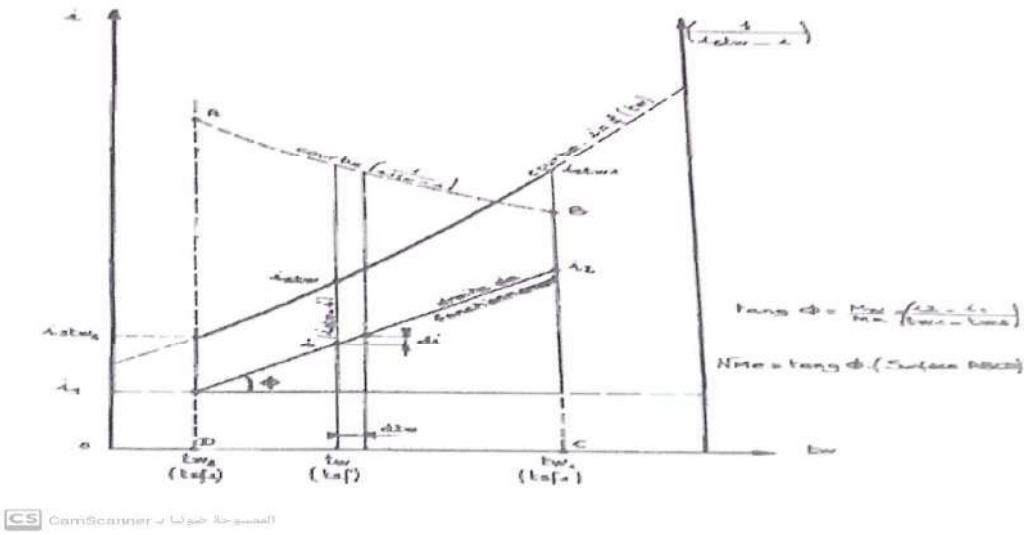


Figure 4-3 :solution de MERKEL

Si on reprend : $\frac{di}{dTw}=\frac{M_w}{M_a}C_{pw}$

$$Ma\ di = \boldsymbol{H_{w0}}\ a\ \boldsymbol{S_0}\ dh(i_{sf}-i) \quad \textbf{(4.65)}$$

On peut écrire: $di=\frac{Mw}{Ma}C_{pw}T_w = C_{pw}\ tan\ \emptyset\ dT_w \quad (C_{pw}=1)$

On aura $\int_{Tw2}^{Tw1}\frac{dT_w}{i_{sf}-i}=\frac{NMe}{tan\ \emptyset}$ **(4.66)**

Sur le diagramme, $i = f\ (T_w)$,on porte $T_{w1} et\ T_{w2}$d'où $istw1$ et $istw2$,on connait $i1$ (à l'entrée de la tour).

On se fixe $tan\ \emptyset$ et on trace la droite de fonctionnement, alors $(istw-i)$ entre la droite de fonctionnement et la courbe est facile à déterminer.

On peut tracer $\frac{1}{i_{sf}-i}= f\ (T_w)$,et on obtient l'intégrale.



Chapitre 5

Tour Aéro - réfrigérante humide Fermée



Figur5-1 : tour de refroidissement en circuit fermé

1. Domaine technologique :

L'outil développé est destiné à modéliser de façon simplifiée le fonctionnement d'une tour de refroidissement fermée (Figure 2) à partir d'un point de fonctionnement donné.

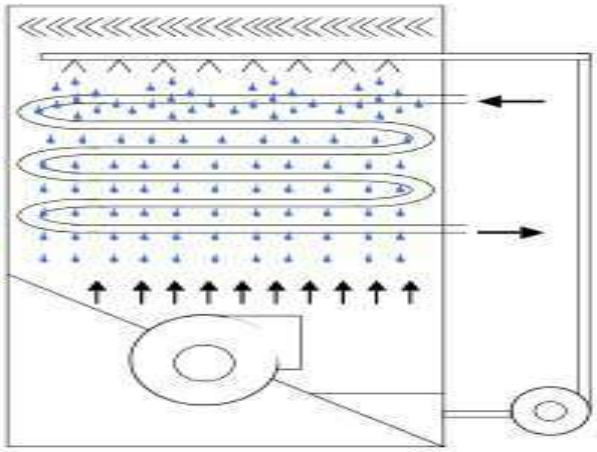


Figure 5-2 : schéma d'une aéro-réfrigérante humide fermée

Le modèle est destiné à être intégré dans un logiciel de calcul prévisionnel de consommation d'énergie d'un bâtiment tertiaire climatisé.

2.Description générale :

Les tours de refroidissement fermées sont constituées de serpentins dans lesquels passe le fluide à refroidir. La batterie formée des serpentins est arrosée par un spray d'eau tandis que de l'air est soufflé sur celle-ci à contre courant de l'écoulement du spray. Ces tours permettent d'augmenter le refroidissement par rapport à tours aéro-réfrigérantes sèches du fait de la vaporisation du spray dans l'air. L'air et l'eau sont localement à courants croisés et globalement à contre-courant. On s'intéresse ici aux tours de refroidissement fermées fonctionnant exclusivement en régime humide, c'est à dire avec une batterie formée de tubes lisses. En effet, des ailettes circulaires sont utilisées essentiellement dans le cas des tours fonctionnant soit en régime sec soit en régime humide. Le modèle en régime sec n'a été validé que partiellement. Du côté de l'air, les transferts de chaleur et de masse sont agrégés suivant la méthode de Threlkeld. Le bilan d'énergie est ainsi exprimé à partir des enthalpies. On se ramène à des températures humides en introduisant une capacité calorifique massique à saturation, par approximation des iso enthalpies à des iso températures humides. Le modèle calcule la température de l'eau en sortie et la consommation d'eau à partir d'une détermination préalable des coefficients d'échange côté eau et côté air. Deux modules sont nécessaires :

a. un module permettant l'identification des coefficients d'échange interne et externe à partir d'un point de fonctionnement, nommé PREP_TAF

b. un module permettant le calcul des performances de la tour fermée dans des conditions données, nommé TAF (30)

3 . Nomenclature

3.1 PREP_TAF

a. Entrées :

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
$Ma_{eRat}(2)$	Tableau de dimension 2 du débit massique d'eau	kg/s	0	+ ∞	
$M_{\&aRat}(2)$	Tableau de dimension 2 du débit massique d'air	m3/s	0	+ ∞	
T_{eeRat} (2)	Tableau de dimension 2 de la température d'eau à l'entrée	°C	10	60	
T_{esRat} (2)	Tableau de dimension 2 de la température d'eau en sortie	°C	10	60	
T'_{aeRat} (2)	Tableau de dimension 2 de la température humide de l'air à l'entrée de la tour	°C	10	80	

b. Sorties :

Nom	Description	Unité	Min	max	défaut
β_{int}	Paramètre caractérisant la conductance interne	$W.K^{-1}.kg^{-0.3}.s^{0.3}m^{-0.5}$	0	+∞	
β_{ixt}	Paramètre caractérisant la conductance externe	$Kg^{0.4}.s^{-0.4}$	0	+∞	

c.Constantes :

Nom	Description	Unité	Min	max	défaut
C_{pa}	chaleur massique de l'air sec	J/kg.K			1006
C_{pv}	chaleur massique de la vapeur d'eau	J/kg.K			1830
C_{pe}	Chaleur massique de l'eau liquide	J/kg.K			4190
h_{fg}	chaleur de vaporisation de l'eau (l'unité utilisée est le J/kg) à 0°C	kJ/kg			2501

3.2 TAF

a. Entrées :

Nom	Description	Unité	Min	max	défaut
M_e	débit spécifique d'eau	kg/s	0	+ ∝	
M_a	débit spécifique d'air	kg/s	0	+ ∝	
T_{ee}	Température d'eau à l'entrée	°C	10	60	
T_{ae}	température d'air à l'entrée	°C	10	80	
W_{ae}	humidité spécifique de l'air primaire à l'entrée	kg/kg a.s.	0	0.05	
β_{int}	Paramètre caractérisant la conductance interne	$W.K^{-1}.kg^{-0.3}.s^{0.3}m^{-0.5}$	0	+ ∝	
β_{ixt}	Paramètre caractérisant la conductance externe	$Kg^{0.4}.s^{-0.4}$	0	+ ∝	
N_{cycle}	Cycle de concentration	-	>1	5	2
Mode	Mode de fonctionnement =1 fonctionnement en régime humide = 2 fonctionnement à sec (partiellement validé	-	1	2	

b. Sorties :

Nom	Description	Unité	Min	max	défaut
T_{as}	Température d'eau à l'entrée	°C	-20	100	
T_{es}	température d'air à l'entrée	°C	-15	50	
W_{as}	humidité spécifique de l'air primaire à l'entrée	-	0	0.05	
Q_{tot}	Paramètre caractérisant la conductance interne	W	0	+ ∝	
C_e	Paramètre caractérisant la conductance externe	kg/s	0	+ ∝	

c. Constantes :

Nom	Description	Unité	Min	max	défaut
C_{pa}	chaleur massique de l'air sec	J/kg.K			1006
C_{pv}	chaleur massique de la vapeur d'eau	J/kg.K			1830
C_{pe}	Chaleur massique de l'eau liquide	J/kg.K			4190
h_{fg}	chaleur de vaporisation de l'eau (l'unité utilisée est le J/kg)	kJ/kg			2501

4.Description mathématique :

La représentation suivante illustre les conductances thermiques au sein de l'échangeur humide par analogie électrique :

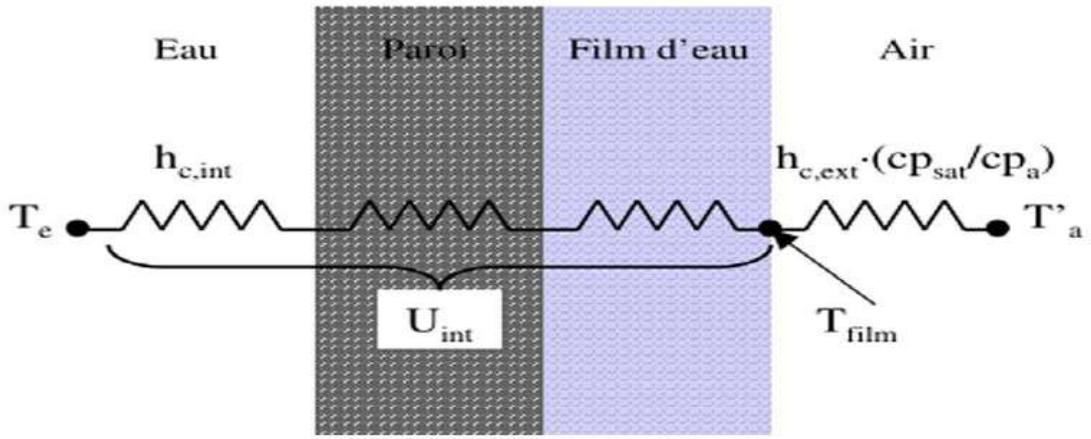


Figure 5-3 : Agrégation des échanges fe chaleur de masse

On suppose que l'air immédiatement contre la surface du film d'eau est saturé à la température de surface du film d'eau. La vapeur d'eau et le film d'eau étant à l'équilibre, l'échange entre l'air et le film d'eau s'exprime à partir d'un terme d'échange de chaleur dû à la chaleur latente nécessaire pour évaporer l'eau dans l'air et un terme d'échange de chaleur entre l'eau liquide et l'air par convection :

$d\dot{Q} = h_m\cdot(w_{sat}(\ T_{\ film})- w_a\ )\cdot$ dS$\cdot(h_{fg} + c_{pv}\cdot T_{film}\ )+ \bar{h}_c\ \cdot(T_{film} - T_a\ )\cdot$ dS

On peut récrire l'équation précédente sous la forme :

$$\mathrm{d}\dot{Q} = \bar{h}_m.L_e^{2/3}.dA\left(h^{sat}(T_{film}) - h_a + \left(\frac{1}{\frac{2}{L_e^3}} - 1\right).\left(\left(w_{sat}(T_{film}) - w_a\right).\left(h_{fg} + C_{pv}.T_{film}\right)\right)\right)$$

Sachant que $h_a = C_{pa}.T_a + w_a.(h_{fg} + C_{pv}.T_a)$ (31)

Et que le nombre de Lewis peut être écrit sous la forme [INCROPERA, 1996] :

$$L_e^{2/3}=\frac{\bar{h}_c}{(C_{pa}+w_a.C_{pv}).\bar{h}_m}$$

Si l'on considère un nombre de LEWIS de 1 dans le domaine considéré, l'expression devient :

$$d\dot{Q}=\frac{\bar{h}_c dA}{C_{pa}+W_a.C_{pv}}\left(h_{sat}(T_{film}) - h_a\right)$$

Détermination des conductances côté air primaire et air secondaire :

L'hypothèse est faite de l'homogénéité de l'air en dehors de la couche limite. L'échange entre l'eau et le film d'eau de l'autre côté de la paroi s'écrit de la façon suivante:

$$d\dot{Q}=U_{int}dA_{int}(T_e - T_{film})$$

L'échange de chaleur entre le film d'eau et l'air peut être exprimé à partir de l'équation (1) en linéarisant les isenthalpes

$$d\dot{Q} = \frac{h_{c,ext}.dA_{ext}}{C_{pa}+W_a.C_{pv}} C_{psat}.(T_e - T'_a)$$

Considérant l'expression du flux de chaleur dans les différents échanges, on conçoit alors un échange direct entre l'eau et l'air en introduisant l'expression de deux résistances en série, l'une comprenant l'échange convectif entre l'eau et le film d'eau (U_{int}), l'autre comprenant l'échange convectif entre le film d'eau et l'air($h_{c,ext}$) (32)

La conductance globale s'écrit donc, en associant coefficient d'échange et surface d'échange :

$$\frac{1}{U_t dA_{int}} = \frac{C_a + W_a.C_{pv}}{h_{c,ext}.C_{psat}.dA_{ext}} + \frac{1}{U_{int}dA_{int}}$$

L'échange de chaleur et de masse au sein de la tour de refroidissement fermée est alors décrit par l'expression suivante de la puissance :

$$d\dot{Q} = U_t.dA_{int}(T_e - T'_a)$$

A partir de la formulation de l'échange local, les méthodes de calcul des échangeurs (NUT-ε et ΔT_{lm}) sont utilisées en faisant l'hypothèse d'un coefficient d'échange constant sur l'ensemble de l'échangeur.

Fonctionnement en régime sec :

En régime sec, les équations d'échange thermique sont identiques, mis à part qu'il n'y a plus d'échange massique. Pour rendre compte du fait que les échanges de chaleur ne sont plus que sensible, les équations précédentes deviennent :

$$\dot{Q} = U_{int}dA_{int}(T_e - T_{paroi})$$

L'échange de chaleur entre le film d'eau et l'air peut être exprimé à partir de l'équation (1) en linéarisant les isenthalpes :

$$d\dot{Q} = h_{c,ext}.dA_{ext}.(T_e - T_a)$$

La nouvelle conductance s'écrit :

$$\frac{1}{U_t dA_{int}} = \frac{1}{h_{c,ext}.dA_{ext}} + \frac{1}{U_{int}dA_{int}}$$

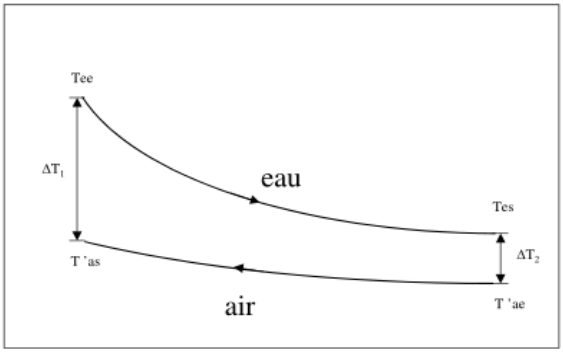
Pour rendre compte que les coefficients d'échange en sec sont différents, on applique des coefficients correctifs.

L'efficacité sera exprimée à partir de la température sèche de l'air alors que la température humide de l'air était utilisée dans le cas du régime humide. (33)

4.1 PREP_TAF

Les caractéristiques de la tour de refroidissement fermée sont déterminées à partir d'un point de fonctionnement, indicé rat, en utilisant la méthode des différences logarithmiques des températures appliquée à un échangeur contre-courant. Le transfert de chaleur s'écrit :

$$\dot{Q} = UA^{rat}\Delta T_{lm}$$



la valeur de la différence moyenne logarithmique pour un échangeur à c

En considérant la valeur de la différence moyenne logarithmique pour un échangeur à contre-courant :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{es} - T'_{ae}) - (T_{ee} - T'_{as})}{\ln\frac{T_{es} - T'_{ae}}{T_{ee} - T'_{es}}}$$

Le coefficient d'échange global est calculé comme suit :

$UA_t^{rat} = \dot{Q}/\Delta T_{lm}$

La puissance totale se retrouve à partir des états du fluide interne en considérant :

$\dot{Q} = C_e(T_{ee} - T_{es})$ et $C_e = \dot{m}_e C_{pe}$

L'enthalpie de l'air en sortie est déterminée par un bilan thermique :

$h_{as} = h_{ae} + \dot{Q}/\dot{m}_a$

La chaleur spécifique à saturation est calculée du côté de l'air comme suit :

$$C_{psat} = \frac{h_{sat}(T'_{as}) - h_{sat}(T'_{ae})}{T'_{as} - T'_{ae}}$$

Il s'agit dans un second temps de déterminer le coefficient d'échange du côté de l'air et côté eau. On a :

$$\frac{1}{UA_t^{rat}} = \frac{C_{pa}}{h_{c,ext}.C_{psat}.A_{ext}} + \frac{1}{h_{c,int}.A_{int}} = \frac{1}{UA_t^{rat}} + \frac{1}{UA_t^{rat}}$$

On réécrit de façon plus détaillée les conductances internes et externes de manière à séparer ce qui est constant de ce qui varie en fonction des débits et températures

Du **côté de l'eau** ;

$UA_t^{rat} = \beta_{int}\dot{m}_e^{0.8}\left(\frac{1}{\mu_e^{0.5}}\right)$ avec β_{int} un paramètre qui ne dépend que de la géométrie de la batterie et des propriétés thermodynamiques de l'eau constantes dans le domaine de fonctionnement.

Du **côté de l'air ;**

$$UA_{ext}^{rat} = h_{c,ext}.A_{ext}.\frac{C_{psat}}{C_{pa}}$$

Des corrélations dans les tours de refroidissement ouvertes, on en déduit la conductance thermique extérieure en supposant les propriétés de l'air constantes dans le domaine de température des tours de refroidissement :

$$\frac{1}{UA_t^{rat}} = \frac{1}{\beta_{ext}.\dot{m}_a^{06,}.C_{pa}} + \frac{\mu_e^{0,5}}{\beta_{int}.\dot{m}_e^{0,8}}$$

Il s'agit désormais de déterminer les paramètres βext et βint . Pour cela, il faut deux points de fonctionnement avec les débits différents. (34)

En sec, on prendra :

$$\beta_{int}^{sec} = 2.\beta_{int}^{humide}$$

$$\beta_{ext}^{sec} = 0{,}35.\beta_{ext}^{humide}$$

4.2 TAF: détermination des performances de la tour aéro-réfrigérante humide fermée :

La tour est représentée par un échangeur à contre-courant. Les corrélations permettant de donner l'évolution des coefficients d'échange en fonction des débits et températures d'air et d'eau sont utilisées pour déterminer les conductances en un point de fonctionnement donné à partir des conductances au point nominal de fonctionnement.

Les formules de détermination des coefficients d'échange côté eau et côté air pour les caractéristiques de fonctionnement du point donné à partir des caractéristiques nominales sont donc :

$$UA_{int} = \beta_{int}\frac{\dot{m}_e^{0,8}}{\mu_e^{0,5}}$$

$$UA_{ext} = \beta_{ext}\dot{m}_a^{0,8}C_{psat}$$

Le coefficient d'échange global est ensuite déterminé à partir des coefficients d'échange côté eau et côté air. Les formules NUT-ε sont utilisées pour déterminer l'efficacité de la tour en conditions non nominales. Les formules utilisées sont les suivantes [INCROPERA, 1996] :

$$\varepsilon = \frac{1 - exp[-NUT.(1 - C_r)]}{1 - C_r.exp[-NUT.(1 - C_r)]} \qquad (\dot{C}_r < 1)$$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \qquad (\dot{C}_r = 1)$$

Avec $NUT = \frac{UA_t}{\dot{C}_{min}}, \dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}, \dot{C}_a = \dot{m}_a.Cp_{sat}$ et $\dot{C}_e = \dot{m}_e.Cp_e$

La température de l'eau en sortie d'échangeur est calculée suivant :

$$T_{es} = T_{ee} + \varepsilon.\frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_e}.(T_{ae} - T_{ee})$$

La puissance totale échangée est déterminée comme suit :

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{C}_e.(T_{ee} - T_{es})$$

Les conditions de sortie de l'air sont déterminées à partir du calcul des conditions du film d'eau considéré comme de l'air à saturation à la température du film d'eau. On calcule tout d'abord l'enthalpie en sortie qui se déduit simplement de la chaleur totale échangée :

$$h_{as} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_a} + h_{ae}$$

Pour déterminer l'humidité spécifique was, on calcule l'enthalpie du film d'eau comme suit :

$$h_{film} = h_{ae} + (h_{as} - h_{ae})/(1 - \exp\left(-\frac{UA_{ext}}{\dot{m}_a * Cp_{sat}}\right))$$

Par un calcul itératif réalisé dans le module T_ENTSAT, la température du film d'eau est déterminée comme le croisement de la droite isenthalpique hfilm et la courbe de saturation. A partir des relations de l'air humide, l'humidité spécifique à saturation de l'air à la température du film d'eau est déduite. L'humidité spécifique de l'air en sortie d'échangeur est finalement déterminée comme suit :

$$w_{as} = w_{ae} + \left(W_{film} - W_{ae}\right).(1 - \exp\left(-UA_{ext}\,//(\dot{m}_a * Cp_{sat})\right))$$

A partir de l'enthalpie et l'humidité spécifique de l'air en sortie, on en déduit sa température.

Le débit d'eau évaporé est égal à :

$$\dot{C}_e = \dot{m}_a.(w_{as} - w_{ae})$$

Le débit d'eau consommé est égal à :

$$= \frac{N_{cycle}}{N_{cycle} - 1}\dot{C}_e$$

5. Resultats et discussion

5.1 Variations suivant le débit d'eau à refroidir

En premier lieu, nous avons reporté les variations de la température de sortie de l'air et de l'eau en fonction du débit d'eau à l'entrée,fig 5.4 en mode humide ,On peut déduire que pour les faibles valeurs du débit d'eau à refroidir, il y a une égalité entre les températures d'air et d'eau en sortie, mais pour des valeurs plus élevées, il ya une nette différence entre les deux températures de sortie. Cela signifie qu'une quantité plus importante est nécessaire pour emmener la charge de chaleur prescrite.

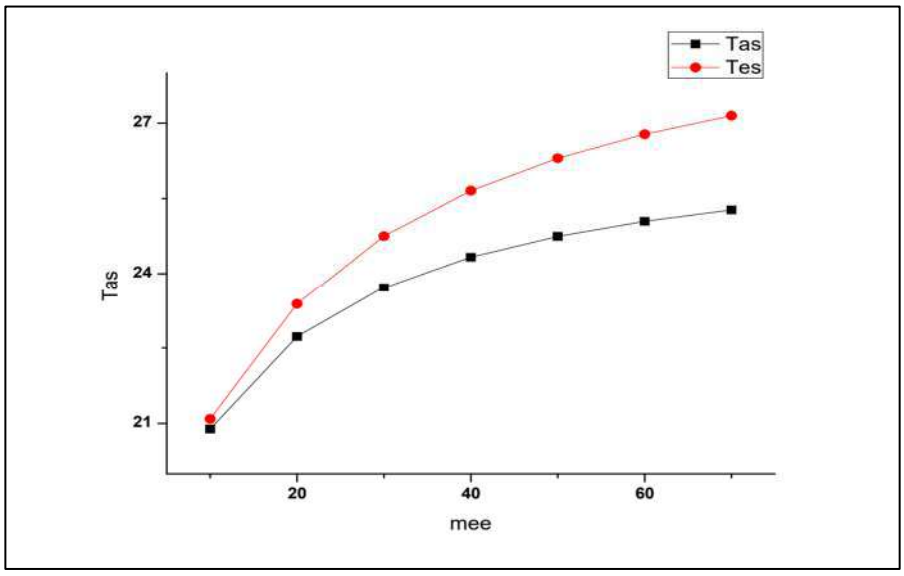


Figure 5-4 : variation de débit d'eau en fonction de la température de sortie d'air

Quant à l'humidité absolue de l'air en sortie, on constate physiquement que cet air est plus chargé en vapeur si les débits d'eau sont importants

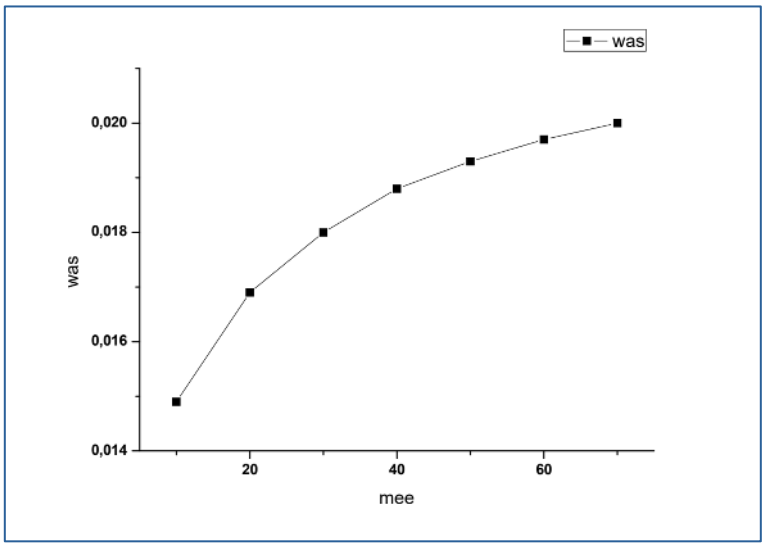


Figure 5-5 : variation de débit d'eau en fonction de l'humidité absolue

La puissance échangée suit la même allure que les températures pour le régime humide

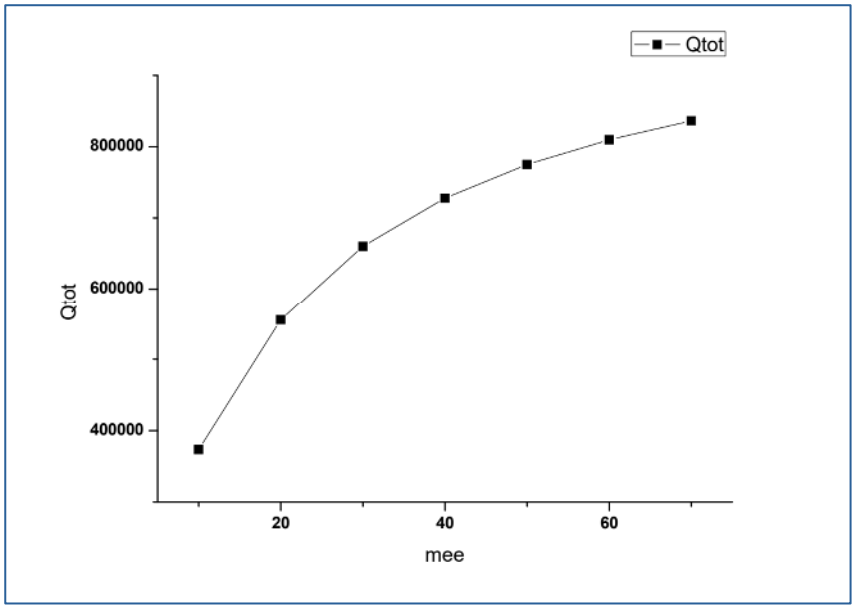


Figure 5-6 : variation de débit d'eau en fonction de la puissance échangée

5.2 Variations suivant le débit d'air

On peut remarquer qu'une plus grande ventilation s'accompagne d'une diminution des températures de sortie que ce soit pour l'eau à refroidir ou l'air en haut du tour.

Il est évident qu'une vitesse d'air plus grande permet de répartir la charge thermique vers des équilibres moins chauds. Cette variation est constatée obéir à une relation linéaire.

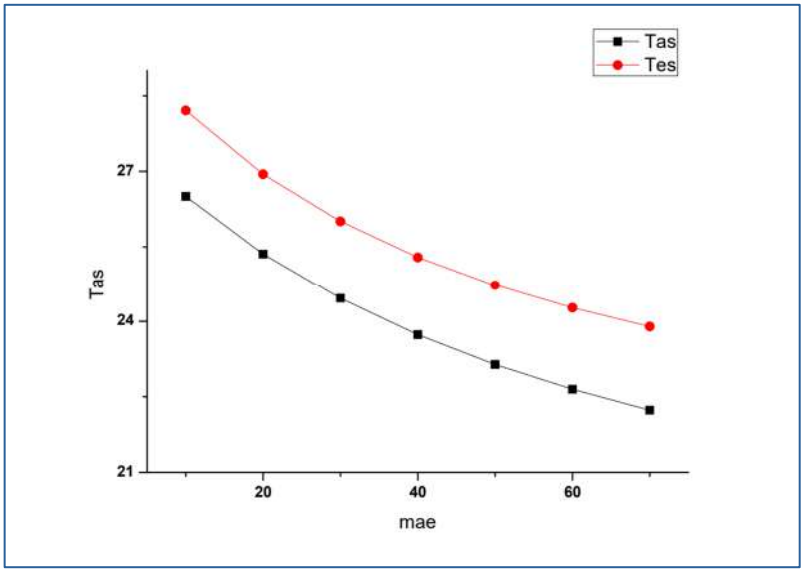


Figure 5-7 : variation de débit d'air en fonction de la température de sortie d'air

Dans la figure 5.8 on observe une chute très brutale de l'humidité absolue de l'air, ce qui signifie que les grandes quantités d'air diluent les quantités de vapeur entrainées.

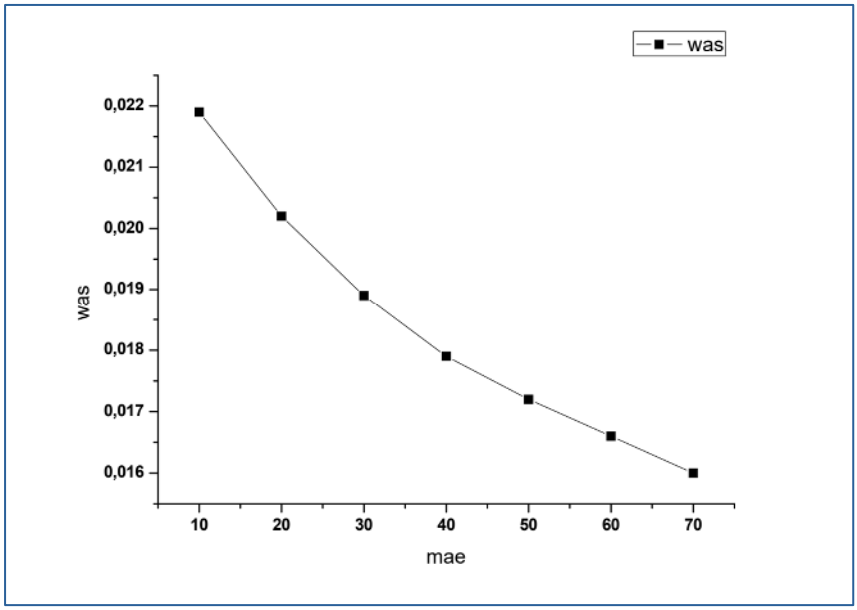


Figure 5-7 : variation de débit d'air en fonction de l'humidité absolue

l'échange total de chaleur est d'un niveau important suivant les variations de débit d'air .

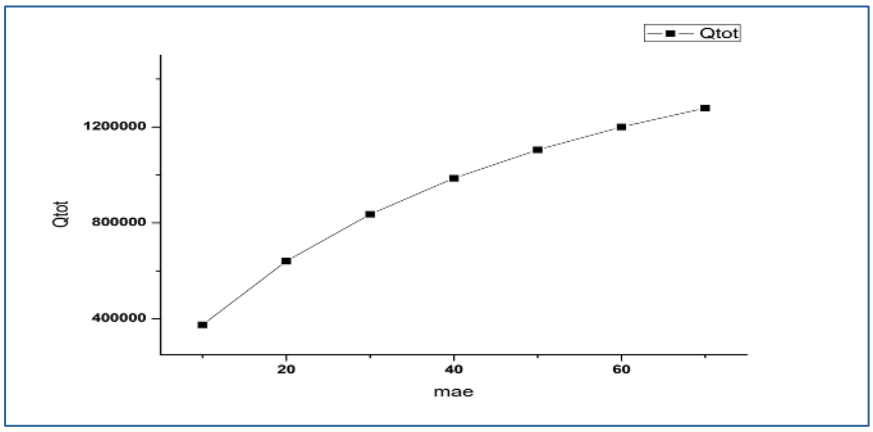


Figure 5-8 : variation de débit d'air en fonction de la chaleur échangée

5.3 Variations suivant la temperature d'entree d'eau

En ce qui concerne les variations des gradeurs ciblées en fonction de la température de l'eau à refroidir en entrée, nous observons que cette dernière n'affecte pas les températures en sortie de l'air et de l'eau, à condition qu'elle soit basse, figure 5.9. Cependant, il ya un écart entre les deux températures de sortie, si l'eau à refroidir entre avec une température supérieure à 35°C. Pour le premier intervalle,

les niveaux d'évaporation sont plus faibles, mais pour le second intervalle, il y a une nécessité d'évacuation de chaleur importante et par conséquent une évaporation plus grande entrainant une température d'air à la sortie élevée.

L'humidité absolue de l'air est montré à la figure 5.10.

on reporte ces évolutions pour la chaleur échangée et le niveau de consommation d'eau.figure 5.10,5.11

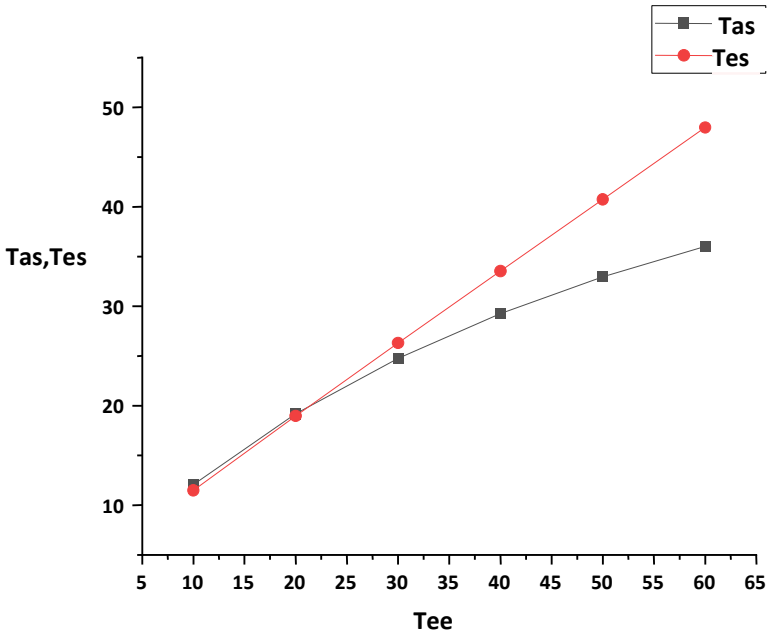


Figure 5-9: variation de température d'entrée d'eau en fonction de la température de sortie d'eau et de sortie d'air

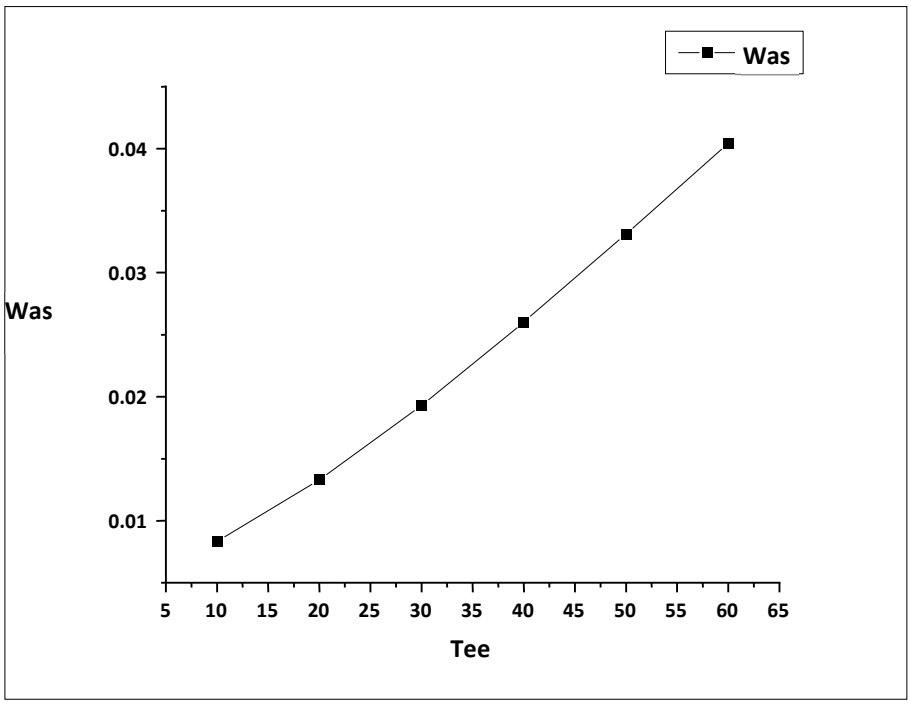


Figure 5-10: variation de température d'entrée d'eau en fonction de l'humidité absolue

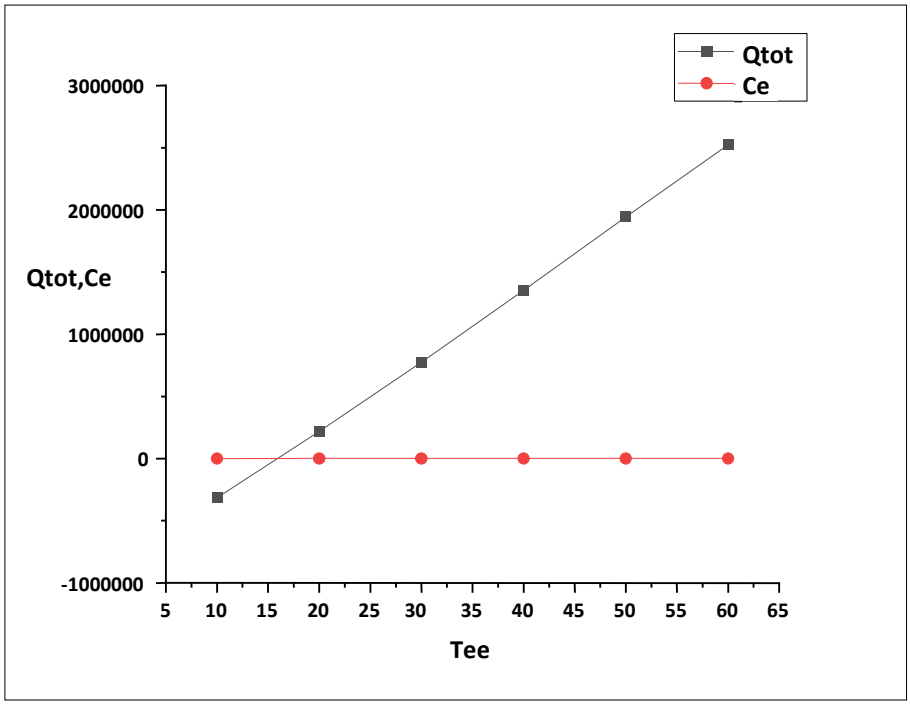


Figure 5-11: variation de température d'entrée d'eau en fonction de la puissance échangée et le niveau de consommation d'eau

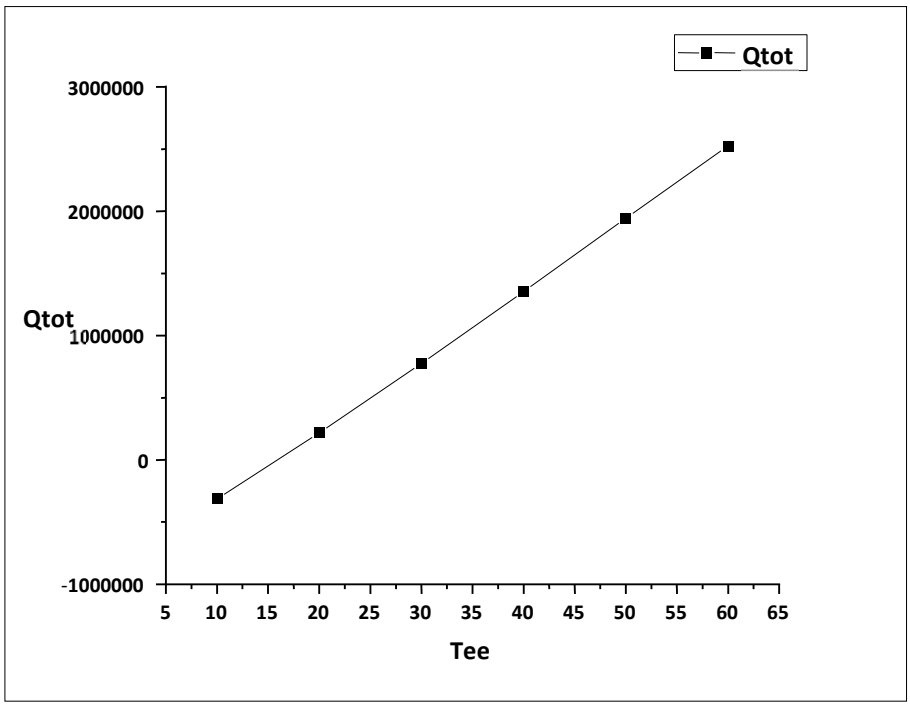


Figure 5-12: variation de température d'entrée d'eau en fonction de la puissance échangée

5.4 Variations suivant la température d'entrée d'air

La variation possible de la température de l'air à l'entrée n'influe que peu sur la température de l'eau à refroidir à la sortie, figure 5.12 de 4-5°C en régime humide

Pour ce qui est de la température de l'air à la sortie, l'influence est beaucoup plus importante.cela s'explique par la possibilité d'évaporation de l'eau qui contribue à adoucir la température de l'air à la sortie dans le cas humide.

L'humidité absolue de l'air évolue avec la température d'entrée d'air mais de façon peu importante, figure 5.13, car un air plus chaud se charge plus en vapeur.

Les écarts de températures étant modérées, puisqu'on a une température d'entrée d'air plus élevée, l'échange de chaleur diminue fortement. Ce qui est montré à la figure 5.14. On note aussi une consommation croissante avec la température de l'air à l'entrée, figure 5.15.

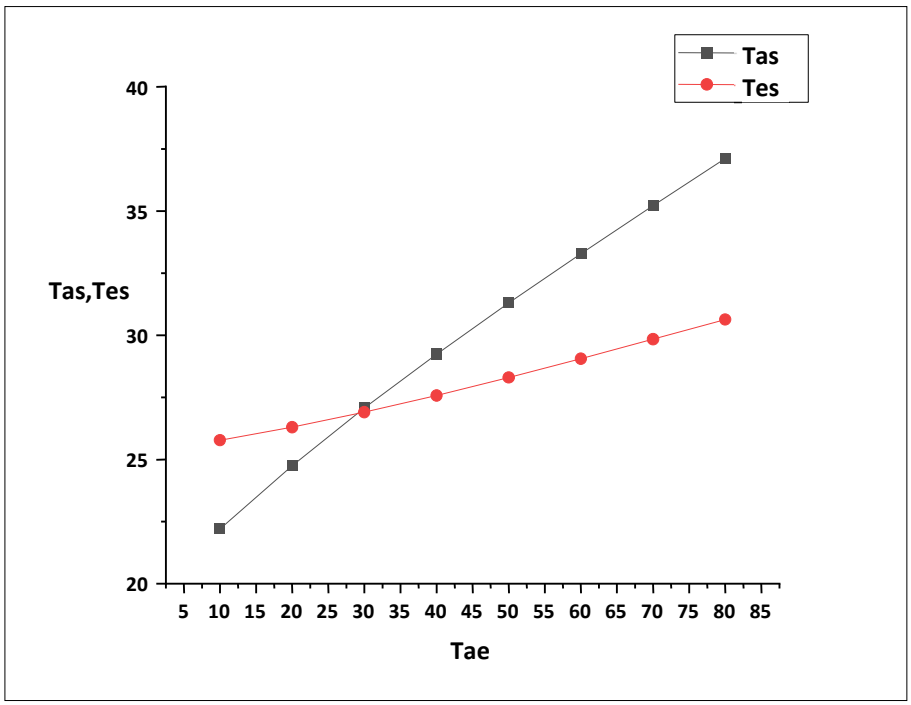


Figure 5-13 : Variations de la température d'entrée d'air en fonction de la température de sortie d'eau et de sortie d'air

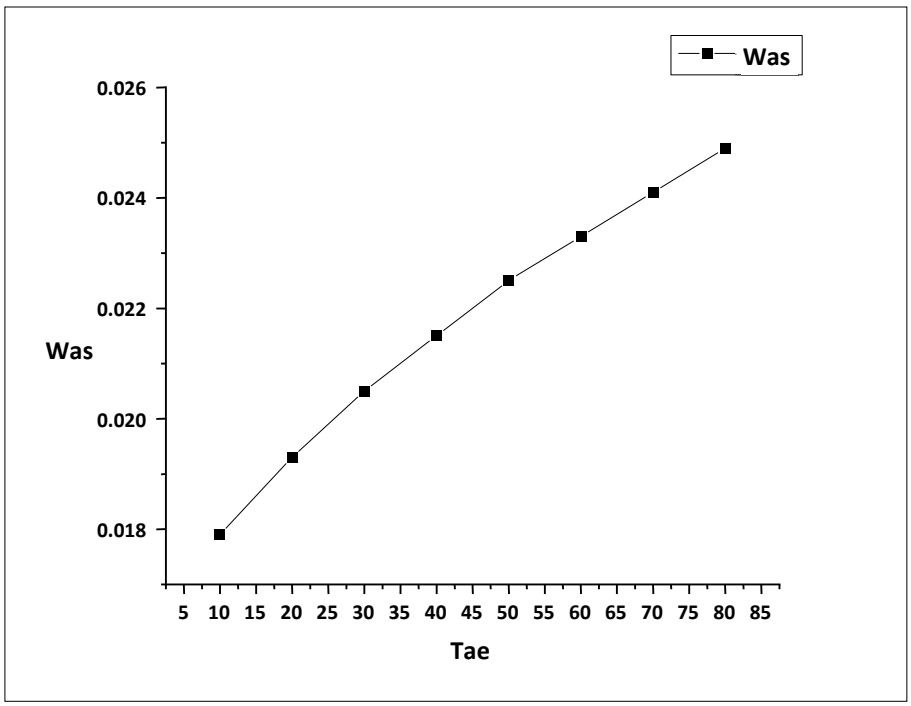


Figure 5-14 : Variations de la température d'entrée d'air en fonction de l'humidité absolue d'air

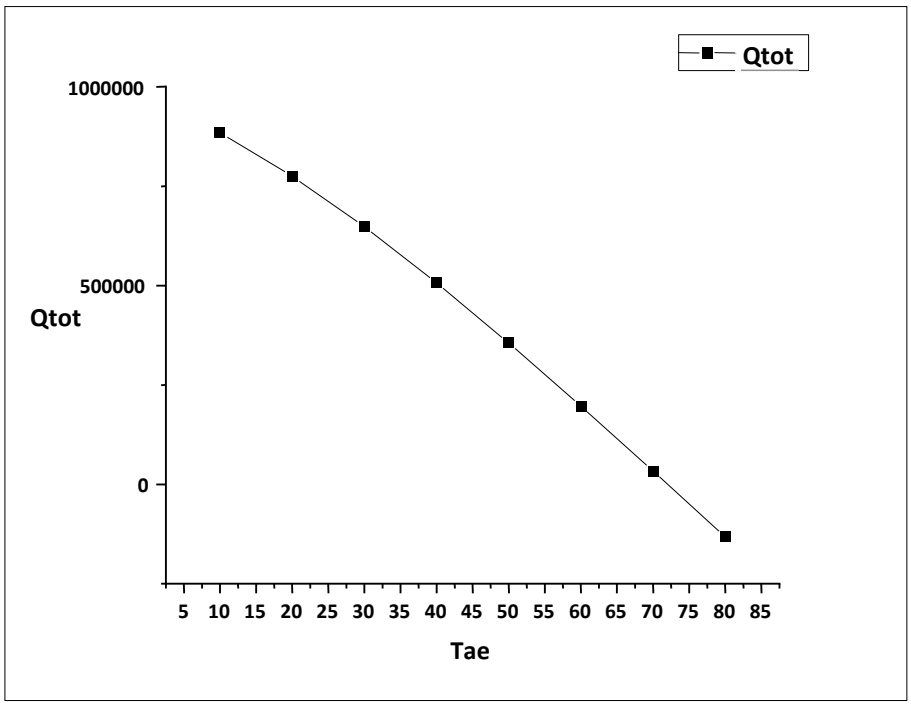


Figure 5-15 : Variations de la température d'entrée d'air en fonction de la chaleur échangée

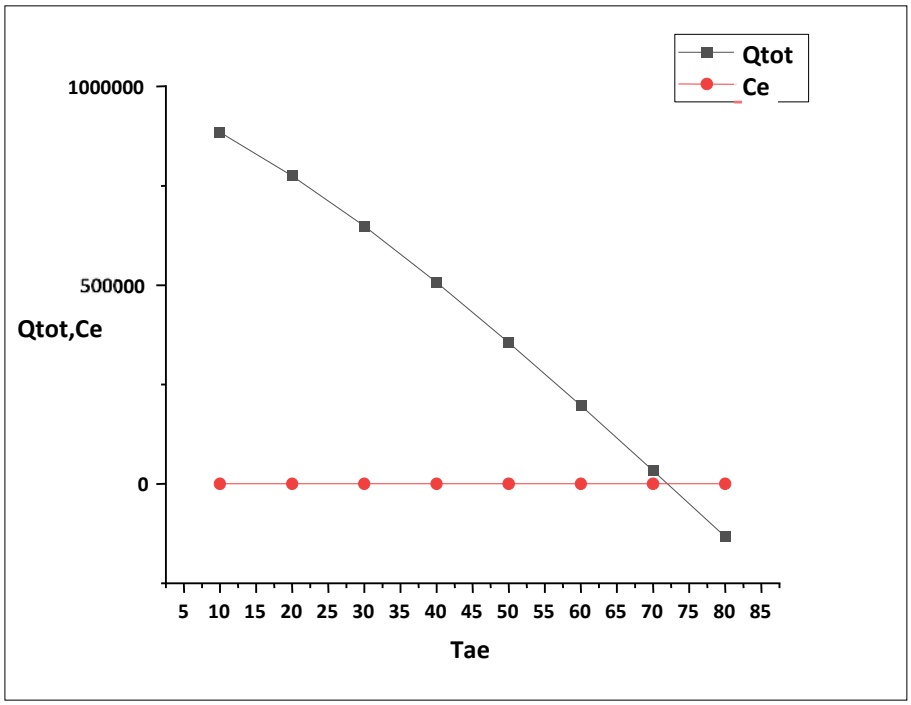


Figure 5-16 : variation de température d'entrée d'air en fonction de la puissance échangée et le niveau de consommation d'eau

5.5 Variations suivant l'humidité de l'air à l'entrée

Plus l'air est humide à l'entrée, plus les températures de l'eau à refroidir et de l'air à la sortie sont plus grandes, L'air est déjà saturé en vapeur d'eau et ne pouvant prendre plus ou à défaut une quantité moindre. Figure5. 15

Il y a d'abord une représentation évolutive de l'humidité de l'air à la sortie, quand les niveaux de l'humidité de l'air à l'entrée sont faibles. Ceci traduit un passage de la vapeur d'eau du film vers l'air ascendant, figure 5.16. On observe un phénomène inverse à partir d'une humidité de l'air à l'entrée autour de 0.025, figure 5,16.

Pour la quantité de chaleur échangée, elle diminue car l'air est déjà saturé et par conséquence la consommation d'eau est réduite, figure 5.17

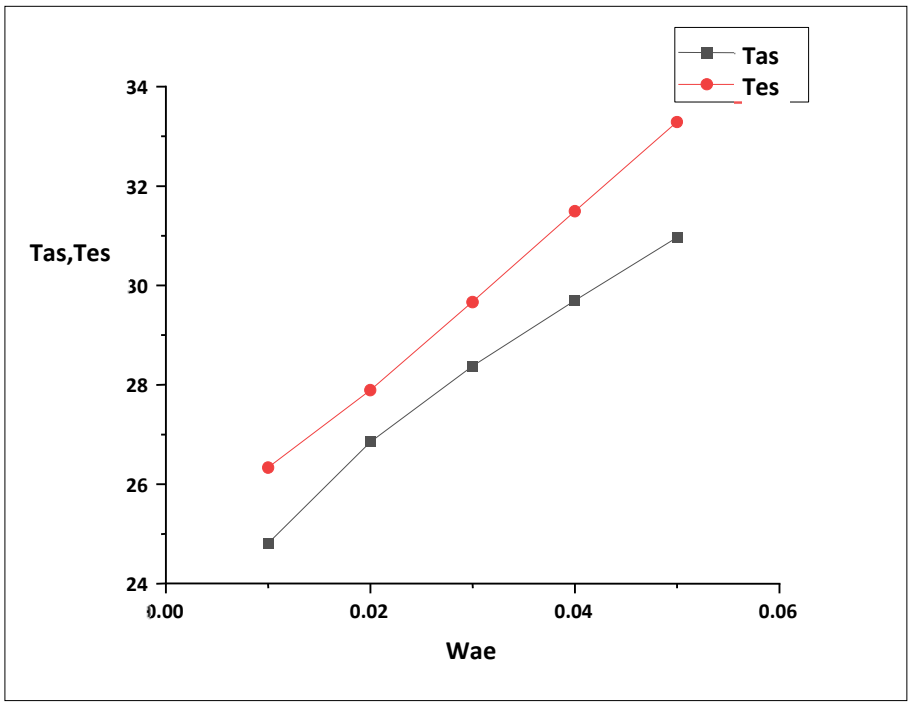


Figure 5-17 :variation de l'humidite absolue d'eau en fonction de la température de sortie d'eau et de sortie d'air

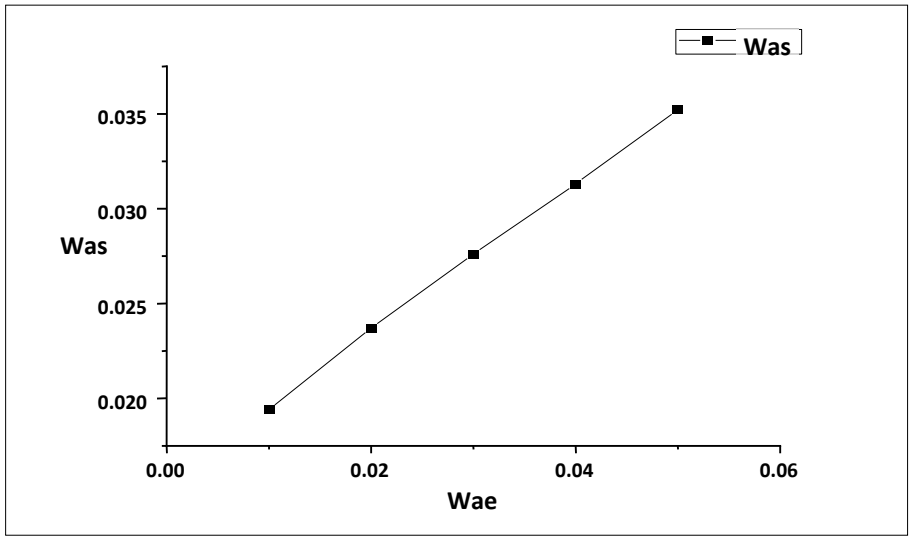


Figure 5-18 :variation de l'humidite absolue d'eau en fonction de l'humidite absolue d'air

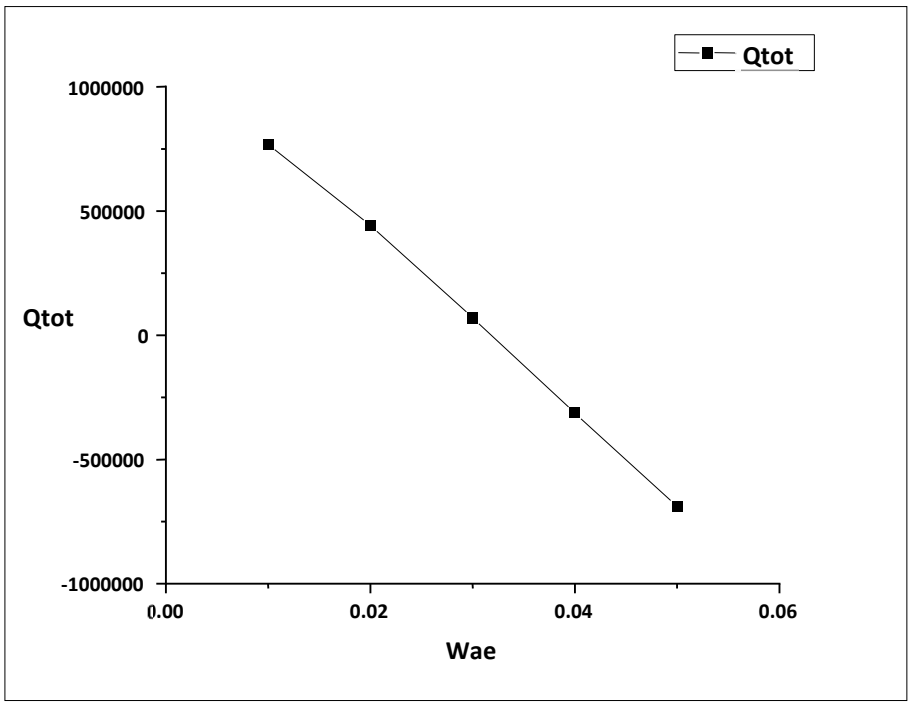


Figure 5-19 :variation de l'humidite absolue d'eau en fonction de la chaleur échangée

5.6 Variations suivant le nombre de cycle

il n'y a aucune influence sur la chaleur échangée ainsi les temperatures figure 5.18, 5.19

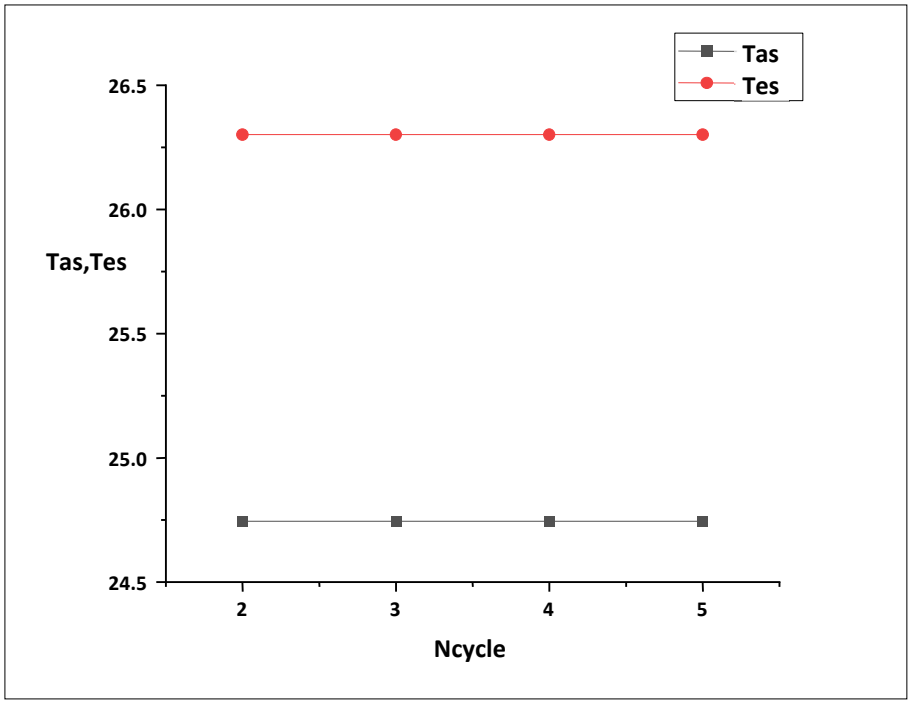


Figure 5-20 : variation de nombre de cycle en fonction de la température de sortie d'eau et de sortie d'air

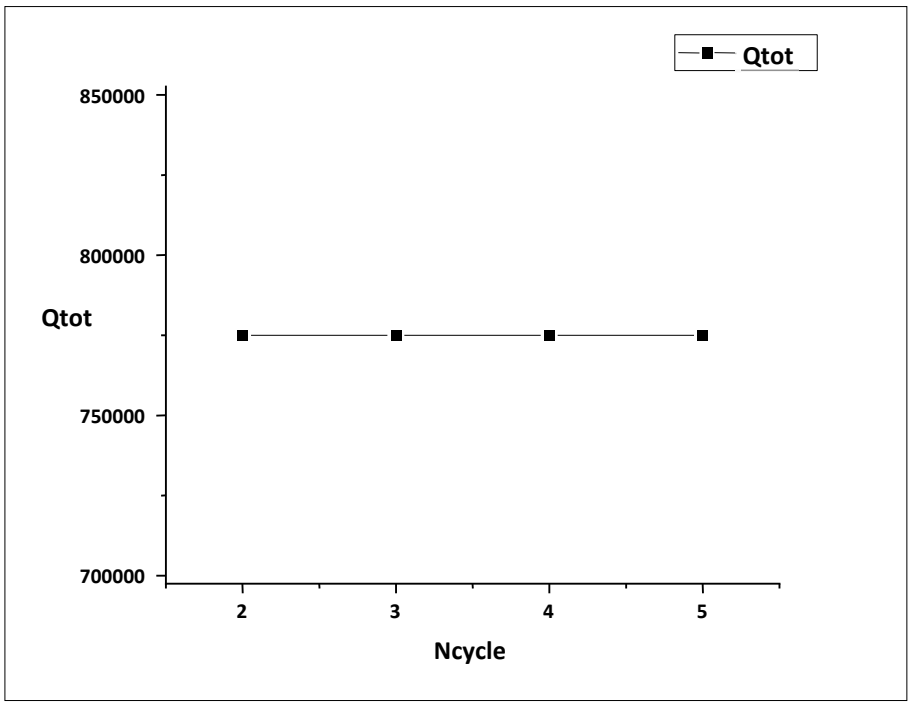
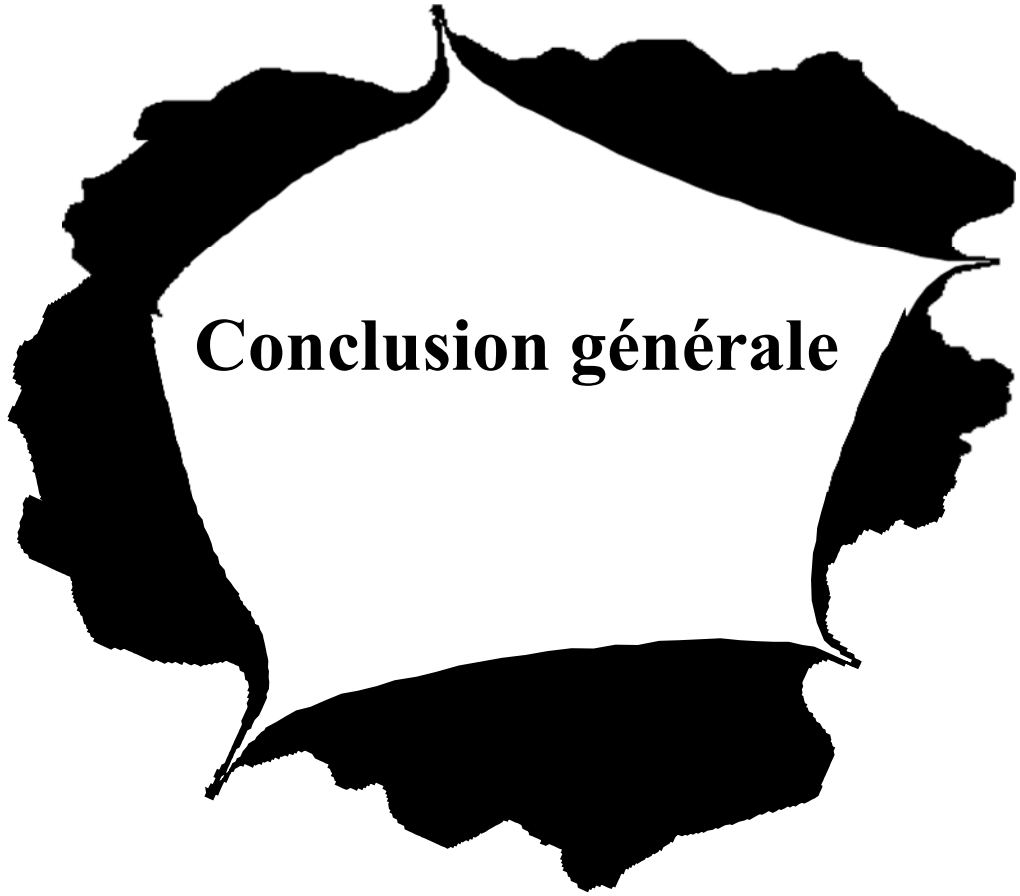


Figure 5-21 : variation de nombre de cycle en fonction de la chaleur échangée



Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce projet, nous avons examiné les tours de refroidissement utilisées dans de nombreuses applications industrielles et particulièrement dans les centrales nucléaires. L'importance de cet équipement a été mise en évidence, notamment au niveau du refroidissement complémentaire de l'eau issue du condenseur

Plusieurs systèmes du refroidissement par tours ont été décrits. Notre cas s'inscrit dans l'analyse des performances des tours fermées .

Nous avons élucidé le rôle fondamental de l'air humide qui est à la base du système évaporatif, menant à des charges dissipatives de chaleur très importantes.

La modélisation simplifiée nous a montrée les principaux indicateurs gouvernants les tours. Ensuite une modélisation plus avancée a été traduite en termes de programme qui nous a permis de suivre les évolutions des facteurs de fonctionnement.

Ce projet nous a permis principalement de :

- Se familiariser avec les tours de refroidissement
- Comprendre la modélisation simple et élaborée
- Traduire les équations en langage Matlab
- Poursuivre une étude paramétrique thermique

L'étude des tours de refroidissement fermées nous a montrée que des variations substantielles sont à relever :

Variations suivant le débit d'eau à refroidir

Pour les faibles valeurs du débit d'eau à refroidir, il y a une égalité entre les températures d'air et d'eau en sortie, mais pour des valeurs plus élevées, il ya une nette différence entre les deux températures de sortie, l'avantage du refroidissement évaporatif est alors mis en évidence. Remarquons aussi que pour une tour humide, il est possible de descendre à de plus basses températures si on a des débits plus ou moins faibles à refroidir. On ne gagne pas assez en refroidissement à mesure que les débits d'eau provenant du condenseur sont élevés.

Quant à l'humidité absolue de l'air en sortie, on constate physiquement que cet air est plus chargé en vapeur si les débits d'eau sont importants. La puissance échangée suit la même allure que les températures.

Variations suivant le débit d'air

Une plus grande ventilation s'accompagne d'une diminution des températures de sortie que ce soit pour l'eau à refroidir ou l'air en haut du tour. On peut affirmer que la variation du débit d'air n'a aucune influence sur la température de sortie de l'eau.

La consommation d'eau pulvérisée est importante à mesure que le débit d'air est important ce qui traduit l'intensité de l'échange évaporatif de l'eau du film avec l'air.

De même, l'échange total de chaleur est d'un niveau important suivant les variations de ce débit.

Variations suivant la température d'entrée d'eau à refroidir

nous observons que cette variation de température n'affecte pas les températures en sortie de l'air et de l'eau, à condition qu'elle soit basse. Cependant, il ya un écart entre les deux températures de sortie, si l'eau à refroidir entre avec une température supérieure à 35°C. Pour le premier intervalle, les niveaux d'évaporation sont plus faibles, mais pour le second intervalle, il y a une nécessité d'évacuation de chaleur importante et par conséquent une évaporation plus grande entraînant une température d'air à la sortie élevée.

Variations suivant la température d'entrée d'air

La variation possible de la température de l'air à l'entrée n'influe que peu sur la température de l'eau à refroidir à la sortie en régime humide. L'humidité absolue de l'air évolue avec la température d'entrée d'air mais de façon peu importante.

Les écarts de températures étant modérées, puisqu'on a une température d'entrée d'air plus élevée, l'échange de chaleur diminue fortement. On note aussi une consommation croissante avec la température de l'air à l'entrée.

Variations suivant l'humidité de l'air à l'entrée

Plus l'air est humide à l'entrée, plus les températures de l'eau à refroidir et de l'air à la sortie sont plus grandes.

Variations suivant le nombre de cycle

il n'y a aucune influence sur la chaleur échangée.

Bibliographie

Bibliographie :

[1]https://www.techno-science.net/glossaire-definition/Centrale-nucleaire.html#:~:text=Une%20centrale%20nucl%C3%A9aire,d%C3%A9cid%C3%A9e%20en%202005.
[2]https://www.techno-science.net/glossaire-definition/Centrale-nucleaire-page-2.html#:~:text=Une%20centrale%20nucl%C3%A9aire,un%20magasin%20g%C3%A9n%C3%A9ral%E2%80%A6
[3]https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/3/3c/Centrale_nucl%C3%A9aire_REP.png/1200px-Centrale_nucl%C3%A9aire_REP.png
[4]https://www.sfen.org/energie-nucleaire/ca-marche/fonctionnement-centrale-nucleaire#:~:text=LE%20FONCTIONNEMENT%20D%27UNE,composent%20sa%20structure.
[5]https://flashmode.tn/magazine/comment-calculer-le-rendement-dune-centrale-hydroelectrique/#:~:text=Pour%20calculer%20le%20rendement%20%C3%A9nerg%C3%A9tique%2C%20il%20faut
[6]http://nuclearsafety.gc.ca/fra/resources/emergency-management-and-safety/index.cfm#:~:text=SCIPP%20au%20Canada-,La%20s%C3%BBret%C3%A9%20nucl%C3%A9aire,les%20gens%20qui%20travaillent%20dans%20le%20secteur%20nucl%C3%A9aire%20et%20l%27environnement.,-Les%20responsabilit%C3%A9s%20internationales
[7]https://www.cea.fr/comprendre/PublishingImages/Pages/energies/nucleaire/fonctionnement-reacteur-nucleaire/fonctionnement-centrale-nucleaire.jpg
[8] Les différents procèdes de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires : André LALLEMAND : Journées internationales de Thermique, Albi, 28-30 août 2007
[9] guide_bio_tech_ventilation_naturelle_et_mecanique.pdf
[10] lenntech.fr/tours-de-refroidissement.htm
[11] Michèle Merchat : Guide de formation à la gestion du risque de prolifération des légionelles dans les installations de refroidissement par dispersion d'eau dans un flux d'air : Février 2005
[12] Guide lot1_VFinale.doc
[13] énergie, exergie, économie-thermo-économie: André LALLEMAND : Journées internationales de Thermique, Albi, 28-30 août 2007
[14]https://www.emse.fr/~bouchardon/enseignement/processus-naturels/up1/web/wiki/MC%20-%20Atm%20-%20Vapeur%20saturante%20-%20Coup.htm#:~:text=Dans%20le%20cas,temp%C3%A9rature%20de%20l%E2%80%99air.
[15] https://www.guide-climatisation.com/wp-content/uploads/2021/03/psychrometrique-et-climatisation-12.jpg
[16] M.K.JUCHHEIM GmbH & Co.pdf

[17] KHALFOUNI LOUIZA.ETUDE PARAMETRIQUE D'UNE TOUR DE REFROIDISSEMENT D'EAU. Université Mouloud Mammeri de Tizi-ouzou.2011/2012.page18
[18] KHALFOUNI LOUIZA.ETUDE PARAMETRIQUE D'UNE TOUR DE REFROIDISSEMENT D'EAU. Université Mouloud Mammeri de Tizi-ouzou.2011/2012.page20
[19]https://energieplus-lesite.be/theories/enveloppe9/proprietes-materiaux/grandeurs-hygrometriques/#:~:text=soumis%20%C3%A0%20un,de%20l%E2%80%99air%20humide
[20] Air Humide. Yves JANNOT.pdf
[21]https://energieplus-lesite.be/theories/enveloppe9/proprietes-materiaux/grandeurs-hygrometriques/#:~:text=constante.%20Cet%20air%20va%20perdre%20de%20plus%20en%20plus%20la%20facult%C3%A9%20de%20porter%20de%20l%E2%80%99eau%20%C3%A0%20l%E2%80%99%C3%A9tat%20vapeur.%20Au%20moment%20o%C3%B9%20tout%20l%E2%80%99air%20sera%20satur%C3%A9%2C%20et%20que%20diminuer%20encore
[22]https://tech-alim.univ-lille.fr/sechage/co/Chapitre1_3.html#:~:text=pour%20faire%20passer%20la,%3A%20enthalpie%20de%20vaporisation
[23]https://tech-alim.univ-lille.fr/sechage/co/Chapitre1_3.html#:~:text=Le%20s%C3%A9chage%20peut%20%C3%AAtre%20effectu%C3%A9%20%C3%A0%20des%20pressions%20autres%20que%20la%20pression%20atmosph%C3%A9rique.%20La%20construction%20du%20diagramme%20enthalpique%20est%20sensiblement%20le%20m%C3%AAme%2C%20%C3%A0%20l%27exception%20du%20trac%C3%A9%20des%20courbes%20d%27humidit%C3%A9%20relative%20qui%20d%C3%A9pend%20de%20la%20pression%20totale
[24]https://tech-alim.univ-lille.fr/sechage/co/Chapitre1_3.html#:~:text=Le%20diagramme%20enthalpique,des%20calculs%20fastidieux.
[25] https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/thermodynamique-et-energetique-42216210/air-humide-be8025/conclusion-be8025v2niv10005.html#:~:text=%2C%20mais%20n%C3%A9cessite%20parfois,principe%20de%20mesure.
[26] J.GOSSE, livre « guide technique ». Dunod, Paris 1981.

[27] ASHARAE, Handbook, cooling tower, chapitre 36,1999

[28] G.RIGOT, transmission et échangeurs de chaleur, les éditions parisiennes, 1990

[29] http://www.lenntech.com/tour

[30] P.L. CHEN, H.M. QIN, Y.J. HUANG et H.F. WU, « A Heat and Mass Transfer Model for Thermal and

Hydraulic Calculations of Indirect Evaporative Cooler Performance », ASHRAE Trnasactions, p. 851- 865, 1991

[31] F.P INCROPERA, D.P DEWITT, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 4th ed., 1996

[32] O. MORISOT, "Modèle de batterie froide à eau glacée adapté à la maîtrise des consommations

d'énergie en conception de bâtiments climatisés et en conduite d'installation", Thèse de doctorat de l'Ecole des Mines de Paris, janvier 2000

[33] J.L. THRELKELD, "Thermal Environmental Engineering", 2nd ed., Englewood Cliffs : Prentice-Hall,Inc., 1970

[34] A TOOLKIT FOR SECONDARY HVAC SYSTEM ENERGY CALCULATIONS, 1993 publié par

l'ASHRAE inc. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329