



**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOULOD MAMMERI TIZI-OUZOU
FACULTE DU GÉNIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GÉNIE MECANIQUE**



MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES

En vue de l'obtention du diplôme de Master Académique en Génie Mécanique

Option : énergétique

Intitulé du sujet :

**Étude thermique de l'aéroréfrigérant eau/air de la centrale
électrique HAMMA II**

Présenté par :

ABBAS Thilelli

KACEL Katia

Devant le jury composé de :

M. LAMROUS .N

Président

M. NEBBALI. R

Promoteur

M. HAMZAOUI .M

Examineur

M. SALHI .F

Examineur

Soutenue le 29/09/2016

Promotion : 2015/2016

Remerciement

Nous tenons à remercier infiniment notre promoteur Monsieur **Rezki NEBBALI** pour sa patience, sa disponibilité et sa rigueur d'esprit qu'il nous a transmise tout au long de ce mémoire dont il a assuré un suivi permanent.

Nos remerciements s'adressent aussi à **Mr GHACHI** pour son aide durant notre stage à la centrale électrique.

Nous exprimons toute notre gratitude aux différents membres de jury pour avoir accepté de juger ce travail.

Enfin, à tous nos amis(es), pour leur soutien et leurs encouragements.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

- A mes chers parents et mes grands-parents qui m'ont encouragé à réaliser ce travail.
- A mes chers frères.
- A ma petite sœur et ma belle-sœur.
- A tous mes amis et collègues.

K. Katia

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

- A mes chers parents qui m'ont encouragé à réaliser ce travail.
- A mes chers frères et leurs femmes.
- A mes chères sœurs et leurs maris.
- A tous mes amis et collègues.

A. Thilelli

Table des matières

Introduction générale.....	1
CHAPITRE I : Description générale de la centrale HAMMA II	
Description générale de la centrale Hamma II	3
1 Introduction:	3
2 Evolution de la puissance du réseau électrique algérien :	3
3 Présentation de la société SONELGAZ :	3
3.1 Historique de l'entreprise:	3
3.2 SONELGAZ Production Electricité (SPE) :	4
4 Présentation de la nouvelle centrale Hamma II :	4
4.1 Situation et Description générale de l'unité:	4
4.2 Les caractéristiques générales de la centrale Hamma II:.....	5
5 Installations et équipements de la centrale :	7
5.1 Turbine à gaz:	7
5.2 Description détaillée des différents composants de la turbine à gaz :	9
5.2.1 Système de prise d'air pour la turbine à gaz	10
5.2.2 Compresseur:.....	11
5.2.3 La chambre de combustion:	12
5.2.4 La turbine	13
5.2.5 Système d'échappement:.....	14
5.2.6 L'alternateur	15
5.2.7 Le Transformateur	16
5.3 Les systèmes mécaniques principaux:.....	17
5.3.1 Systèmes d'alimentation en combustible	17
5.3.2 Système d'air comprimé	19
5.3.3 Diesel de secours	20
5.4 Le système électrique :	21
5.4.1 Alimentation des auxiliaires de la centrale	21
5.5 Le système de commande.....	22
6 Fonctionnement de la centrale	22
CHAPITRE II : Circuit de refroidissement de l'alternateur	
1 Introduction	24
2 Eléments constituant l'alternateur	24
2.1 Stator.....	24
2.2 Rotor	24

Table des matières

3	Effets thermiques.....	25
3.1	Effet Joule :.....	25
3.1.1	Effet des circulateurs d'H ₂ :.....	26
3.1.2	Frottements.....	26
4	Refroidissement de l'alternateur	26
4.1	Circuit primaire (H ₂ /eau) :.....	26
4.1.1	Localisation des insuffisances de fonctionnement du système :.....	28
4.1.2	Réfrigérant H ₂	28
4.2	Circuit secondaire	29

CHAPITRE III : Principe de fonctionnement des aéroréfrigérant

1	Introduction :.....	32
2	Les différents systèmes de refroidissement :	32
2.1	Refroidissement en circuit ouvert :.....	32
2.2	Refroidissements en circuit fermé :.....	32
	2.2.1 Refroidisseurs à parois ou les refroidisseurs secs :.....	32
	Dans cette catégorie de refroidisseurs on peut citer :.....	32
	2.2.2 Les refroidisseurs sans parois ou refroidisseurs humides :	33
3	Généralités sur les échangeurs :	33
3.1	Le principe de fonctionnement.....	33
3.2	Classification des échangeurs	34
	3.2.1 Mode d'écoulement [12]	34
3.3	Type d'échangeurs [14]:.....	35
3.4	Choix d'un échangeur :.....	36
4	Technologies d'aéroréfrigérants :.....	36
4.1	Généralités :	36
4.2	Différents types d'aéroréfrigérants :	37
	4.2.1 Les réfrigérants secs :.....	37
	4.2.2 Les aéroréfrigérants humides :	38
5	Mode de tirage des aéroréfrigérants :.....	39
	5.1.2 Choix air induit/air forcé :	40
5.2	Constitution des aéroréfrigérants :.....	41
	5.2.2 Tubes à ailettes :	43
6	Les systèmes de Ventilation :.....	45

Table des matières

6.1	Les ventilateurs :	45
6.1.1	La fonction ventilation :	45
6.1.2	Puissance du ventilateur :	46
6.2	Dispositifs de réglage de débit d'air :	46
6.2.1	Réglage du calage des pales :	46
6.2.2	Réglage de la vitesse de rotation :	46
6.2.3	Réglage par persienne:	46
6.3	Les moteurs et systèmes de transmission :	46
7	Structure :	47

CHAPITRE VI : Etude thermique de l'aéroréfrigérant

1	Introduction	48
2	Méthode de calcul	48
3	Calculs thermique	48
3.1	Modélisation de l'échangeur	48
3.2	Configuration d'écoulement étudié	49
3.3	La méthode DTLM	49
3.4	Propriétés thermophysiques des fluides	51
3.5	Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur	52
3.6	Organigramme de calcul	56
3.7	La méthode NUT	57
3.8	Organigramme de calcul pour la méthode NUT	58
4	Résultats et discussion	59
	Conclusion générale	66
	Annexe	
	Bibliographie	

Liste des figures

Chapitre I

Fig I- 1 : Vue externe et interne de la turbine V94.3A.....	8
Fig I- 2 : Enveloppe corps de la turbine a gaz.....	9
Fig I- 3 : Coupe de système de prise d'air	11
Fig I- 4 : Compresseur de la turbine V94.3A.....	11
Fig I- 5 : Vue interne et externe de la chambre de combustion	12
Fig I- 6 : Bruleurs hybride SIEMENS.....	13
Fig I- 7 : Les 4 étages de la turbine et l'aubages	14
Fig I- 8 : Les deux cheminées des groupes	14
Fig I- 9 : Transformateur principal.....	17
Fig I- 10 : Poste gaz de la centrale Hamma II.....	18
Fig I- 11 : le groupe diesel de secours.....	20
Fig I- 12 : Schéma fonctionnel du groupe diesel de secours.....	21
Fig I- 13 : Salle de commande	22
Fig I- 14 : Schéma du principe de fonctionnement	23

Chapitre II

Fig II- 1 : Schéma descriptif de l'alternateur	25
Fig II- 2 : Schéma synoptique du circuit primaire	27
Fig II- 3 : Passage de l'hydrogène chaud et froid dans l'alternateur	27
Fig II- 4 : Échangeur eau/hydrogène.....	29
Fig II- 5 : Schéma synoptique du circuit primaire et secondaire	29
Fig II- 6 : Coupe verticale de l'unité aéroréfrigérante montrant la sortie et l'entrée d'eau.....	30
Fig II- 7 : Coupe verticale de toute l'unité aéroréfrigérante	31

Chapitre III

Fig III- 1 : Configuration co-courant et contre courant.....	34
Fig III- 2 : Profil longitudinale des températures dans un échangeur a contre courant	35
Fig III- 3 : Vue d'ensemble d'un aéroréfrigérant	37
Fig III- 4 : Aéroréfrigérant humide (tour de refroidissement)	38
Fig III- 5 : Différentes dispositions des aéroréfrigérants	40
Fig III- 6 : Elements constitutifs d'un aéroréfrigérant.....	41
Fig III- 7 : Les éléments constitutifs d'un faisceau tubulaire	42
Fig III- 8 : Faisceau d'aéroréfrigérant en construction	42
Fig III- 9 : Disposition des ailettes circulaires sur les tubes.....	43
Fig III- 10 : Différentes types de collecteurs	44
Fig III- 11 : Différentes dispositions des ventilateurs	46

Chapitre IV

Fig IV- 1 : Faisceau a 2 passes, collecteur à boîte séparé [18]	49
Fig IV- 2: Evolution des températures le long des échangeurs co-courant et contre-courant.....	50
Fig IV- 3 : Echangeur à courant croisé.....	51

Liste des figures

Fig IV- 4 : Tube à ailettes.....	54
Fig IV- 5 : Efficacités des ailettes circulaires d'un profil rectangulaire [10]	55
Fig IV- 6: Efficacité d'un échangeur a courant croisé [14]	58
Fig IV- 7: évolution de la température de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau avec les deux méthodes DTLM et NUT à $T_{fe}=46$	60
Fig IV- 8 : évolution du flux de chaleur en fonction des températures d'entrées d'eau avec les deux méthodes NUT et DTLM	60
Fig IV- 9 : évolution du flux de chaleur en fonction des températures d'entrées d'eau avec la variation de la résistance d'encrassement a l'extérieur des tubes a ailettes avec un débit d'air $\dot{m}_a=139,62$ kg/s et un débit d'eau $\dot{m}_e=40$ kg/s	61
Fig IV- 10 : evolution du flux de chaleur en fonction de la température d'entrée d'eau avec la variation de la résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes à ailettes avec un débit d'air $\dot{m}_a=139,62$ kg/s et un débit d'eau $\dot{m}_e=40,8$ kg/s	62
Fig IV- 11 : évolution des températures de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau avec la variation de la résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes à ailette avec un débit d'air $\dot{m}_a=139,62$ kg/s et un débit d'eau $\dot{m}_e=40,8$ Kg/s	63
Fig IV- 12 : évolution de la température de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau avec la variation de la résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes	63
Fig IV- 13: Evolution de la température d'eau à la sortie en fonction de la résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes pour un débit d'eau $\dot{m}_e=40,8$ kg/s et un débit d'air $\dot{m}_a=139,62$ kg/s	64
Fig IV- 14 : Evolution de la température d'eau à la sortie en fonction de la résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes pour un débit d'eau $\dot{m}_e=40,8$ kg/s et un débit d'air $\dot{m}_a=139,62$ kg/s, $T_{ce}=50,99^\circ\text{C}$	64
Fig IV- 15 : Évolution de la température de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau avec des différentes températures d'entrée d'air. $T_{fe}=36;40;46$	65

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau I- 1 : Caractéristiques constructives de la centrale électrique Hamma II	5
Tableau I- 2 : Condition nominal du site.....	7
Tableau I- 3 : Caractéristiques générale de la turbine à gaz V94.3A	7
Tableau I- 4 : Caractéristiques du système de prise d'air.....	10
Tableau I- 5 : Caractéristiques du compresseur.....	11
Tableau I- 6 : Caractéristiques de la chambre de combustion.....	12
Tableau I- 7 : Caractéristiques du système d'échappement.....	14
Tableau I- 8 : Caractéristiques techniques de l'alternateur.....	15
Tableau I- 9 : Caractéristiques de poste gaz.....	17
Tableau I-10 : Caractéristiques du poste gasoil.....	19
Tableau I- 11 : Caractéristiques du Diesel de secours.....	20

Chapitre IV

Tableau IV-1 : facteur correctif « f » pour $N_r \geq 10$	51
---	----

Nomenclature

<u>Symboles</u>	<u>Désignations</u>	<u>Unités</u>
C	Compacité de l'échangeur	$[m^2/m^3]$
C_t	Conductivité thermique des tubes	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
C_{p_a}	Chaleur spécifique de l'air	$[J.Kg^{-1}.K^{-1}]$
C_{p_e}	chaleur spécifique de l'eau	$[J.Kg^{-1}.K^{-1}]$
D_a	Diamètre de l'ailette	[m]
D_e	Diamètre extérieur du tube	[m]
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
D_{ha}	Surface mouillée	$[m^2]$
D_i	Diamètre intérieur des tubes	[m]
E	Espace entre les ailettes	[m]
E_a	Epaisseur des ailettes	[m]
E_t	Epaisseur des tubes	[m]
f :	facteur de correction	[-]
P_t	pas transversal	[m]
P_l	pas longitudinal	[m]
H_a	Hauteur de l'ailette	[m]
h_e	Coefficient d'échange convectif externe	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_i	Coefficient d'échange convectif interne	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
K	Coefficient d'échange global	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
K_a	Conductivité thermique de l'ailette	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
L_f	Longueur des faisceaux	[m]
l_f	Largeur des faisceaux	[m]
\dot{m}_a	Débit massique de l'air	[Kg/s]

Nomenclature

\dot{m}_e	Débit massique de l'eau	[Kg/s]
NUT	Nombre d'unités de transfert	[-]
N_a	Nombre d'ailette par unité de longueur	[-]
N_f	Nombre de faisceaux	[-]
N_r	Nombre de range	[-]
N_{tf}	Nombre de tubes par faisceau	[-]
N_p	Nombre de passes	[-]
P	Périmètre mouillé par le fluide	[m]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
R	Résistance d'encrassement	[m ⁻² .C°.W ⁻¹]
S	Section de passage du fluide	[m ²]
S_a	Surface totale des ailettes	[m ²]
S_e	Surface externe sans ailettes	[m ²]
S_p	Section de passage de l'eau	[m ²]
S_{p_a}	Section de passage de l'air	[m ²]
S_t	Surface totale des tubes avec ailettes	[m ²]
T_{c_e}	Température d'entrée d'eau	[C°]
T_{c_s}	Température de sortie d'eau	[C°]
T_{f_e}	Température d'entrée d'air	[C°]
T_{f_s}	Température de sortie	[C°]
V	Volume de l'échangeur	[m ³]
V_a	Vitesse d'écoulement de l'air	[m ² /s]
V_e	Vitesse de l'écoulement	[m ² /s]
V_{mR}	Vitesse massique de l'air	[m.Kg ⁻¹ .s ⁻¹]

Nomenclature

Z	Facteur de déséquilibre	[-]
ΔT_{LM}	Déférence de températures logarithmique moyennes	[-]
η	Rendement	[-]
μ	Viscosité dynamique	[Kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[kg.m ⁻³]
ϕ	Flux de chaleur	[W]
ε	Efficacité de l'échangeur	[-]

Indices

a	Relatif à l'air, ailettes
c	Relatif au fluide chaud
e	Relatif à l'entrée, l'eau ou l'extérieur
f	Relatif au fluide froid ou faisceau
g	Relatif à global
max	Relatif au maximum
min	Relatif au minimum
r	Relatif à la rangée
s	Relatif à la sortie
t	Relatif au tubes

Introduction générale

Le secteur énergétique est l'un des plus stratégiques pour l'économie. Son rôle est capital dans le développement économique et social du pays.

La quasi-totalité des ressources énergétiques en Algérie est constituée par les hydrocarbures relativement abondants ce qui révèle l'importance de ces ressources pour le pays. L'importante croissance de ces dernières années a engendré une certaine complexité dans la conception, la réalisation et l'exploitation des œuvres de production.

La société nationale de l'électricité et du gaz (SONELGAZ) dispose de deux types de centrales interconnectées; à gaz et à vapeur, et ce dans l'objectif d'assumer, à travers un réseau national, les besoins domestique et industriel en énergie électrique. Notons au passage que 80% de l'énergie électrique nationale est produite pour usage industriel contre 20% pour l'usage domestique.

Pour répondre à une clientèle sans cesse croissante et de plus en plus exigeante aussi bien sur la qualité et la continuité de service ; La SONELGAZ a procédé ces derniers temps à un recrutement massif d'agents de maîtrise pour renforcer son encadrement et améliorer le fonctionnement de ses différentes structures d'une part et réaliser d'autres stations électriques d'une autre part. La station HAMMA II en est un exemple.

Le présent travail s'inscrit dans ces perspectives et concerne un aérorefrigérant air/eau utilisé dans la centrale électrique Hamma II. En effet, ce dernier doit assurer le refroidissement de l'eau qui provient d'un alternateur. Cependant, en période de fortes chaleur (en été) l'aérorefrigérant après seize ans d'exploitation, ne refroidi plus d'une façon satisfaisante.

L'encrassement excessif des tubes à cause de l'absence d'opération d'entretien semble être la cause de ce dysfonctionnement. L'étude de l'influence des résistances interne et externe des tubes pour différentes températures d'entrées d'air et d'eau est alors effectuée.

Pour ce faire, le comportement thermique d'un tel échangeur est réalisé par deux approches globales à savoir; le nombre d'unité de transfert (NUT) et la différence des températures logarithmiques moyennes (DTLM).

Ce rapport est composé de quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la présentation générale de la centrale de production d'électricité Hamma II où nous avons effectué notre stage pratique.

Introduction générale

Le deuxième chapitre explique le principe de fonctionnement de l'alternateur et particulièrement le circuit de refroidissement de l'hydrogène par de l'eau issue d'un échangeur air/eau

Le principe de fonctionnement est traité en détail au troisième chapitre.

Enfin, au chapitre quatre; une étude thermique utilisant deux méthodes globales NUT et DTLM a permis de voir l'influence de certains paramètres sur les performances de l'aéroréfrigérant.

CHAPITRE I

Description générale de la
centrale HAMMA II

1 Introduction:

Le secteur de l'énergie est l'un des plus stratégiques pour l'économie. L'importance de son rôle dans l'épanouissement d'un pays est énorme. La plupart des pays développés donnent un grand intérêt à ce secteur.

L'Algérie, pays en voie de développement, connaît une période de modernisation et de croissance économique durant laquelle elle entreprend de couvrir une grande partie de ses besoins énergétiques en élargissant, d'année en année, son potentiel de production électrique.

La SONELGAZ, unique opérateur de production, de transport et de distribution, dispose d'un parc électrique national d'environ 6400 MW comprenant en majorité des turbines à vapeur (TV), des turbines à gaz (TG) et en plus petite partie (2%) des turbines hydrauliques et des moteurs diesel.

2 Evolution de la puissance du réseau électrique algérien :

Depuis quelques décennies, on constate une considérable augmentation de la consommation électrique, cela est dû à plusieurs paramètres dont, une démographie galopante et à l'installation de machines gourmandes en énergie électrique ce qui a engendré une baisse de l'offre des centrales de production de courant électrique. C'est pour cela que SONELGAZ a eu recours à l'augmentation de son parc électrique en installant un peu partout sur le territoire national de nouvelles centrales électriques.

Données du parc de production :

3 Présentation de la société SONELGAZ :

3.1 Historique de l'entreprise [1]:

En **1947** est créé l'établissement public « électricité et gaz d'Algérie » par abréviation EGA, auquel est confié le monopole de la production, du transport et de la distribution de l'électricité et du gaz.

En **1962** EGA est pris en charge par l'état algérien indépendant ; en quelques années grâce à un formidable effort de formation, l'encadrement et le personnel algérien assurent effectivement le fonctionnement de l'établissement.

En **1969**, EGA devient SONELGAZ, société nationale de l'électricité et du gaz ; à ce moment c'est déjà une entreprise de taille importante dont le personnel est de quelques 6000 agents.

En **1991** SONELGAZ devient Etablissement Public à caractère industriel et commercial (EPIC) ; la reprise de statut, tout en confirmant la mission de service public pose la nécessité de la gestion économique et de la prise en compte de la commercialité.

Dans ce même objectif l'établissement devient, en **2002**, une Société par action (SPA) ; durant les années **2004** à **2006**, devenant une holding ou groupe d'entreprises, SONELGAZ se restructure en filiales chargées de ses activités de base :

- ✓ SONELGAZ Production Electricité (SPE).
- ✓ Gestionnaire Réseau Transport Electricité (GRTE).
- ✓ Gestionnaire Réseau Transport Gaz (GRTG).

En **2006** la fonction distribution est structurée en quatre filiales :

- ✓ Alger ;
- ✓ Région Centre ;
- ✓ Région Est ;
- ✓ Région Ouest.

Au-delà, cette évolution assurée par le service public reste la mission essentielle de SONELGAZ ; l'élargissement de ses activités et l'amélioration de sa gestion économique bénéficient en premier lieu à cette mission qui constitue le fondement de sa culture d'entreprise.

3.2 SONELGAZ Production Electricité (SPE) :

La société, SONELGAZ Production Electricité (SPE) a pour mission la production d'électricité à partir de sources thermiques et hydrauliques répondant aux exigences de disponibilité, fiabilité, sécurité et protection de l'environnement. Elle est également chargée de commercialiser l'électricité produite. Créée en Janvier 2004, elle dispose d'un parc de production d'une capacité qui totalise une puissance installée de 6740MW, composé de quatre filières

- Turbine à Vapeur : 2740 MW,
- Turbine à Gaz : 3576 MW,
- Hydraulique : 249 MW,
- Diesel : 175 MW.

Elle ambitionne de demeurer l'opérateur dominant en matière de fourniture de l'énergie électrique. Son programme de développement est orienté vers l'augmentation de la disponibilité et la fiabilité des groupes de production et tout cela passe par une centrale de production d'énergie électrique.

4 Présentation de la nouvelle centrale Hamma II [1]:

Conçue et réalisée dans le but de sécuriser la ville d'Alger en matière d'alimentation en énergie électrique, la centrale électrique Hamma II a été mise en service en 2002 pour renforcer une ancienne installation composée de deux turbines 2x20 MW, datant de 1972 qui restent toujours opérationnelles grâce à une qualité remarquable de son service d'entretien et de maintenance.

L'actuelle centrale représente en effet l'un des paliers de la production d'électricité en Algérie. En effet, Hamma II affiche, en matière de disponibilité de production d'électricité, un taux élevé (98 à 99 %) supérieur à la moyenne internationale (94 à 95 %).

4.1 Situation et Description générale de l'unité [1]:

La centrale Hamma est sise au centre d'Alger, à 150 m de la cote, à El Hamma; située à quelques dizaines de mètres seulement du Jardin d'essai et d'acclimatation.

Elle représente le noyau de la production dans le sous groupement. D'une part, elle est destinée à faire face à la demande d'énergie résultante de l'implantation de divers aménagements industriels et domestiques, et d'autre pour assurer un appoint du réseau général interconnecté.

La centrale est équipée de 2 groupes turbines à gaz, de puissance totale nominale de base aux bornes usine égale à 418 MW (209MW pour chacune), l'énergie est évacuée à travers un poste de transformation de 220KV.

La centrale pourra fonctionner avec deux combustibles :

- ✓ Gaz naturel (combustible principale)
- ✓ Gasoil (combustible de secours)

Les installations possèdent une autonomie de fonctionnement du plus haut degré pour assurer une bonne marche en cas d'incidents (facteurs ambiant, régimes transitoires électriques et accidents).

Les groupes sont installés dans des enceintes appelées « package » et placés dans une salle de machines commune (qui sera ventilée et insonorisée) avec possibilités d'exploitation à partir d'une salle de commande centralisée.

La fourniture de l'équipement est d'une conception bien éprouvée et apte à fonctionner aux conditions de marche en service de pointe pour les conditions spéciales de site.

L'équipement auxiliaire sera dimensionné mécaniquement de manière à permettre une marche en service de base continue à la puissance maximale.

Chaque unité turbine à gaz devra être en mesure de démarrer rapidement à partir de l'état froid. Elle devra être capable d'absorber des gradients de températures transitoires après un déclenchement rapide et redémarrer immédiatement.

Cette centrale occupe, avec son bâtiment administratif, ses ateliers, ses installations anti-incendie, les aéroréfrigérants et les bacs à fuel, un site de deux hectares.

4.2 Les caractéristiques générales de la centrale Hamma II [2]:

Type	
Constructeur	ANSALDO sous licence SIEMENS - Italie -
Rendement en fonctionnement nominal	37.3%
Fréquence	50Hz
Mise en vigueur du contrat	15/11/1999
Couplage Groupe N°1	12/02/2002
Couplage Groupe N°2	28/08/2002
Poids	309Tonnes
Puissance nominale de base aux bornes Alternateur	10.4KW
Tension bornes usine	220kv
Transformateur principal : (Un par groupe)	220kv
Alimentation des auxiliaires	par soutirage MT
Alternateur refroidi l'hydrogène	circuit fermé
Combustibles principaux	Gaz naturel
Combustibles secours	Gasoil

Tableau I- 1: Caractéristiques constructives de la centrale Hamma II

- **Environnement :**
 - ✓ Niveau du bruit à 1 m : 85 dB
 - ✓ Niveau du bruit à 100 m : 65 dB
- **Les systèmes mécaniques principaux de la turbine à gaz :**

Ce système comprend :

 - ✓ Le système gaz naturel.
 - ✓ Le système gasoil.
 - ✓ Le système d'aspiration et échappement.
 - ✓ Le système de refroidissement Turbine à gaz et Alternateur.
 - ✓ Le système de l'air comprimé.
 - ✓ Le système de ventilation et de climatisation.
- **Le système anti-incendie :**
 - ✓ Le système de drainage.
 - ✓ Le système eau sanitaire.
 - ✓ Le système stockage des gaz H₂ / CO₂.
- **Les systèmes auxiliaires:**
 - 1- **Auxiliaire turbine :**
 - ☞ Skid huile de graissage
 - ☞ Skid huile hydraulique pour gaz combustible
 - ☞ Skid de l'huile hydraulique
 - ☞ Skid huile hydraulique pour l'huile combustible
 - ☞ Skid air comprimé
 - ☞ Skid air comprimé pour anti-pompage
 - ☞ Skid de lavage compresseur
 - ☞ Skid huile combustible
 - ☞ Skid gaz naturel
 - ☞ Skid gaz d'allumage
 - ☞ Skid de lavage compresseur
 - ☞ Skid eau de purging
 - 2- **Auxiliaire générateur :**
 - ☞ Skid H₂ CO₂ et Aeroréfrigérants
 - ☞ Skid huile d'étanchéité et Aeroréfrigérants
 - 3- **Auxiliaire généraux:**
 - ☞ Poste gaz
 - ☞ Poste fuel
 - ☞ Groupe diesel et Aèroréfrigérants

- ☞ Source d'alimentation courant continue
- ☞ Ventilation et climatisation
- ☞ Eclairage
- ☞ Système de drainage huileux et chimique
- ☞ Système anti-incendie
- ☞ Eau sanitaire

Température ambiante	30C°
Humidité relative	70 %
Pression atmosphérique	1016.1mbar
Altitude	Niveau de mer

Tableau I- 2 : Condition nominale de site

5 Installations et équipements de la centrale :

5.1 Turbine à gaz:

Turbine à gaz	
Type	V94.3A
Constructeur	ANSALDO sous licence SIEMENS
Puissance	2*209 MW
Poids	209 Tonnes

Tableau I- 3 : Caractéristiques générales de la turbine à gaz V94.3A [2]

On peut utiliser ces turbines dans des cycles combinés et pour des applications de réchauffage de district. Elles peuvent fonctionner par des combustibles liquides, tels que les huiles combustibles légères, ou par des combustibles gazeux ayant des valeurs calorifiques différentes, tels que le gaz naturel ou le gaz des hauts fourneaux.



Fig I- 1 : Vue externe et interne de la turbine V94.3A

Les avantages majeurs et les caractéristiques de cette turbine à gaz sont les suivantes:

- ✓ La combustion a lieu dans une chambre de combustion annulaire dotée de brûleurs hybrides pouvant brûler des combustibles liquides et gazeux.
- ✓ Les brûleurs hybrides réduisent les émissions de NOx, on chauffe au gaz ou fuel dans la plage de charge supérieure en utilisant un procédé sec en fonction des exigences requises en matière d'émissions, un procédé à injection d'eau (si nécessaire) est prévu.
- ✓ La conception de l'ensemble du système de combustion est particulièrement simple et conservatif, ce qui se traduit par une grande fiabilité.
- ✓ Vingt-quatre brûleurs assurent une répartition uniforme de la température des gaz chauds en amont de l'aubage de la turbine.
- ✓ Le système de refroidissement par film des deux premiers étages de la turbine est d'une grande efficacité.
- ✓ La construction du rotor assure une marche tranquille dans des conditions de fonctionnement instable ; celui-ci est en effet composé de disques aillés dont les faces comportent des accouplements à denture auto-centreuses. Les disques sont maintenus ensemble par un seul tirant central.
- ✓ La faible inertie thermique du rotor, constitué de disques, offre des possibilités de démarrage et de prise de charge rapides.
- ✓ L'alternateur peut être entraîné par le convertisseur de fréquence qui assure un démarrage rapide de la turbine sans trop de contraintes. Il n'est pas nécessaire de pousser la combustion comme c'est le cas avec un convertisseur de couple et un moteur de démarrage de puissances relativement faibles.
- ✓ Les avantages dus à la conception sont maintenus lorsque le groupe est en service car la zone arrière du compresseur et les sections de l'enveloppe interne de la turbine sont suspendues dans une enveloppe externe rigide commune séparée de façon à pouvoir se dilater librement.
- ✓ Un diffuseur axial simple permet un trajet direct et sans obstacle des gaz d'échappement vers tout type de chaudières de récupération, l'alternateur étant couplé côté compresseur.

- ✓ La conception de type industriel et les particularités de la construction minimisent les coûts de maintenance.
- ✓ Toutes les aubes fixes et mobiles de la turbine peuvent, sans exception et si nécessaire être remplacées individuellement sur le site sans soulever le rotor [2].

5.2 Description détaillée des différents composants de la turbine à gaz :

La figure suivante présente la turbine à gaz V94.3A et ses principales composantes :

- | | |
|---|--|
| 1- Palier combiné porteur et de butée, | 09- Entrée d'air compressé à la turbine, |
| 2- Revêtement de 5 étages de compresseur, | 10- Rotor Turbine 4 étage, |
| 3- Rotor, | 11- Palier porteur, |
| 4- Rotor compresseur 17 étages, | 12- Gaine d'aspiration (diffuseur), |
| 5- Canal d'air de soutirage, | 13- Enveloppe de compresseur, |
| 6- Ensemble de brûleurs, | 14- Soutirage d'entrée pompage, |
| 7- Chambre de combustion, | 15- Enveloppe de chambre de combustion, |
| 8- Enveloppe, | 16- Porte aube stationnaire de turbine. |

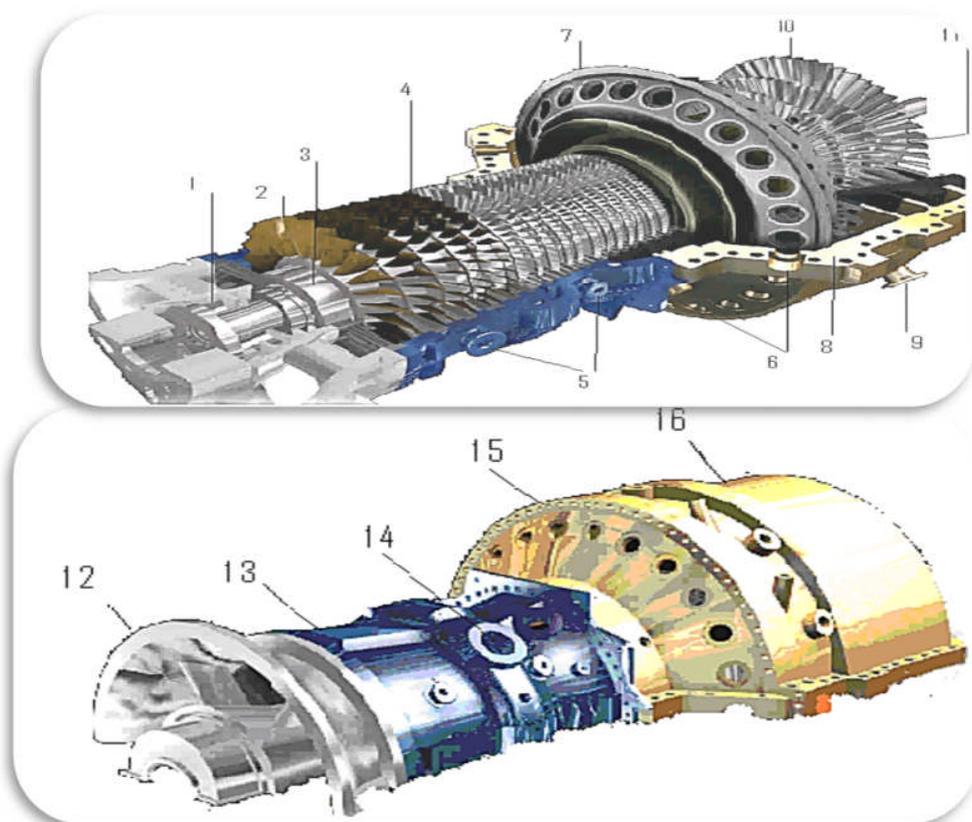


Fig I- 2 : Enveloppe corps de la turbine a gaz

Le compresseur, la chambre de combustion et la turbine représentent les composants principaux de la turbine à gaz.

L'enveloppe externe est dimensionnée pour supporter une grande pression. Elle consiste en :

- ✓ Corps d'admission de compresseur.
- ✓ Enveloppe du compresseur.
- ✓ Corps central abritant la chambre de combustion annulaire.
- ✓ Corps de la turbine.

5.2.1 Système de prise d'air pour la turbine à gaz

Système de prise d'air	
Caractéristique nominale	
Débit volume d'admission(aux condition ISO)	505m ³ /s
température	30°c
Humidité relative moyenne	75%
Vitesse maximale du vent	45m/s
Nombre préfiltre/filtre à haute efficacité	505pieces
Perte de charge finale dans tout le systeme	1000Pa

Tableau I- 4 : Caractéristiques système de prise d'air [2]

Le système de prise d'air fournit de l'air filtré au compresseur de la turbine à gaz, en quantité et qualité nécessaire au fonctionnement de cette dernière dans les conditions ambiantes locales. Aux égards des conditions du site, le système sera équipé d'un dispositif de filtration statique multi-étage. A l'admission au compresseur, un silencieux réduit le niveau acoustique à la limite requise. Le système est-accessible pour les révisions et la maintenance.

Le dispositif de filtration comprend un capot, un écran anti-oiseaux, un séparateur d'humidité, un séparateur à inertie, un pré -filtre et un filtre à haute efficacité, qui sont constitués d'éléments filtrants qui doivent être remplacés du fait de l'encrassement et lorsque la pression différentielle des éléments va atteindre la valeur limite.

Cette pression différentielle est surveillée pendant le fonctionnement, une alarme est émise lorsque les éléments sont encrassés ou que les portes anti-implosions se sont ouvertes dans un cas d'urgence.

Un dispositif de levage est prévu pour le remplacement des éléments filtrants.

La durée de fonctionnement du pré filtres est estimée à quelque 5000 heures et celle des Filtres à haute efficacité à quelque 10 000 heures.

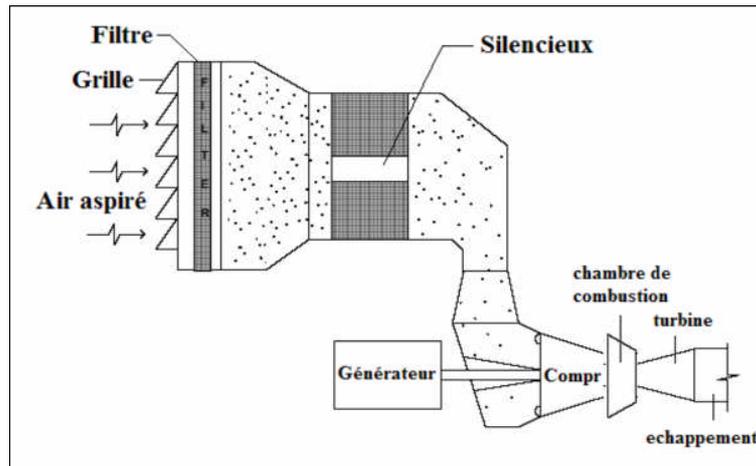


Fig I- 3 : Coupe de système de prise d'air

5.2.2 Compresseur:

Caractéristiques du compresseur	
Nombre d'étage	17
Nombre d'étage d'aubes directrices à orientation variables 1GV	1
Points de soutirage en aval de l'étage des aubes fixes	5
Points de soutirage en aval de l'étage des aubes fixes	10
Points de soutirage en aval de l'étage des aubes mobiles	15
Taux de compression	16 environ

Tableau I- 5 : Caractéristiques du compresseur

Le compresseur comporte 17 étages et présente un taux de compression de 16 environ. L'étage directeur d'entrée à orientation variable permet de maintenir la température des gaz d'échappement constante jusqu'aux alentours de la demi- charge et d'éviter ainsi une baisse sensible du rendement.



Fig I- 4 : Compresseur de la turbine V94.3A

L'air à la pression atmosphérique et à la température ambiante, aspiré à travers le système d'aspiration passe par une succession de dix-sept étages constitués d'aubes de compresseur pour atteindre une pression de 10.6 bars au niveau du dix-septième étage et arrive enfin à la chambre de combustion [3].

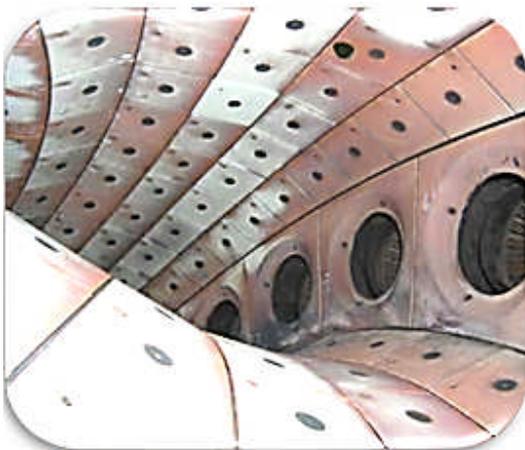
5.2.3 La chambre de combustion:

la chambre de combustion	
Type	Chambre annulaire
Débit du gaz d'échappements	629 Kg/s
Nombre de bruleurs	24
Nombre de dispositifs d'allumage des bruleurs	1
Nombre de transmetteurs de pulsations	8
Emission de Nox	≤ 25 ppm

Tableau I- 6 : Caractéristique de la chambre de combustion

Elle comporte:

- ✓ L'enveloppe.
- ✓ Le tube à flamme (ou chemise).
- ✓ La pièce de combustion.
- ✓ L'injecteur de combustible.
- ✓ Les détecteurs de flamme.
- ✓ Les pièces d'interconnexion.



Vue interne



Vue externe

Fig I- 5 : Vue interne et externe de la chambre de combustion

La chambre de combustion comporte des brûleurs hybrides pour un fonctionnement double combustible. Tous les brûleurs sont des ensembles identiques constitués de plusieurs injecteurs. Ces brûleurs hybrides (brevet SIEMENS obtenu en 1986) permettent de réduire les NO par un procédé sec tout en maintenant les émissions de CO à un niveau minimal.

Les brûleurs de la chambre de combustion :



Fig I- 6 : Bruleurs hybride SIEMENS

Les brûleurs de fuel en mode diffusion vaporisent le fuel de façon à ce qu'il puisse s'enflammer complètement dans la chambre de combustion.

Les flammes sont allumées de manière électrique, chaque brûleur est équipé de deux électrodes d'allumage et les transformateurs fournissent la tension nécessaire à l'allumage des électrodes des différents brûleurs, l'application de la tension d'allumage cause la formation d'un arc électrique entre les extrémités des deux électrodes d'allumage.

5.2.4 La turbine :

Les gaz chauds Issus de la chambre de combustion se détendent en passant par quatre étages d'aubes. Cette opération est suivie par la création d'une grande quantité d'énergie mécanique faisant entraîner le rotor de la turbine à gaz.

En raison des contraintes thermiques et mécaniques importantes auxquelles elles sont soumises, les aubes de la turbine sont réalisées à partir d'alliages résistant aux hautes températures. Les aubes des trois premiers étages sont dotées d'un revêtement de protection contre la corrosion à hautes températures.

Les aubes fixes sont constituées d'un bandage extérieur, de la pale et d'un bandage intérieur. Le bandage extérieur sert à maintenir l'aube dans le porte-aubes et constitue l'enveloppe extérieure de la veine des gaz chauds. Le bandage intérieur contient la veine des gaz chauds vers l'intérieur et supporte l'étanchéité interne.

Les quatre étages d'aubes fixes et les trois premiers étages d'aubes mobiles sont refroidis à l'air. L'air de refroidissement destiné à la turbine est prélevé aux étages appropriés du

compresseur. Les aubes sont refroidies par film, par impact ou par convection, selon les étages de la turbine [2].

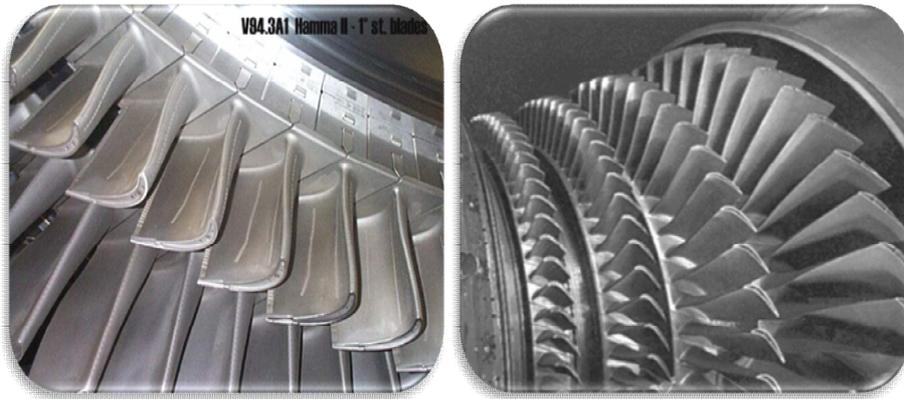


Fig I- 7 : Les 4 étages de la turbine et l'aubages

5.2.5 Système d'échappement:

Système d'échappement	
Débit- volume d'admission (aux conditions ISO)	1490 m ³ /s
Pression max. (partie supérieure de la cheminée)	1000 Pa
Plage de température ambiante	-1 à 40°C
Matériaux	
Gaine	Acier à base de carbone
Calorifuge	Laine céramique
Couverture	Acier inoxydable

Tableau I- 7 : Caractéristique du système d'échappement



Fig I- 8 : Les deux cheminées des groupes

Le système d'échappement de la turbine à gaz est conçu en vue de mener le gaz chaud à la cheminée d'évacuation. Il comprend quatre ensembles principaux:

- ✓ Le diffuseur.
- ✓ La partie Inférieure de la cheminée.
- ✓ La partie supérieure de la cheminée abritant le silencieux.
- ✓ Le cadre de sup portage.

5.2.6 L'alternateur :

5.2.6.1 Description de l'alternateur :

L'alternateur est une machine synchrone fonctionnant comme toutes les machines synchrones à une vitesse dépendante du champ magnétique tournant et du nombre de pôles entraîné par une turbine a gaz.

L'alternateur joue le rôle de moteur, dans ce cas il est alimenté en courant alternatif via le convertisseur de démarrage.

L'alternateur comporte deux phases de fonctionnement:

- ☞ Phase une : c'est la phase de démarrage, dans ce cas l'alternateur fonctionne en mode moteur, il est alimenté en courant alternatif. L'alternateur reste en mode moteur jusqu'à la vitesse de sous tension (70% de la vitesse nominale), après cela le convertisseur de démarrage se désengage.
- ☞ Phase deux : après le désengagement du convertisseur de démarrage, l'excitatrice entre en fonctionnement, elle alimente le rotor de l'alternateur en courant continue se qui permet de générer du courant alternatif aux bornes de l'alternateur

5.2.6.2 Caractéristiques techniques :

Caractéristiques techniques de l'alternateur de HAMMA	
Constructeur	ANSALDO ENERGIA
Type	50 THR – L45
Sens de rotation (coté turbine)	horaire
Puissance nominale	270 MVA
Tension nominale (sortie alternateur)	15.75 kV
Facteur de puissance nominale	0.8
Fréquence nominale	50 Hz
Courant nominale	9897A
Vitesse nominale /Sur vitesse (essais Pendant 2 minutes)	3000/3600tr/min
Nombre et couplage des phases :	3/Y
Type du système d'excitation	statique

Courant d'excitation à puissance nominale	2700A
Tension d'excitation à puissance nominale (120°C)	343 V
Type de refroidissement des enroulements du stator	indirect.
Type de refroidissement des enroulements du rotor	directe
Température de l'hydrogène de refroidissement	40° C
Température d'enroulements statiques (par RTD)	108 °C
Température d'enroulements rétorques (Par résistances)	120 °C
Moment d'inertie (WR 2)	6500 (kg m2)
Degré de protection (code IP)	IP 55
Rendement conventionnel puissance nominale	98.85 %
Refroidissement	PAR Hydrogène
Poids	215Tonnes

Tableau I- 8 : Caractéristiques techniques de l'alternateur de HAMMAII [5]

5.2.7 Le Transformateur :

Le transformateur est une machine statique à induction servant à transformer un système de courant alternative en un autre système d'intensités et de tensions différentes.

- **Description :**

Un examen approfondi des transformateurs de la centrale Hamma II montre que leurs circuits magnétiques sont constitués des tôles minces en acier empilées et isolées entre elles. Les bobines sont constituées par du fil rond isolé et séparées par des isolants.

Aussi la tension secondaire des transformateurs est réglable, son réglage s'effectue en mettant en service un nombre ajustable de spires, ou autrement dit, en modifiant le rapport de transformation.

Lors du fonctionnement normal d'un transformateur, des pertes par effet Joule et par courant de Foucault sont toujours constatées, elles tendent à élever sa température. Afin de maintenir cette dernière en dessous d'une valeur dangereuse, un système de refroidissement est associé à chaque transformateur selon sa puissance.

- **Fonctionnement :**

Le principe de fonctionnement des transformateurs se base sur l'emploi de plusieurs bobines sur un même circuit magnétique. Lorsque les bornes primaires, sont reliées à une source de courant alternative, elles créent dans le noyau du circuit magnétique un flux alternatif dont les variations provoquent dans les bobines secondaires une force électromotrice d'induction alternative de même fréquence que celle du courant d'alimentation.

- Les types des transformateurs utilisés [4]:

Les transformateurs principaux : Ce sont des transformateurs élévateurs de tension qui servent à transmettre l'énergie produite par l'alternateur au réseau 225 KV.



Fig I- 9 : Transformateur principal

- ✓ Transformateur de soutirage (21BBT01, 22BBT01).
- ✓ Transformateur de réseau (20BBT01).
- ✓ Transformateurs d'excitation (21MKC01, 22MKC01).
- ✓ Transformateurs du démarrage (21MBJ01, 22MBJ1).
- ✓ Transformateurs auxiliaires généraux (20BFT01, 20BFT02, 21BFT01, 22BFT).

5.3 Les systèmes mécaniques principaux:

5.3.1 Systèmes d'alimentation en combustible :

5.3.1.1 Système de gaz naturel [3]:

Le rôle du système de gaz naturel consiste à alimenter les deux turbines à gaz avec la pression et le débit demandés. Le gaz étant débarrassé des particules liquides ou solides [3].

$P_{\max} = 76 \text{ bar}$; $V_{\max} = 25 \text{ m/s}$; $T_{\text{entrée}} = 10^{\circ}\text{C}$; $P_{\min} = 46 \text{ bar}$; $Q_{\text{totale}} = 140000 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

poste gaz	
Constructeur	Nuovo Pignone
Pression entrée gaz	46-71 Bars
Pression détente gaz	29-32 Bars
Consommation gaz	120 000Nm³/h

Tableau I- 9 : Caractéristiques du poste gaz



Fig I- 10 : Poste gaz de la centrale Hamma II

Le gaz naturel est délivré à la centrale au moyen d'un gazoduc. Il passe par le poste gaz pour aboutir au séparateur dans lequel seront éliminés tous les condensats contenus dans ce gaz.

Les condensats seront alors conduits automatiquement dans un réservoir de récupération.

Le gaz traverse ensuite les filtres à cartouches dotées d'un dispositif de séparation magnétique des particules métalliques afin de protéger les régulateurs et le système d'alimentation turbine de ces dernières.

Un comptage statique permet de comptabiliser le débit de gaz consommé par la chaudière du réchauffeur et les groupes turbines à gaz.

Afin d'éviter le givrage du gaz après détente, le réchauffage du combustible est assuré par deux réchauffeurs de type « bain marie » fonctionnant, l'un en mode normal, et l'autre en mode secours, et permettant, chacun, l'alimentation à 100 % du débit des deux groupes.

Le poste de détente sera composé de quatre lignes, chacune de 50 % du débit de la ligne principale. Les quatre lignes sont réglées pour fonctionner avec des pressions en cascade. Deux lignes assurent le fonctionnement normal et deux autres assurent le secours automatique.

La fonction de tout ce système du gaz naturel est d'alimenter les deux turbines à gaz V94.3A avec du gaz à la pression et débit demandés, débarrassé des particules liquides et solides

5.3.1.2 Système de gasoil :

Système gasoil	
Type et nombre de filtres à huile	1 duplex
Type de pompe d'injection	centrifuge
Nombre de pompes d'injection	1

Tableau I- 9 : Caractéristique du système gasoil

La fonction du système du gasoil est de recevoir le gasoil du dépôt de NAFTAL du port d'Alger et de le transférer aux réservoirs journaliers, le gasoil est pompé du réservoir journalier au réservoir du groupe électrogène de secours, au réservoir de la pompe anti-incendie et à la turbine à gaz, et spécialement les brûleurs de la chambre de combustion à la pression et débit demandé.

Le système se compose principalement :

Des pompes, réservoirs, filtres, tuyaux, vannes et instrumentation nécessaire, deux réservoir d'accumulation journalière, chacun avec une capacité de 100 m³

Pompes d'alimentation avec filtre duplex et Accumulateur pneumatique pour chaque turbine à gaz, un compteur totaliseur pour mesurer le débit du combustible entrant avec dispositif de remise à zéro

Le système module le débit en fonction des besoins propres au démarrage, au fonctionnement normal et à la mise à l'arrêt. Dans certaines conditions de service, Il interrompt également l'arrivée de combustible à la turbine à gaz [3].

5.3.2 Système d'air comprimé :

Le système d'air comprimé commun aux deux turbines à gaz est composé de deux compresseurs pour fournir l'air nécessaire, soit pour les utilisateurs des services, que pour les exigences des instruments ; ils alimentent un réservoir principal

En aval du réservoir principal sont pourvus deux systèmes séparés l'un de régulation et l'autre pour l'air de travail.

Le système d'air comprimé est connecté aux systèmes suivants :

- ✓ Réservoir de stockage de l'atelier
- ✓ Système du gasoil
- ✓ Système H₂-CO₂ de l'alternateur (requête d'air pour pousser dehors le CO₂ pendant l'opération de l'entretien de l'alternateur)

L'air comprimé utilisé par les commandes pneumatiques (soupapes de purge, soupape CO₂) est fourni par une station pneumatique, comprend essentiellement deux sous-systèmes à compresseurs identiques. La capacité de chaque sous-système est suffisante à fournir une alimentation fiable d'air comprimé à la turbine à gaz.

L'air est comprimé à l'aide d'un compresseur électrique à double piston et séché, puis refroidi jusqu'au point de rosée de +2°C, le système intérieur de séparation élimine les gouttes d'eau de condensation de même que les impuretés solides du flux d'air comprimé, Le liquide

condensé est drainé dans le réservoir de collectage de drainage moyennant un robinet de drainage intégré dans chaque sous-système compresseur. L'air sort du sécheur sec et 8°C environ en dessous de la température d'entrée.

5.3.3 Diesel de secours [6]:

Diesel de secours	
Puissance active nominale	4114 KW
Puissance apparente nominale	6050 KVA
Vitesse nominale	1000 tr /mn
Fréquence	50 Hz
Courant	582.2 A
Phases	3

Tableau I- 11 : Caractéristiques du Diesel de secours

➤ Description :

Le Groupe Diesel est constitué de trois parties essentielles :

- ✓ moteur thermique équipé des systèmes mécaniques nécessaires.
- ✓ Un compresseur d'air.
- ✓ Le système de commande et de protection.



Fig I- 11 : Le Groupe diesel de secours

➤ **Fonctionnement :**

Le Groupe Diesel est un ensemble de machines destinées à produire l'énergie électrique indispensable au lancement d'un des groupes de la centrale et à l'alimentation de ses auxiliaires, ainsi qu'aux auxiliaires généraux assurant la bonne marche de la centrale durant toute cette phase

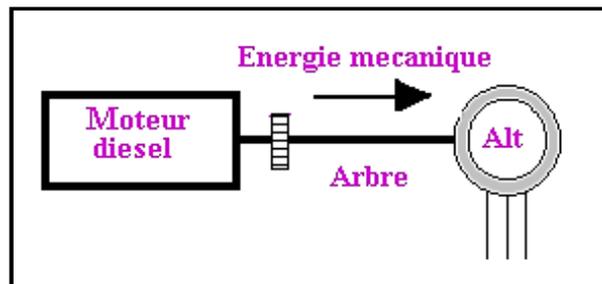


Fig I- 12 : Schéma fonctionnel du groupe diesel de secours

L'énergie mécanique fournie par le moteur diesel est transmise à l'alternateur moyennant un arbre, ce dernier la transforme en énergie électrique.

5.4 Le système électrique :

Le système électrique fournit une continuité maximum du service et aussi pour assurer le fonctionnement de l'équipement essentiel de la station en condition d'urgence.

Il assure aussi la liaison entre les groupes générateurs et le réseau de distribution.

Ce système consiste essentiellement en :

- ✓ Deux transformateurs élévateurs de tension de puissance nominale ajustable.
- ✓ Des arrivées de l'alternateur en gaines coaxiales comportant des disjoncteurs et sectionneurs de coupure.
- ✓ Des départs comportant également des disjoncteurs et des sectionneurs.

5.4.1 Alimentation des auxiliaires de la centrale :

Une partie de l'énergie produite destinée à l'alimentation des auxiliaires de chaque groupe, pendant le fonctionnement normal, est fournie par le transformateur du groupe auxiliaire. La distribution d'électricité aux auxiliaires de la centrale est composée de deux systèmes principaux :

- ✓ Le système Alimentation Courant Alternatif (CA) : est composé d'un niveau de tension moyenne et d'un niveau de basse tension.
- ✓ Le système Alimentation Courant Continu (CC) : qui est composé de batteries, chargeur de batterie et panneaux de distribution.

5.5 Le système de commande:

Comprend tout l'équipement de commande indispensable au démarrage, au fonctionnement normal et à l'arrêt de sécurité des turbines à gaz et des systèmes auxiliaires de la centrale.

➤ **Salle de commande:**

C'est le cerveau de la centrale, car au niveau de ce point centralisé sont disponibles toutes les commandes, les indications et les informations qui doivent favoriser:

- ✓ La surveillance des états et paramètres.
- ✓ La rapidité et la sécurité des actions.
- ✓ La détection des anomalies.
- ✓ L'élimination des défauts.
- ✓ L'optimisation des réglages.



Fig I- 13 : Salle de commande

6 Fonctionnement de la centrale [1]:

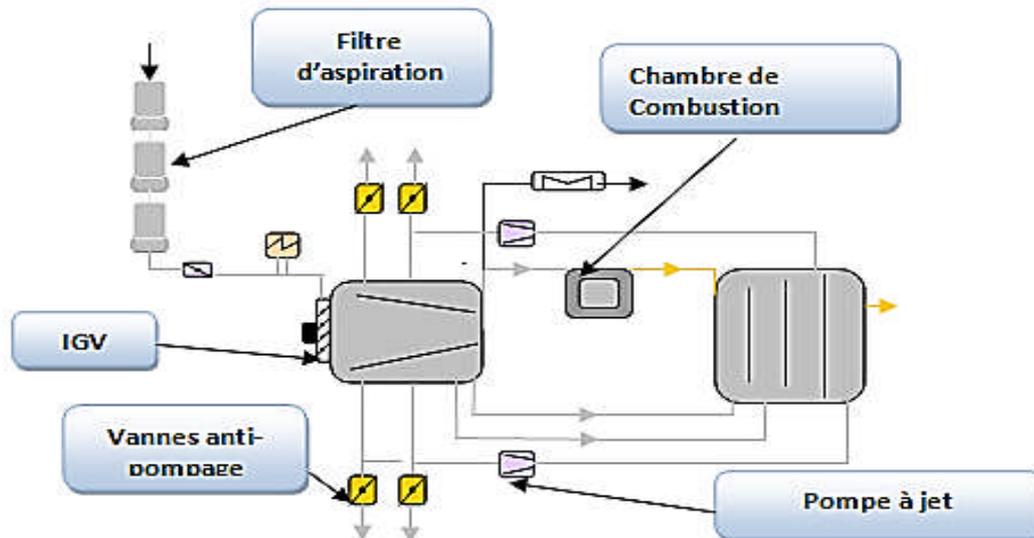


Fig I- 14 : Schéma du principe de fonctionnement

La turbine à gaz est composée de trois éléments :

- ✓ Un compresseur axial qui sert à comprimer l'air ambiant à une pression comprise dans les machines modernes entre 10 et 16 bars environ.
- ✓ Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible injecté sous pression est brûlé avec l'air préalablement comprimé. Ce dernier est en fort excès afin de limiter la température des gaz brûlés en entrée de la turbine.
- ✓ Une turbine axiale dans laquelle sont détendus les gaz à haute température sortant de la chambre de combustion. Une partie significative (60 à 70 %) du travail récupéré sur l'arbre de la turbine sert à entraîner le compresseur.

Dès que le système de démarrage de la turbine est activé et que l'embrayage est engagé, l'air ambiant est aspiré, filtré puis comprimé dans les 17 étages du compresseur axial. Pour empêcher le pompage du compresseur au démarrage, des vannes anti-pompage d'extraction d'air sont ouvertes et les aubes orientables (I.G.V) situées à l'entrée du compresseur sont en position "fermée".

A la vitesse de rotation nominale, les vannes anti-pompage commencent à se fermer automatiquement tandis que les aubes orientables (I.G.V) reviennent à leur position normale de fonctionnement et se sont déjà légèrement ouvertes pour atteindre un angle intermédiaire. L'air comprimé en provenance du compresseur pénètre dans l'espace annulaire constituant la chambre de combustion, au même moment les injecteurs introduisent le combustible dans la chambre de combustion où il se mélange à l'air. L'allumage s'effectue grâce à deux bougies rétractables.

Les gaz chauds issus de la chambre de combustion traversent ensuite les quatre Étages de la turbine où ils se détendent. Chaque étage se compose d'un ensemble d'aubes fixes Suivies d'une rangée d'aubes mobiles. Dans chaque rangée d'aubes fixes, l'énergie cinétique du jet de gaz augmente, en même temps que la pression chute, une partie de l'énergie cinétique du jet est convertie en travail utile transmis au rotor de la turbine sous la forme d'un couple mécanique.

Après leur passage dans les aubes du quatrième étage, les gaz d'échappement traversent le diffuseur.

La rotation résultante de l'arbre entraîne le rotor de l'alternateur et certains auxiliaires.

CHAPITRE II

Circuit de refroidissement de
l'alternateur

1 Introduction

À travers ce chapitre, il sera question d'expliquer le principe de fonctionnement de l'alternateur utilisé à la centrale Hamma II, particulièrement le circuit de refroidissement d'Hydrogène à travers un échangeur air/H₂.

2 Éléments constituant l'alternateur

L'alternateur est une machine synchrone triphasée à deux pôles est entraîné par un arbre intermédiaire relié à la turbine à gaz, son rôle est de transformer l'énergie mécanique produite par la turbine en énergie électrique sous forme de courant alternatif avec une vitesse de 3000 tr/min avec une fréquence de 50Hz c'est-à-dire 50 cycle /s et un facteur de puissance de 0,8. Il comporte essentiellement deux enroulements :

- l'enroulement induit dit statorique (stator) ou il y a naissance du courant électrique.
- l'enroulement inducteur dit rotorique (rotor)

L'alternateur produit de l'électricité sous une tension de 15750 V ou 15KV, les transformateurs élèvent cette tension à 225Kv pour l'envoyer dans le réseau électrique pour la consommation.

On nomme alternateur les générateurs de courant alternatif. La plupart sont des machines très puissantes en service dans les centrales thermique ou hydrauliques les f.é.m sont produites par induction c'est -à-dire par déplacement relatif d'un circuit induit par rapport à un circuit inducteur. Un courant continu passe dans les bobines de l'inducteur et aimantent les pôles. Les lignes d'induction sortent par chaque pôle nord traversant l'entrefer entre les pièces polaires et le stator puis bifurquent à gauche et à droite pour passer dans les deux pôles sud voisins après avoir traversé une seconde fois l'entrefer

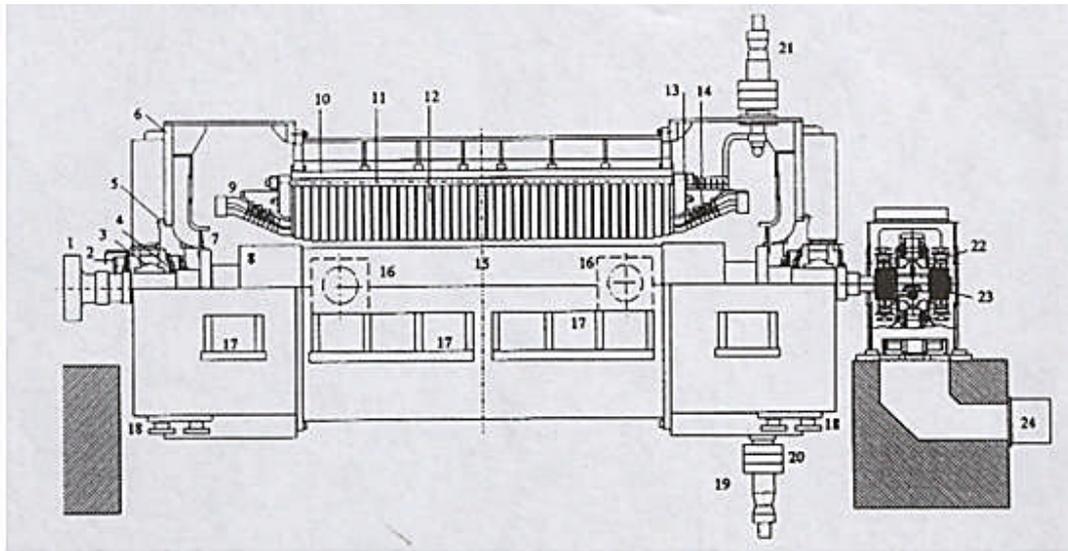
2.1 Stator

Le stator comprend un circuit magnétique par un empilage de tôles en forme de couronnes, isolées les unes les autres pour limiter le courant de Foucault. L'ensemble des couronnes avec leur isolation est fortement serré, il constitue le circuit magnétique du stator. Dans sa partie intérieure, le circuit magnétique comporte des encoches uniformément réparties dans lesquelles vient se loger l'enroulement triphasé du rotor, il supporte le bobinage du stator. Le bobinage d'un stator triphasé comprend trois bobines décalées l'une par rapport à l'autre de 120 °.

2.2 Rotor

Le rotor tourne à l'intérieur du stator il porte dans les encoches disposées à sa périphérie, un enroulement parcouru par un courant continu.

Le courant continu provient du système d'excitation. Le rotor excité, en tournant produit un champ tournant avec lui. Ce champ tournant engendre des forces électromotrices dans chacune des phases de l'enroulement du stator. Les pôles sont alternativement nord sud le nombre total c'est 2p. Si les différentes phases du stator sont fermées sur un circuit extérieur, elles sont parcourues par des courants alternatifs. L'ensemble de ces courants produit un champ tournant dans le même sens et à la même vitesse que le rotor. Le champ du rotor est proportionnel au courant d'excitation. Le champ du stator est proportionnel au courant (I) dans les phases de l'enroulement du stator.



1 Bride d'accouplement	9 Têtes enroulement stator	17 Pieds de poule
2 Mise à masse de l'arbre	10 Montage élastique du noyau	18 Réfrigérants hydrogène
3 Palier	11 Tirants du paquet	19 Traversées inférieures
4 Etanchéité hydrogène	12 Noyau magnétique	20 Transformateurs de courant
5 Flasque Palier	13 Plateau de serrage noyau	21 Traversées supérieures
6 Carcasse	14 Support têtes stator	22 Balais
7 Ventilateurs	15 Corps rotor	23 Bagues collectrices
8 Frette de blindage	16 Tourillons	24 Filtre air chambre bagues

Fig II- 1 : schéma descriptif de l'alternateur [5]

3 Effets thermiques

Les pertes dans toute machine électrique se traduisent toujours par un échauffement qui doit être limité si on ne veut pas détruire les matériaux constituant les différentes parties de la machine.

Les différentes pertes sont :

3.1 Effet Joule :

Tout courant passant dans un fil conducteur provoque l'échauffement du conducteur les courants passants dans l'enroulement du stator et du rotor produiront donc un échauffement des conducteurs. La quantité de chaleur dégagée est proportionnelle au carré de l'intensité (I) du courant qui circule dans le conducteur à la résistance (R)

Par ailleurs, les tôles du circuit magnétique stator sont balayées par le champ tournant. Des forces électromotrices sont engendrées à l'intérieur même des tôles, ces forces électromotrices font circuler des courants dans les tôles (courant de Foucault). Les courants de Foucault produisent un échauffement par effet Joule.

Un autre effet dit d'hystérésis résulte du champ magnétique variable au niveau des tôles du circuit magnétique. Ce qui fait varier l'aimantation des tôles et provoque leur échauffement.

3.2 Effet des circulateurs d'H₂ :

Pour évacuer la chaleur générée dans le circuit, on fait circuler un fluide gazeux (air ou H₂) dans les canaux de ventilation du rotor et du stator. La circulation du fluide est assurée au moyen de quatre ventilateurs qui sont le siège de source de chaleur par frottements.

3.3 Frottements

La quantité de chaleur évacuée par l'huile de graissage, qui s'échauffe par cisaillement à travers les différentes surfaces en friction, est refroidie dans un réfrigérant avant d'être renvoyée à nouveau dans les paliers.

4 Refroidissement de l'alternateur

Le refroidissement de l'alternateur se fait par l'hydrogène, le rôle de l'installation est d'assurer le refroidissement du rotor et du circuit magnétique du stator et des organes frontaux de serrage de l'alternateur.

L'hydrogène a été choisi pour ses propriétés physiques supérieures à l'air

- Sa densité est quatre fois inférieure
- Sa conductivité thermique est sept fois supérieure
- L'hydrogène limite le vieillissement des isolants car il empêche la formation d'ozone
- L'hydrogène pur ne brûle pas

La réfrigération de l'hydrogène dans le circuit primaire est assurée par quatre échangeurs internes à l'alternateur, alimentés en eau (échangeur H₂ /eau) qui à son tour est refroidie à travers un circuit secondaire constitué d'aéroréfrigérants (échangeurs air/eau) (Fig II- 2) [8].

4.1 Circuit primaire (H₂ /eau) :

La circulation de l'hydrogène dans l'alternateur est assurée par les deux ventilateurs axiaux montés à chaque extrémité de l'arbre, ils activent la circulation du fluide (H₂) avec une série d'aubes en aluminium boulonnées sur un anneau en acier placé à chacune des deux extrémités de l'arbre (rotor), la température de l'hydrogène ne doit pas dépasser 45°C.

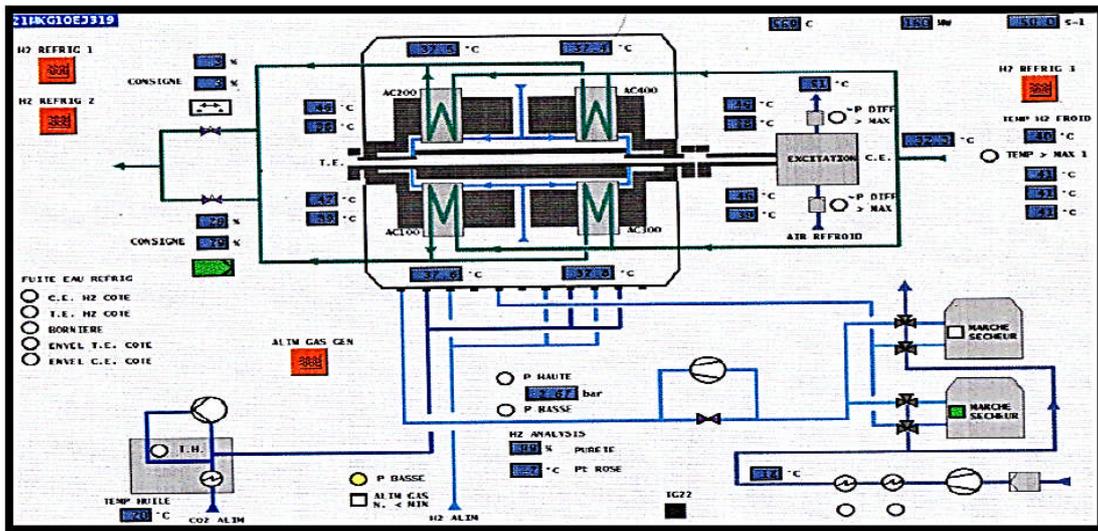


Fig II- 3 : Schéma synoptique du circuit primaire

Le système de réfrigération de l'alternateur est un circuit fermé qui refroidit l'hydrogène et l'huile d'étanchéité. Le moyen intermédiaire de réfrigération est l'eau déminéralisée traitée pour empêcher la corrosion avec des poly phosphates injectés à l'aide d'une bache d'injection chimique. La pression nominale de l'hydrogène est de 3.5 bar avec un débit de 45m³/s .

Lorsque le générateur doit être vidangé de H₂ lors d'une révision, il est tout d'abord chassé par le CO₂ et le CO₂ ensuite est chassé par l'air.

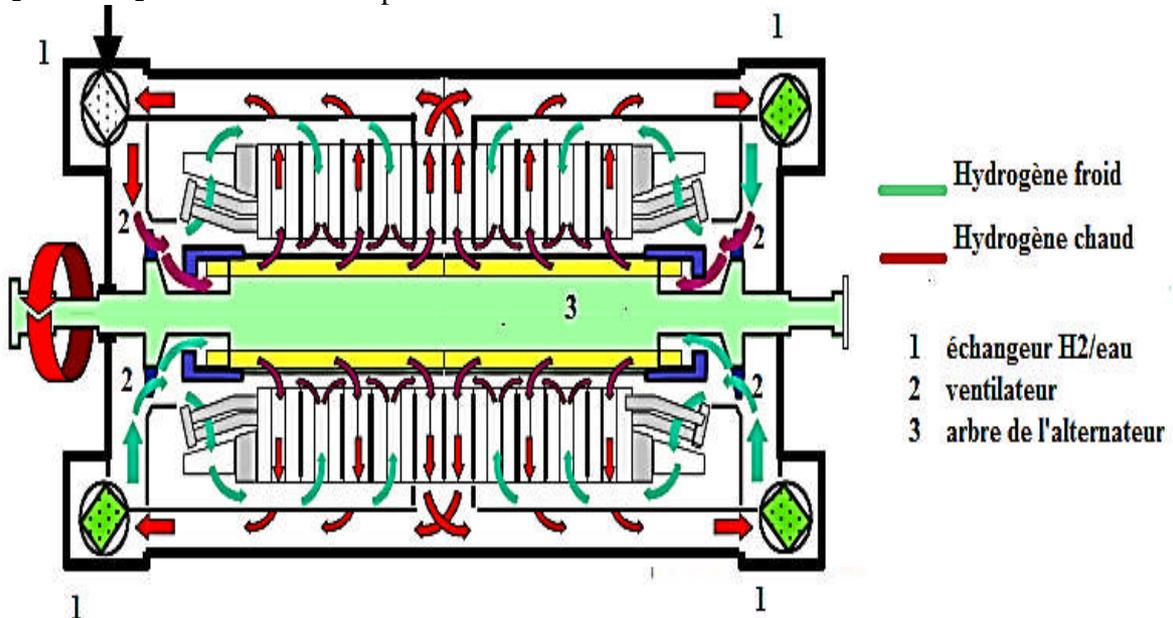


Fig II- 4 : Passage de l'hydrogène chaud et froid dans l'alternateur

4.1.1 Localisation des insuffisances de fonctionnement du système :

Les principales causes sont les suivantes :

a) Température élevée de H2 froid

La température de l'hydrogène, aux sorties des refroidisseurs, peut augmenter pour les raisons suivantes:

- Un bas coefficient de transfert de température dans les refroidisseurs, à cause de la saleté, dépôts ou encrassements dans les surfaces des tubes côté eau. Il peut en être ainsi, lorsque les autres paramètres de fonctionnement du générateur sont dans les valeurs normales et, dans ce cas, les refroidisseurs nécessitent d'être nettoyés.
- Ventilation insuffisante.
- Panne des tubes de refroidissement de l'hydrogène.
- Le flux de l'eau de refroidissement n'est plus réglé et la température de l'hydrogène peut varier suivant la charge du générateur, par exemple des fuites qu'il faut éliminer.
- Température élevée de l'eau

b) Température élevée du H2 chaud ou eau de refroidissement chaude

L'alarme indique si la température de l'hydrogène, à la sortie des refroidisseurs et dans l'enveloppe du stator, est augmentée.

c) Humidité de l'hydrogène :

Lorsque l'alarme de l'indicateur d'humidité de l'hydrogène est activée, il faut contrôler que le sécheur de l'hydrogène fonctionne correctement: si l'alarme est accompagnée par du liquide dans l'appareil, cela peut indiquer que les refroidisseurs ont une fuite (soit dans les refroidisseurs H2 et/ou dans les refroidisseurs de l'huile hydraulique).

d) Pureté de l'hydrogène :

Lorsque l'alarme d'impuretés s'active, il est nécessaire d'introduire de l'hydrogène frais dans le générateur et d'évacuer une même quantité de gaz dans l'atmosphère de façon à ne pas augmenter la pression dans l'enveloppe du stator. Une chute de pureté de H2 peut être causée par des étanchéités de l'arbre ou de l'huile hydraulique défectueuses (suite au fonctionnement incorrect du système de vide de l'huile); il faut toutefois prendre note que si les étanchéités de l'arbre du générateur sont alimentées par la pompe à huile de sécurité, l'huile hydraulique n'est pas traitée dans le réservoir du vide et de l'air présent dans l'huile peut entrer dans l'enveloppe du générateur. Cette condition porte à une baisse de la pureté H2. Il est en tous cas nécessaire d'essayer de conserver la pureté du gaz aux valeurs satisfaisantes au-dessus du minimum spécifié par le fabricant. Si cela n'est pas possible, l'unité doit être arrêtée.

4.1.2 Réfrigérant H2

Les réfrigérants hydrogènes, placés aux quatre coins de la carcasse à l'intérieur des deux extensions frontale, sont alimentés à eau, fournie par le système eau de refroidissement de la centrale ; la chaleur emportée des parties actives par le gaz réfrigérant est transférée au fluide secondaire de refroidissement. Les réfrigérants réalisés en tubes ailettes sont liés en parallèle

tantôt sur le côté gaz que sur le côté eau en fonction du type d'eau de refroidissement (composition chimique).

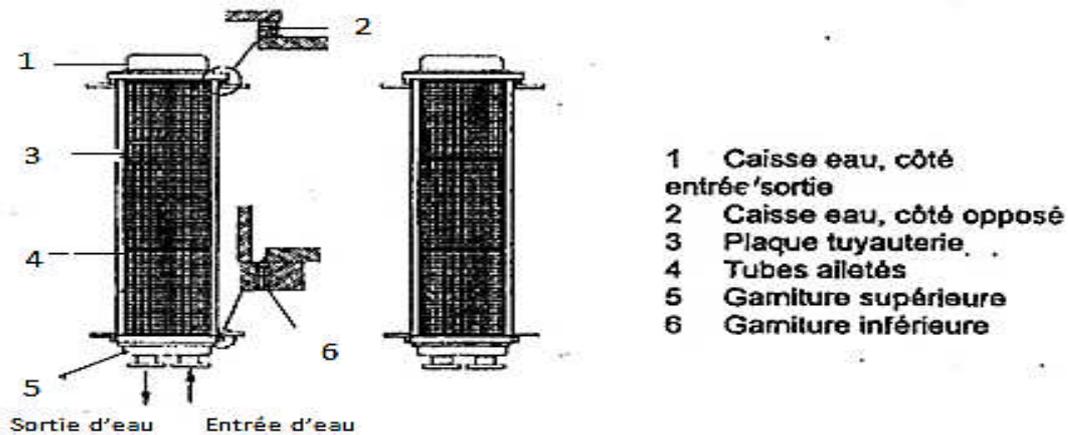


Fig II- 5 : Échangeur eau/hydrogène

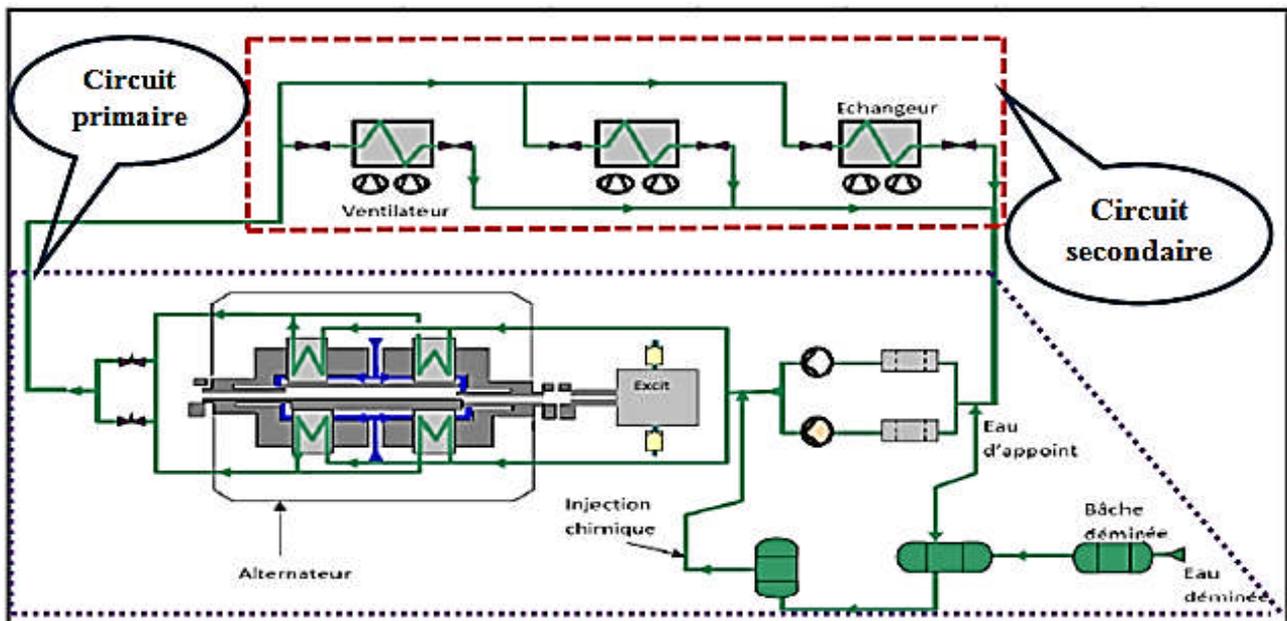


Fig II- 6: Schéma synoptique du circuit primaire et secondaire

4.2 Circuit secondaire:

Le circuit secondaire de refroidissement refroidit l'hydrogène ainsi que l'huile d'étanchéité du générateur et le gasoil à l'aide d'une unité aéroréfrigérante. Le moyen intermédiaire de

réfrigération est l'eau déminée traitée pour empêcher la corrosion avec des polyphosphates injectés à l'aide d'une bêche d'injection chimique.

Le système consiste principalement en : pompes de circulation, unité aérorefrigérant, réservoir, tuyauteries, soupapes ainsi que l'instrumentation. Le système sera d'une conception modulaire, les données techniques de l'unité aérorefrigérante de l'eau du générateur qui est du type par ventilation à air se basent sur une température de l'air de 46,1°C.

On a 3x50 % modules aérorefrigérants pour ce travail de façon à ce que la pointe maximale de puissance puisse être maintenue même dans des conditions extrêmement adverses. L'eau réfrigérée est envoyée à l'utilisateur à une température maximale de 46°C et revient à environ 51°C en fonction de la charge maximale (46,1°C).

Les conduites sont dimensionnées pour avoir la vitesse maximale de 2.5 m/s

Ce circuit comprend principalement :

- Une unité aérorefrigérante, avec 3 cellules de ventilation ayant chacune deux ventilateurs d'une capacité égale à 50 % de capacité de charge.
- Deux pompes de circulation de l'eau réfrigérée, ayant chacune une capacité égale à 100% de la capacité totale nécessaire pendant le fonctionnement nominale du système une pompe sera en marche tandis que l'autre reste en secours.
- Une bêche haute de 1.5 m³
- Un support pour la pompe d'eau déminée, avec deux pompes et un accumulateur pneumatique
- Une bêche pour l'eau déminée de 3m³ [7].

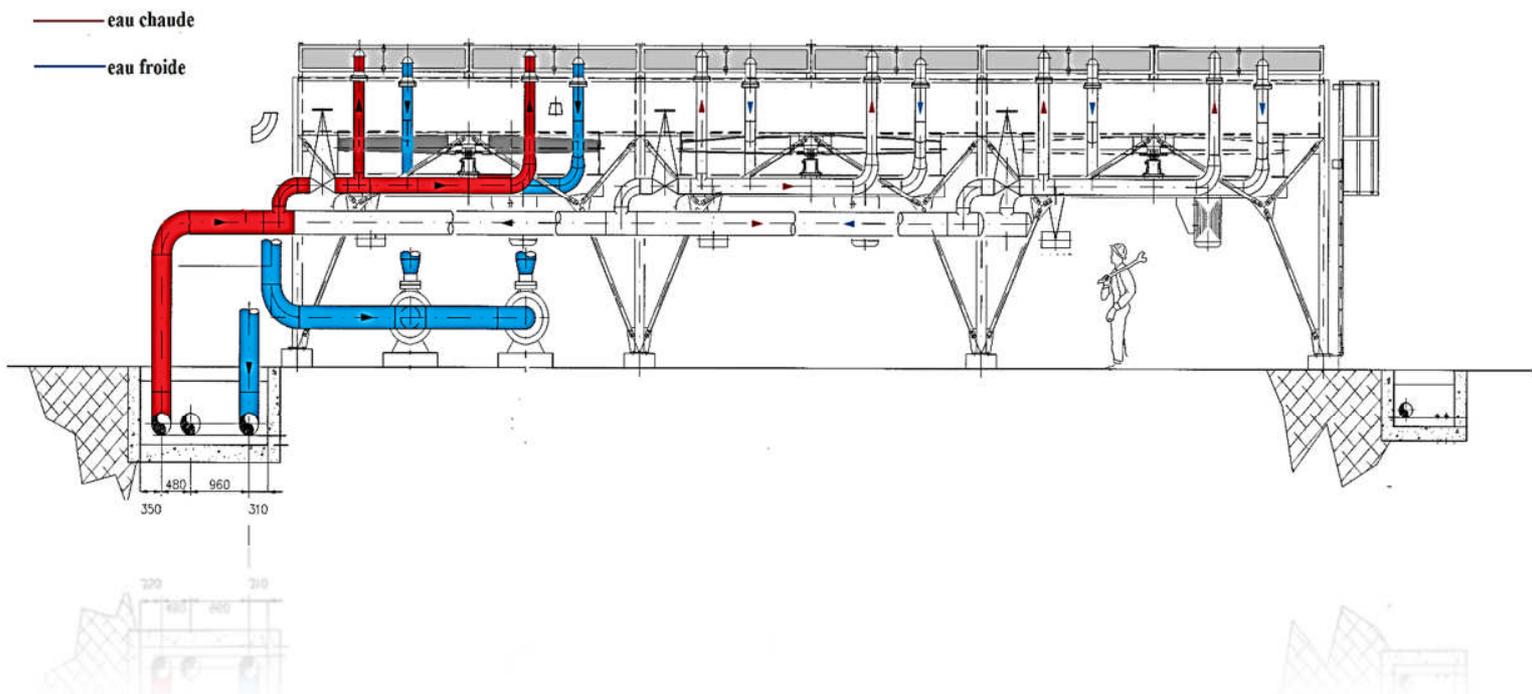
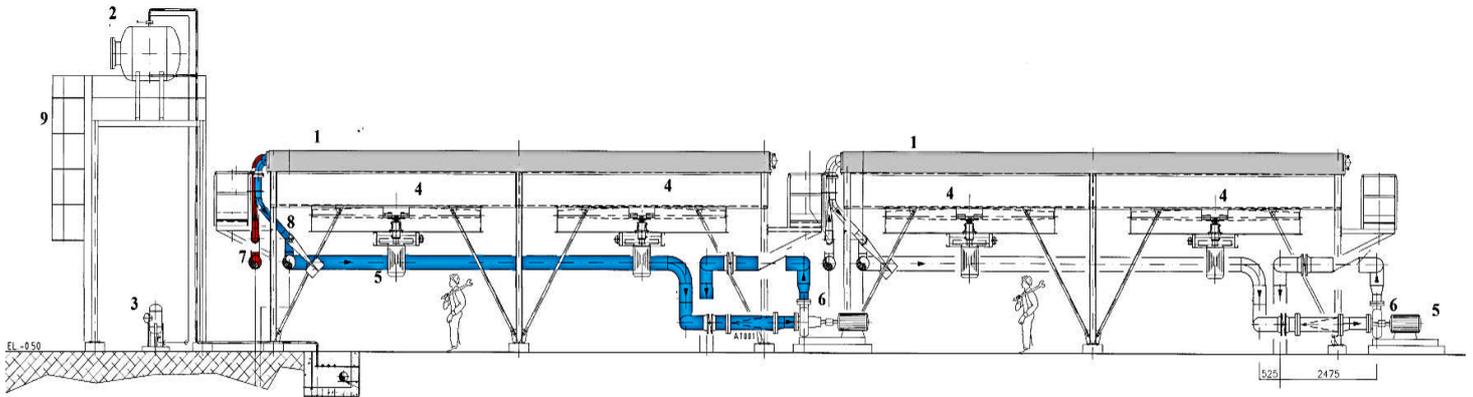


Fig II- 7: Coupe verticale de l'unité aérorefrigérante montrant la sortie et l'entrée d'eau [8]

- 1 faisceau tu bulaire
- 2 bache haute
- 3 bache d'injection chimique
- 4 ventilateur
- 5 moteur électrique
- 6 pompe a eau
- 7 conduit d'eau chaude
- 8 conduit d'eau froide
- 9 echelle



0001 1 1

Fig II- 8: Coupe verticale de toute l'unité aéroréfrigérante [8]

CHAPITRE III

Principe de fonctionnement
des aéroréfrigérants

1 Introduction :

Tout travail qu'il soit mécanique, chimique ou autre est la source d'une production de chaleur parasite la plus part du temps gênante et parfois même nuisible, le refroidissement des installations et des matériels doit donc être assurée en permanence si l'on veut conserver leur qualité et leur rendement.

Le rendement est lié directement à la température de la source froide. Dans ce grand nombre de cas, le refroidissement se fait naturellement ce n'est cependant pas suffisant et l'on doit alors avoir recours au refroidissement for c .

2 Les différents systèmes de refroidissement :

2.1 Refroidissement en circuit ouvert :

Dans ce cas, le fluide de refroidissement, en général est de l'eau puisée dans un réservoir naturel (rivier , lac, puits,...etc.) après passage dans les appareils à refroidir.

Cette solution simple est adoptée chaque fois que la source existe en quantité suffisante, mais comporte quelques difficultés :

- Température de la source froide trop élevée pour assurer un refroidissement correcte.
- Source froide polluante ou corrosive (eau de mer, des fleuves, par exemple).
- Eau froide très chargée en sels minéraux.
- Risque de rejet de matières dans l'eau de refroidissement autorisées par la législation (cas de certaines usines chimiques)

2.2 Refroidissements en circuit fermé :

Lorsqu'il n'est pas possible d'adopter un refroidissement en circuit ouvert, il convient de se tourner vers un système de refroidissement en circuit fermé dans lequel le fluide peut être réutilisé après refroidissement dans un appareil appelé réfrigérateur.

Ils existent deux principaux systèmes :

2.2.1 Refroidisseurs à parois ou les refroidisseurs secs :

Dans ces appareils, il n'y a aucun contact physique entre le fluide à refroidir et le réfrigérant. La séparation peut être constituée par des plaques ou le refroidissement s'effectue uniquement par convection et les fluides peuvent être de nature quelconque.

Dans cette catégorie de refroidisseurs on peut citer :

- Les échangeurs (entre liquide et liquide) et condenseurs classiques.
- Les aéroréfrigérants (entre fluide et air).
- Les a rocondenseurs (entre vapeur et air).

2.2.2 Les refroidisseurs sans parois ou refroidisseurs humides :

Dans ces appareils, il n'y a aucune séparation physique entre les deux fluides, ils sont en contact direct. Pratiquement le fluide à refroidir doit être de l'eau et le fluide refroidisseur est l'air.

3 Généralités sur les échangeurs :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90%) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux même que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans les secteurs résidentiels tertiaires (chauffage, climatisation, etc.)

3.1 Le principe de fonctionnement

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant la récupération de l'énergie thermique d'un fluide par un autre. Le flux thermique traverse la paroi de séparation des différents fluides. En effet, la chaleur peut être caractérisée comme un transfert d'énergie d'un système à un autre due à une différence de température. Selon la deuxième loi de la thermodynamique, ce transfert d'énergie s'effectue de la température la plus importante vers la plus faible. Il s'arrête donc lorsque les deux milieux sont de températures identiques.

La chaleur peut être transférée par trois modes différents : la conduction, la convection et le rayonnement.

- **La conduction** est un mode de transfert de chaleur d  à une différence de température entre deux milieux en contact, s'effectue sans déplacement global de matière. C'est le transfert d'énergie des particules les plus énergétiques aux particules les moins énergétiques qui leur sont adjacentes. La conduction peut s'effectuer dans les solides, les liquides ou les gaz. La grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors de ce phénomène est la conductivité thermique. Dans les échangeurs thermiques, la conduction appar t principalement dans la paroi séparant les deux fluides. Cette paroi est généralement métallique et faible d'épaisseur, elle a donc une résistance thermique faible.
- **La convection** s'effectue par un déplacement de matière dans le milieu. C'est le transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz adjacent. C'est le mode le plus difficile à estimer, il dépend du type de fluide, des vitesses, et du type de l'échangeur.

- **Rayonnement** est un transfert d'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques résultant des changements dans les configurations électroniques des atomes ou des molécules.

Au niveau des échangeurs thermiques, c'est le moins prépondérant des modes de transfert thermique, néanmoins il n'est pas négligeable lors de certaines applications telle qu'une chaudière avec brûleur.

3.2 Classification des échangeurs

Les échangeurs thermiques sont utilisés dans un grand nombre d'applications. Il existe une très grande variété de modèles d'échangeurs développés pour résoudre les différents problèmes posés.

Les échangeurs de chaleur sont classifiés selon la configuration d'écoulement des fluides considérés et selon leur type de construction.

3.2.1 Mode d'écoulement [12]

On distingue trois modes d'écoulement :

- **Écoulement à co-courant** : les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans le même sens ; la température de sortie du fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Ces échangeurs sont utilisés pour de faibles puissances échangées.
- **Écoulement à contre-courant** : les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans des sens opposés ; la température de sortie du fluide froid peut être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique. De plus, un échangeur à contre-courants nécessite pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles qu'un échangeur à co-courants. En revanche, la paroi qui sépare les deux fluides subit des contraintes mécaniques plus importantes à cause de grandes variations de températures.

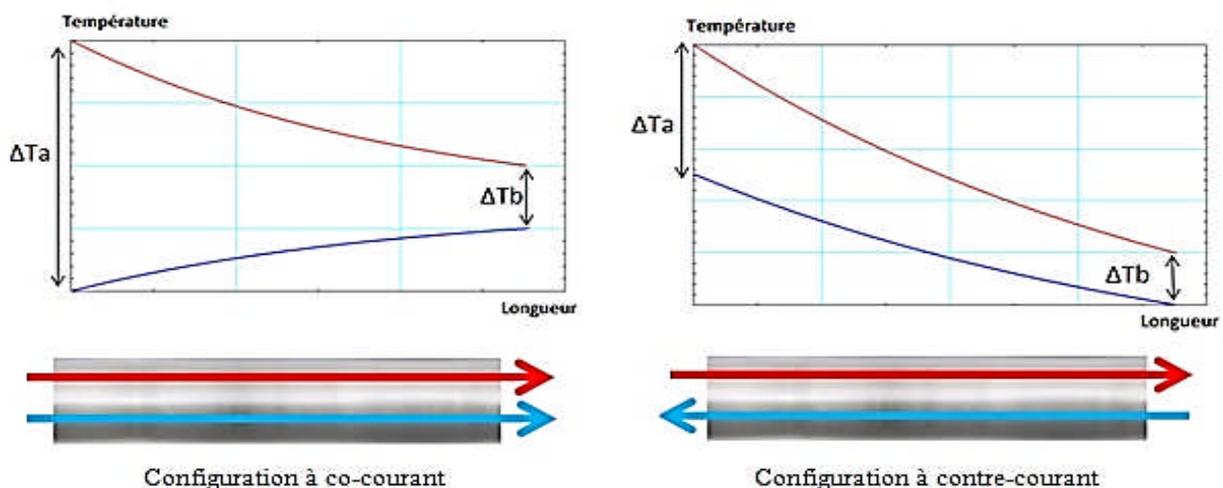


Fig III- 1 : Configuration co-courant et contre-courant

- ** coulements croisés**
- : Les échangeurs à courants croisés sont plus compacts et plus efficaces pour un même volume donné. Cette configuration est bien adaptée à certaines utilisations, dont l'exemple typique est le radiateur automobile.

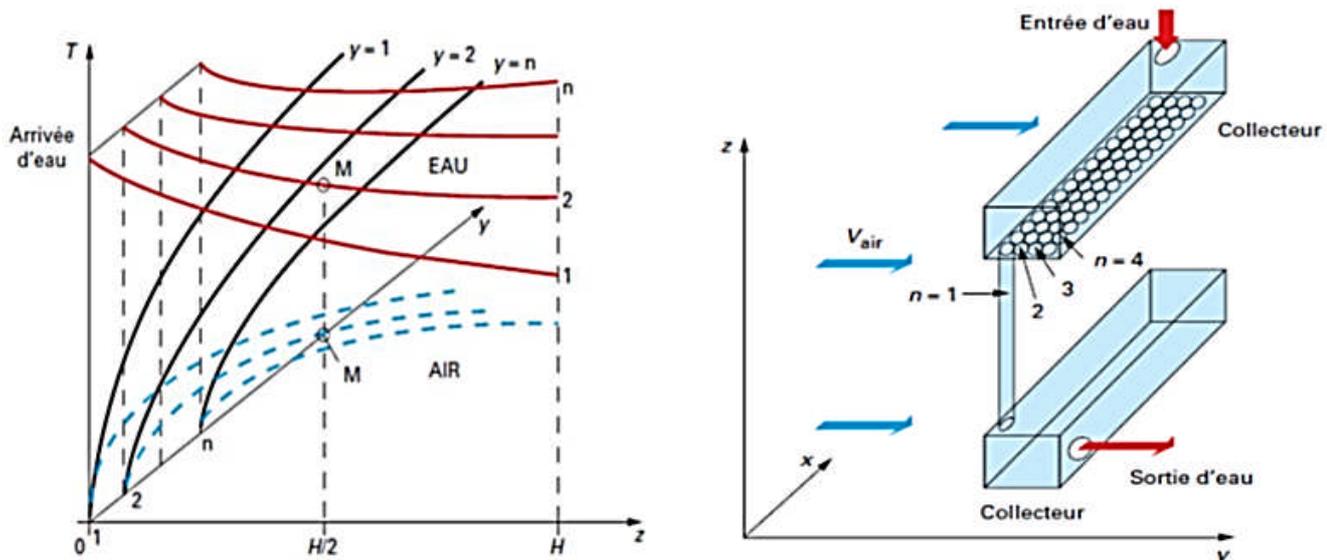


Fig III- 2: Profil longitudinale des températures dans un échangeur à courant croisé

3.3 Type d'échangeurs [14]:

- **Les échangeurs tubulaires** : sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et peuvent être utilisée à des pressions élevées et à de fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement.

Même si plusieurs systèmes existent, il s'agit le plus souvent d'échangeurs multitubulaires qui se présentent sous quatre formes :

- **Les échangeurs à tubes séparés** :   l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.
- **Les échangeurs à tubes ailettes** : qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique. Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

Les ailettes transversales continues qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement rectangulaires planes ou ondulées, et les ailettes transversales indépendantes qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être pleines ou segmentées, annulaires ou h lico idales (spirales).

Elles peuvent être aussi à fils préformées, poinçonnées ou en brosse.

Les ailettes longitudinales, qui sont disposées selon l'axe des tubes à l'intérieur ou à l'extérieur, peuvent être localement torsadées.

- **Les échangeurs à tubes et calandre :** ou la calandre est une enveloppe cylindrique entourant un faisceau de tubes. Des boîtes d'échangeur distribuent ou recueillent le fluide aux extrémités des tubes. Leur disposition dépend du type de calandre et du nombre de passes. Des chicanes permettent d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre et rigidifient le faisceau tubulaire.
- **Les échangeurs à plaques :** Ils sont formés par l'empilement d'un ensemble de plaques métalliques embouties, au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides. S'ils ne peuvent pas toujours être utilisés pour les températures élevées et les fortes pressions, les échangeurs à plaques bénéficient d'avantages tenant notamment à leur meilleur rendement et à leur compacité.

3.4 Choix d'un échangeur :

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Lors de l'utilisation d'échangeur thermique, les principaux problèmes rencontrés sont liés à des phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique.

4 Technologies d'aéroréfrigérants :

4.1 Généralités :

Les aéroréfrigérants utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui, après aspiration par des ventilateurs, traverse des faisceaux de tubes généralement à ailettes à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou à condenser. Les faisceaux peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés, les circulations de l'air et du fluide dans les tubes s'effectuant à courants croisés.

Pour la plupart des aéroréfrigérants d'installations pétrolières les faisceaux sont horizontaux. Ils sont dits à tirage induit lorsque les ventilateurs sont placés au-dessus des faisceaux ; ils sont dits à tirage forcé lorsque les ventilateurs sont situés au-dessous des faisceaux.

Les premiers aéroréfrigérants sont apparus durant les années 40, mais c'est seulement vers les années 60 que la maîtrise technologique a vraiment commencées

4.2 Différents types d'aéroréfrigérants :

Les aéroréfrigérants ont pour objet de refroidir l'eau d'un circuit. On en distingue deux familles :

- ✓ Les aéroréfrigérants secs
- ✓ Les aéroréfrigérants humides

4.2.1 Les réfrigérants secs :

Ce sont de simples échangeurs de chaleur de type (eau/air), l'eau est maintenue séparée de l'air dans un circuit étanche. Il n'existe aucun contact direct entre l'eau refroidie et l'air réchauffé.

Ces aéroréfrigérants ne rejettent aucun aérosol aqueux

Ce type de refroidisseurs consiste à refroidir l'eau qui circule dans des batteries de tubes par un fluide auxiliaire (l'air) qui circule à l'extérieur des tubes lisses ou à ailettes.

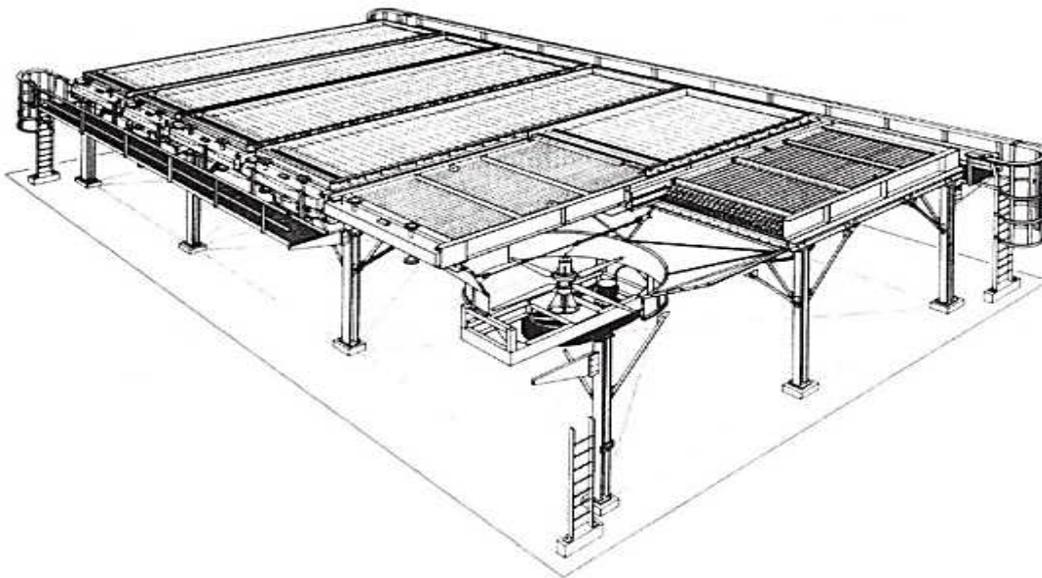


Fig III- 3 : Vue d'ensemble d'un aéroréfrigérant [18]

Leurs avantages :

- L'air est disponible en quantité illimitée ;
- La situation d'une station n'est pas conditionnée par l'installation ;
- L'air est rarement corrosif, le nettoyage ne sera pas nécessaire ;
- Les couts d'entretien de l'aéroréfrigérant représentent 20 à 30% des refroidisseurs à eau.

Leurs inconvénients :

- En raison de la faible chaleur spécifique de l'air, ce dernier ne peut refroidir l'eau à de basses températures.

- Les aéroréfrigérants nécessitent de grandes surfaces d'implantation en raison de leur coefficient de transfert « air-film » assez bas et de la faible chaleur spécifique de l'air.
- Les aéroréfrigérants nécessitent des tubes à ailettes, une technologie assez spéciale.
- Les variations de température de l'air d'une saison à une autre peuvent modifier les performances des aéroréfrigérants.
- Les aéroréfrigérants doivent être installés là où la circulation de l'air ne soit pas bloquée.

4.2.2 Les aéroréfrigérants humides :

Généralement, l'eau à refroidir circule en contact direct d'un flux d'air et à contre-courant de celui-ci, dans une tour. L'eau est refroidie essentiellement par l'évaporation d'une partie d'elle-même (la chaleur latente de vaporisation de l'eau est élevée). La proportion d'eau injectée évaporée représente de l'ordre de 1 % du flux d'eau.

Les aéroréfrigérants humides peuvent se présenter sous des formes variées. L'eau peut couler en un film mince le long de parois ou du garnissage (de composition et de formes variées) d'un corps d'échange. Elle peut être aussi pulvérisée par une rampe.

La circulation de l'air peut être à tirage for c  par un ventilateur ou à tirage naturel par "effet cheminée" [11]

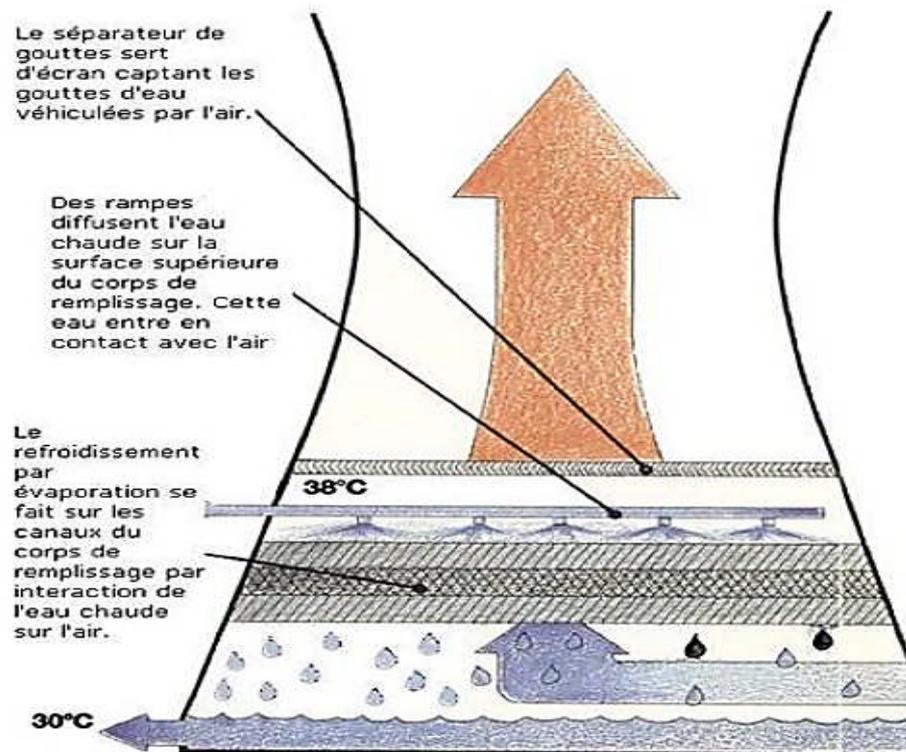


Fig III- 4 : Aéroréfrigérant humide (tour de refroidissement)

5 Mode de tirage des aéroréfrigérants :

On peut distinguer deux types de réfrigérants à air selon leur mode de tirage du fluide auxiliaire : Tirage induit / Tirage forcé.

5.1.1 Avantages du tirage induit / tirage forcé :

- Les ventilateurs sont situés en dessous des faisceaux et soufflent l'air à travers les tubes.
- Le tirage forcé nécessite une faible puissance d'entraînement des ventilateurs plus; le tirage forcé assure une bonne distribution de l'air en couvrant uniformément les faisceaux de tubes vu que la vitesse de l'air est plus faible à l'approche des rangées de tubes.
- Le transfert par convection est plus important en raison de l'effet de chemin  de la chambre de distribution de l'air.
- Un changement de direction du vent, n'influe pas sur la température d'entrée de l'air.
- Plus grandes facilités d'entretien : pas nécessaire de démonter le ventilateur et la chambre pour changer un élément de faisceau.

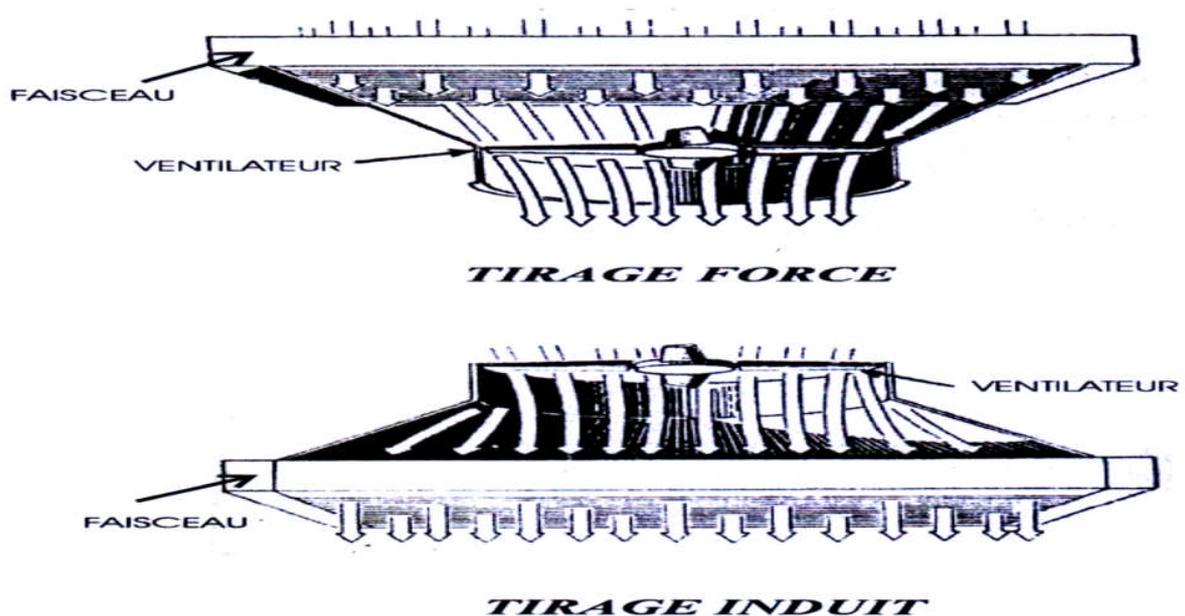


Fig III-4 : Modes de tirage d'un aéroréfrigérant

5.1.2 Choix air induit/air for   :

Il est constat   que la distribution d'air au travers le faisceau est mieux assur  e pour l'aéroréfrigérant    air induit, ce qui est particuli  rement appr  ciable pour une approche de temp  rature faible entre air et produit.

En air induit, la vitesse de l'air chaud    la sortie des anneaux de ventilation est 2    2.5 fois plus   lev  e qu'en air for  c      la sortie des faisceaux. Cette vitesse sup  rieure diminue les risques de recirculation d'air chaud, surtout en pr  sence d'un vent lat  ral.

Quand les ventilateurs sont en arr  t, l'effet de chemin  e est plus important pour l'air induit et permet une meilleure r  frig ration en tirage naturel.

Le positionnement de la hotte et du ventilateur au-dessus des faisceaux assure une protection des tubes contre les pr  cipitations atmosph  riques et est favorable    une bonne stabilit   de l'unit   de production ; cette protection n'existe pour les aéroréfrigérants    air for  c   que s'ils sont   quip  s de persiennes.

En air induit, le niveau de bruit au sol est moindre, la place libre en dessous des faisceaux est plus importante, les premi  res rang  es de tubes qui s'encrassent le plus sont accessible pour nettoyage sans arr  ter les ventilateurs ; le pr   assemblage et la pose sur portique sont plus ais  s.

Par contre, comme les moteurs entra  nant les ventilateurs sont situ  s en dessous des faisceaux, un long arbre de transmission assurant la liaison m  canique avec le ventilateur doit traverser le faisceau, condamnant de ce fait plusieurs tubes ou n  cessitant un jeu entre deux faisceaux d'une m  me section.

Par ailleurs les ventilateurs et leurs composants sont situ  s en air chaud ; la temp  rature de sortie d'air doit   tre limit  e    70  C pour des pales en plastiques et    90-100  C pour des pales en aluminium.

A m  me d  bit massique d'air d  livr  , l'air induit consomme plus de puissance, le d  bit volumique   tant plus important pour l'air chaud.

Les op  rations de maintenance des ventilateurs sont d  licates, m  me    l'arr  t, en raison de la performance en tirage naturel lorsque le fluide chaud est maintenu en circulation.

En conclusion, l'air induit pr  sente de nombreux avantages en ce qui concerne les performances thermiques, mais l'air for  c   apporte une plus grande facilit   pour la maintenance.

Donc Vu les avantages que pr  sente le tirage for  c  , surtout du c  t   maintenance et consommation, on opte pour ce mode de tirage

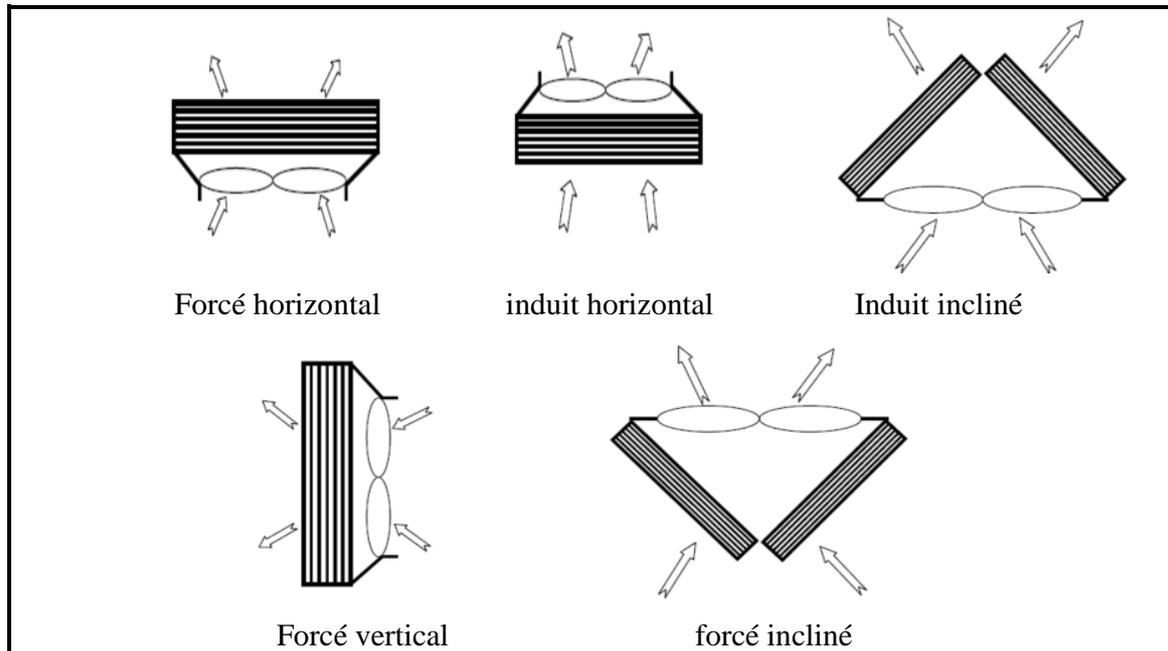


Fig III- 5 : Différentes dispositions des aéroréfrigérants [18]

5.2 Constitution des aéroréfrigérants :

Les aéroréfrigérants sont des appareils de construction simple et peuvent fonctionner pendant de longues périodes sans incidents. La source principale de pannes est le moto-ventilateur parce qu'il constitue un système en mouvement. Ce sont les paliers, les courroies, les enroulements et boîtes à vitesses qui représentent les pannes les plus fréquentes. Ils sont constitués des éléments suivants :

- ✓ Faisceau tubulaire.
- ✓ Collecteur ou système de distribution du fluide chaud
- ✓ Systèmes de ventilation d'air (des ventilateurs).
- ✓ Boîte de distribution d'air (persienne).
- ✓ Système de régulation.
- ✓ Structure métallique de soutien.

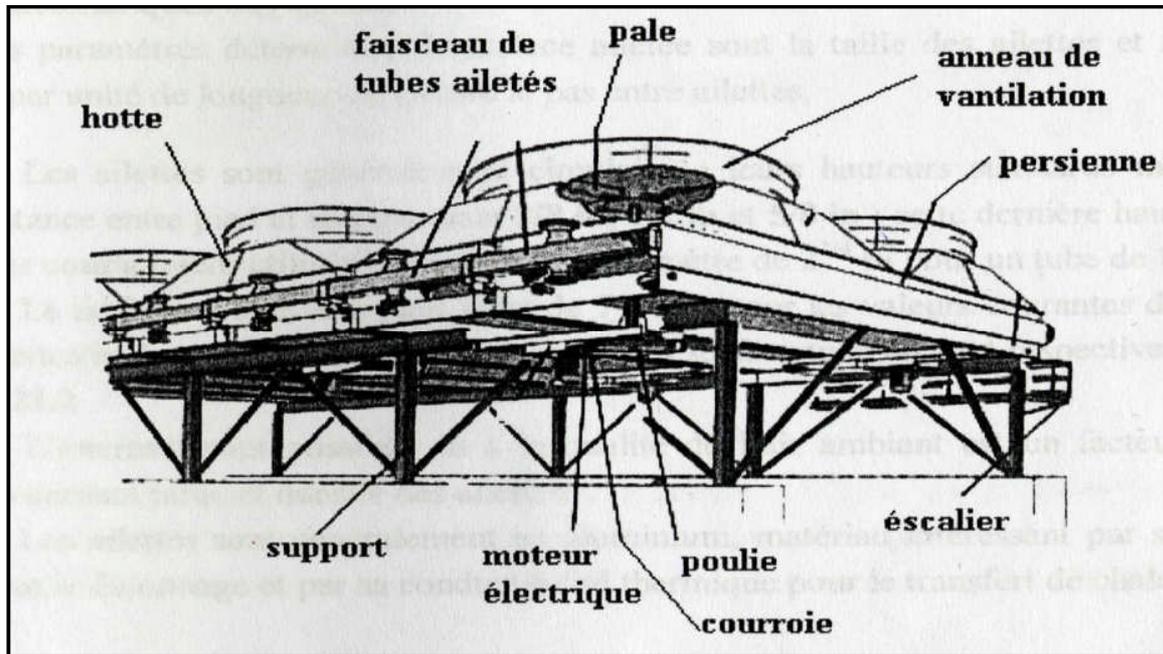


Fig III- 6 : Elements constitutifs d'un aéroréfrigérant

5.2.1 Faisceau tubulaire

Les faisceaux tubulaires sont constitués de tubes généralement à ailettes, de boîtes de distribution (collecteurs) et de châssis assurant la rigidité de l'ensemble.

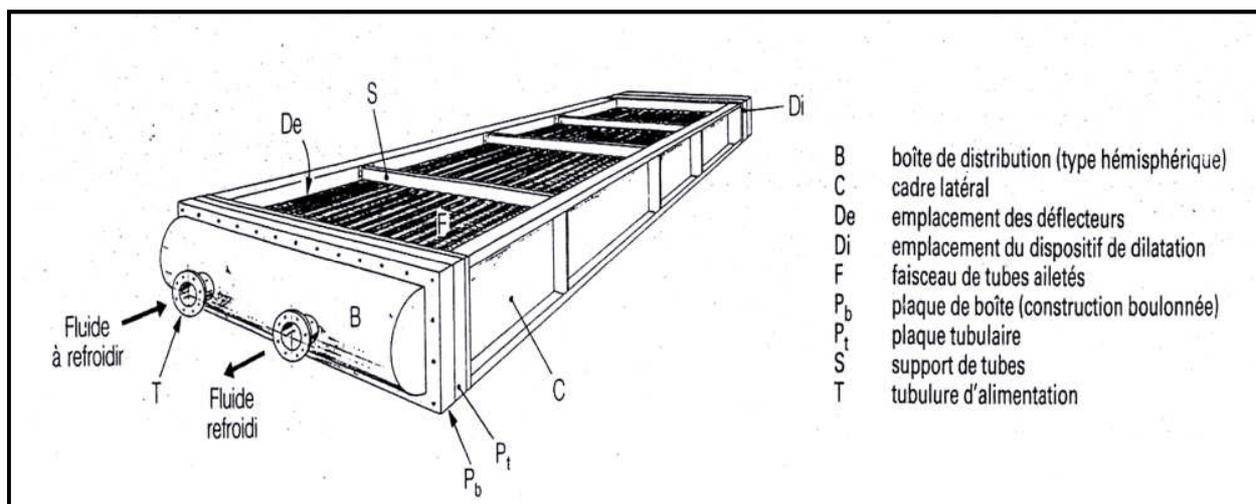


Fig III- 7 : Les éléments constitutifs d'un faisceau tubulaire

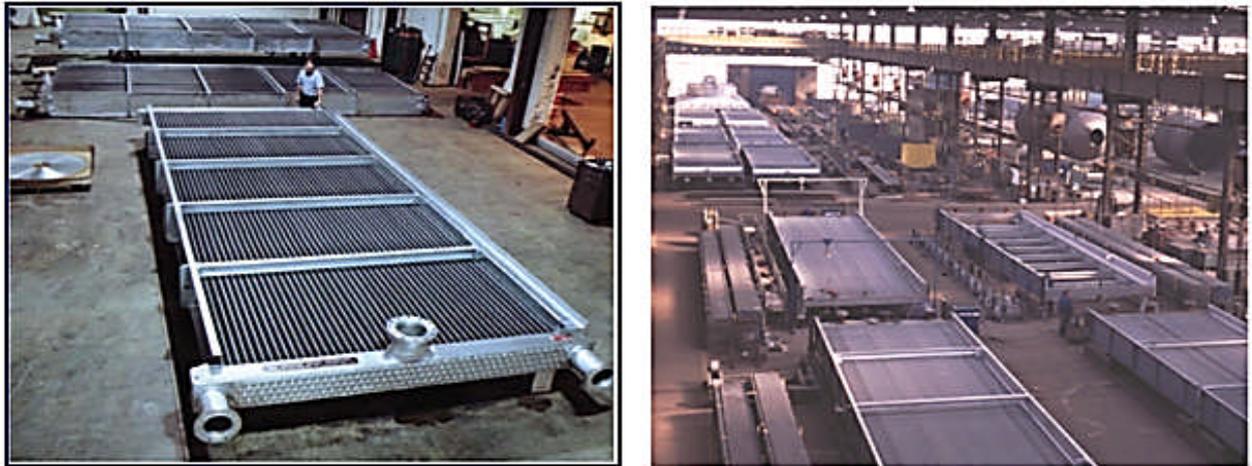


Fig III- 8 : Faisceau d'aéroréfrigérants en construction

D'autres types de faisceaux sont rencontrés notamment pour les faibles puissances,
On cite :

- ✓ Les radiateurs des moteurs.
- ✓ Les batteries d'eau chaude et glacée utilisées dans l'industrie du génie climatique (type ENIEM).
- ✓ Les évaporateurs et les condenseurs de l'industrie du froid. Ces batteries peuvent être réalisées à l'aide d'un serpentins en tube de cuivre, d'aluminium ou d'acier à travers lequel des tôles d'aluminium jouant le rôle d'ailettes ont été enfilées.

5.2.2 Tubes à ailettes :

5.2.2.1 Caractéristiques des tubes :

Les tubes nus de base sont choisis parmi les tubes d'échangeurs normalisés. Le diamètre nominal le plus utilisé est le 1 in (25,4 mm) avec une épaisseur minimum définie par une jauge BWG 14 pour l'acier au carbone, BWG 16 pour les aciers inoxydables. Des diamètres plus élevés 1,25 in (31,75 mm) ou 1,5 in (38,1mm) peuvent également être utilisés pour l'adaptation aux exigences de pertes de charge allouées.

Les épaisseurs de paroi des tubes varient avec le matériau. Dans certains cas avec la pression de service et la température de fonctionnement (La jauge est choisie en fonction de la pression de service).

5.2.2.2 Caractéristiques des ailettes :

Les paramètres déterminant la surface ailette sont la taille des ailettes et le nombre d'ailettes par unité de longueur ou encore le pas entre les ailettes.

- Le diamètre extérieur des ailettes varie de 50.8mm à 63.5mm. Le diamètre le plus utilisé est de 57mm (2.25in). Le nombre d'ailette/m peut varier de 275 à 433.

- Les ailettes sont généralement circulaires ; leurs hauteurs standards mesurant la distance entre pied et sommet sont 3/8 in (9,52mm), 1/2 in (12,7mm) et 5/8 in (15,87mm) ; cette dernière hauteur est la plus couramment utilisée et conduit à un diamètre de tube de 25,4mm.
- L'épaisseur de l'ailette est d'environ 0.4mm. Les longueurs courantes de tube sont de 6.08m   9.15m.

Les ailettes sont de formes circulaires, carrées rectangulaires ou hexagonales etc. Ce sont des éléments monoblocs (extrudés   même le tube), ou rapportés et montés forcés sur les tubes, soit en L, soit en hélice, soit soudés ou encastrés. Elles sont réalisées dans le même matériau que le tube ou en matériau diff rent. Ils existent plusieurs types d'ailettes selon la liaison mécanique entre l'ailette et le tube [18].

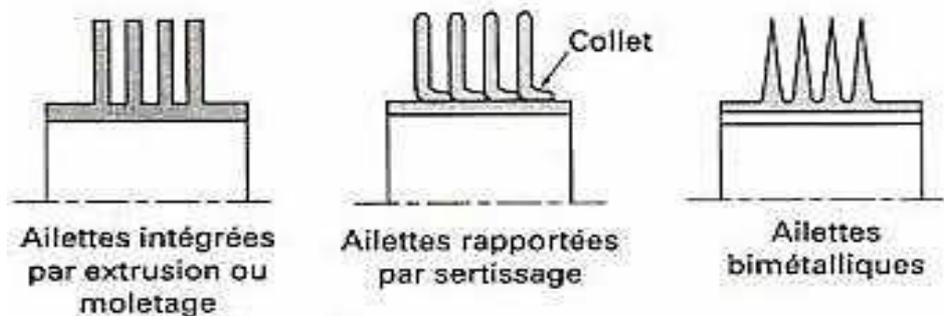


Fig III- 9 : Disposition des ailettes circulaires sur les tubes [18]

5.2.2.3 Distributeurs ou collecteurs

Les boîtes ou collecteurs permettent d'introduire et de répartir le fluide chaud à l'intérieur des tubes et de récupérer le fluide réfrigéré ou condensé à la sortie.

La répartition du fluide en une ou plusieurs passes est assurée par des plaques de séparation soudées. Les tubulures d'entrées et de sortie du fluide chaud sont soudées sur les boîtes ou collecteurs.

Différents types de boîtes ou collecteurs peuvent être adaptés aux conditions de service et impératifs de maintenance.

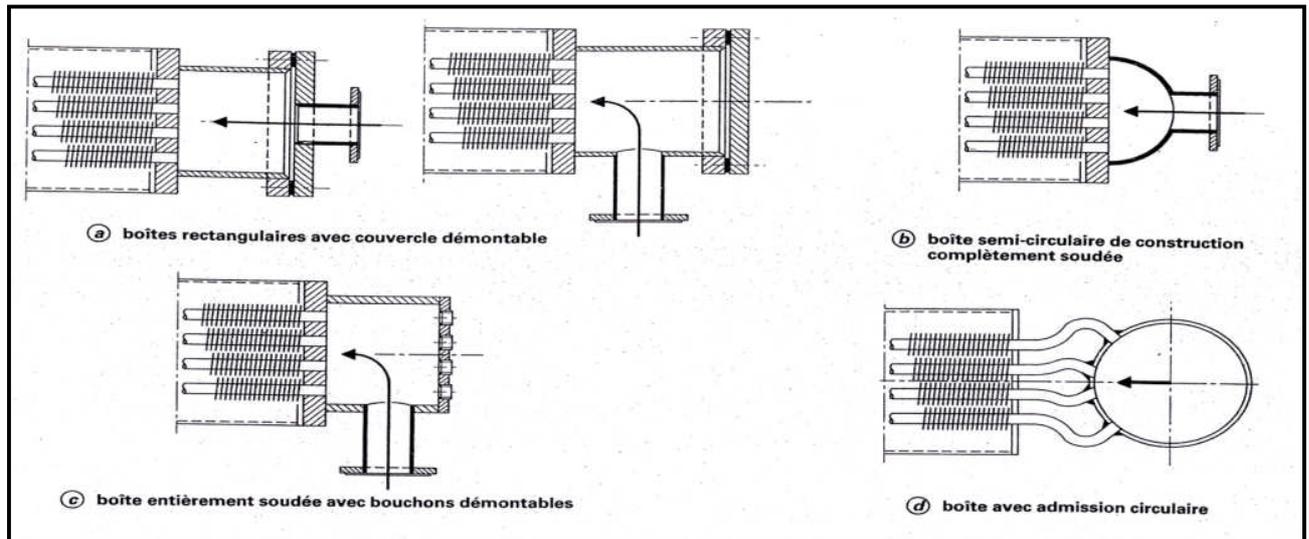


Fig II-10 : Diff rent types de collecteurs

6 Les systèmes de Ventilation :

Les systèmes de ventilation comportent des ventilateurs entraînés par des moteurs et des dispositifs de réglage de débit d'air.

6.1 Les ventilateurs :

La distribution d'air froid ambiant sur les faisceaux tubulaires est assurée par la rotation des ventilateurs axiaux dont le diamètre est de 2 à 5,5 m. Le rotor comprend un moyeu monté sur l'arbre du ventilateur, des pales montées sur le moyeu et dans certains cas un mécanisme de commande.

Les pales, au nombre de 4 à 6, sont en aluminium, en alliage léger ou en résine polyester armée de fibres de verre.

Afin d'obtenir une distribution d'air correct sur toute l'aire faciale des faisceaux, la surface occupée par les ventilateurs doit être au minimum égale à 40% de cette aire faciale.

6.1.1 La fonction ventilation :

On définit la vitesse faciale comme étant la vitesse normale d'entrée à travers la surface faciale du faisceau ailette.

Pour assurer une bonne distribution de l'air à travers le faisceau, le ventilateur doit être situé à une distance égale à la moitié de son diamètre. La surface ventilée par les pôles ne doit pas être inférieure à 40% de la surface faciale du faisceau, ce qui nous permet de donner des limites du rapport de la surface faciale sur la surface du ventilateur recommandées pour une bonne distribution de l'air comme suit :

$$1,8 < \frac{S_F}{S_V} < 2,6$$

Les ventilateurs peuvent être de grands diamètres (Jusqu'à 5 m) et vitesse de rotation faible (50m/s en bout de pôles pour 5m de diamètre). Les pôles sont, au nombre de 4 à 6 en alliage léger ou en résines de polyester armées de fibres de verre, sont en aluminium, en alliage léger ou en résine polyester armée de fibres de verre.

Le coût et le débit volume d'air augmentent lorsque le nombre de pôles augmente. Si le débit reste inchangé, il est intéressant de réduire la vitesse de rotation en augmentant le nombre de pôle, ce qui a pour effet de réduire le bruit du ventilateur et d'augmenter le rendement

6.1.2 Puissance du ventilateur :

La consommation d'énergie pour les ventilateurs axiaux installés sur des aéroréfrigérants est le plus souvent de l'ordre de 1% à 3% de la puissance thermique dégagée. Une puissance plus grande deviendrait économiquement mauvaise.

6.2 Dispositifs de réglage de débit d'air :

6.2.1 Réglage du calage des pales :

Le calage est effectué à l'arrêt par rotation du pied de pale sur le moyeu, la position étant maintenu par un dispositif de serrage. Le calage peut être aussi effectué par un servomoteur en cours de fonctionnement du ventilateur, dit à pales auto variables.

L'ajustement du débit d'air consécutif au calage permet une régulation de la température de sortie du fluide réfrigéré.

6.2.2 Réglage de la vitesse de rotation :

La vitesse de rotation peut être modifiée en utilisant soit des moteurs à deux vitesses, soit des moteurs à vitesse variable lorsqu'une régulation est imposée.

6.2.3 Réglage par persienne:

Des persiennes sont placées dans le sens de la largeur au-dessus des faisceaux. Leur ouverture est variable, ce qui permet d'obstruer plus ou moins la section offerte à la sortie de l'air.

L'ouverture des persiennes peut être réglée manuellement ou automatiquement par un système de régulation comparable à celui utilisé pour les ventilateurs à pales auto variables.

6.3 Les moteurs et systèmes de transmission :

Des moteurs électriques sont généralement utilisés pour l'entraînement des ventilateurs ces moteurs fournissent la puissance nécessaire aux ventilateurs pour assurer le débit d'air désiré.

L'entraînement peut se faire par des moteurs électriques, à gaz, à essence, à systèmes hydrauliques ou par des turbines à vapeur. Les moteurs électriques sont de loin les plus utilisés. La transmission de puissance du moteur au ventilateur peut être :

- ☞ Direct : l'arbre du ventilateur est relié directement au moteur.
- ☞ Indirect : soit par poulies et courroies, soit par engrenages.

La transmission par poulies et courroies est utilisée jusqu'à des puissances de 22 Kw; si les courroies sont crantées, elles peuvent transmettre de plus grands couples de torsion et des puissances jusqu'à 37 kW. Au-delà, la transmission par engrenage est nécessaire.

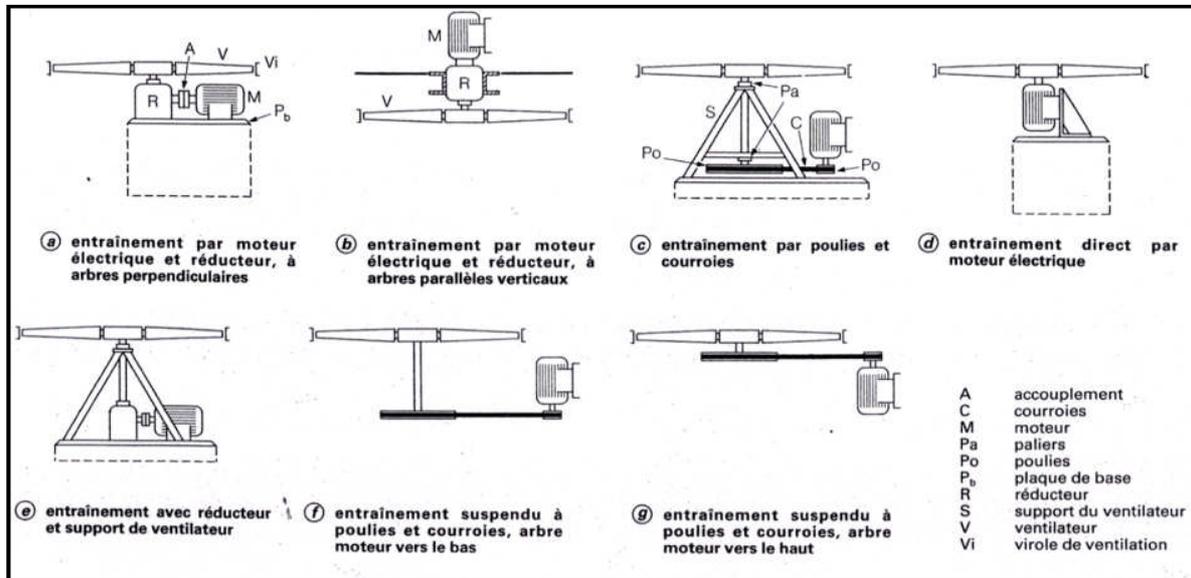


Fig III- 11 : Différentes dispositions des ventilateurs

7 Structure :

Les structures sont constituées de charpente, poutres mécaniques et longerons divers pour supporter les faisceaux, les ensembles moto-ventilateurs et les passerelles d'accès. Permettant les manœuvres et la maintenance.

CHAPITRE IV

Étude thermique de
l'aéroréfrigérant

1 Introduction :

En période estivale, l'aéroréfrigérant de la centrale électrique HAMMA II, qui assure le refroidissement de l'eau provenant de l'alternateur, présente un dysfonctionnement. Cette station mise en service depuis 2002 et n'ayant subi aucun entretien, l'encrassement des tubes semble être la cause de l'échauffement excessif de l'eau de refroidissement.

C'est pourquoi, dans cette partie, il sera question de voir le comportement thermique de l'aéroréfrigérant au regard des résistances d'encrassement des tubes pour différentes températures d'entrée d'eau et d'air.

2 Méthode de calcul

La caractérisation d'un échangeur passe par un calcul thermique qui peut être évalué par deux méthodes

- la méthode de la différence moyenne logarithmique des températures entre l'entrée et la sortie de l'échangeur notée DTLM
- la méthode du nombre d'unité de transfert NUT, il est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur

Les deux méthodes permettent d'aboutir au même résultat, cependant la méthode DTLM demande la connaissance des températures d'entrée et de sortie dans certains cas, cette méthode requiert un calcul itératif. La méthode NUT par contre permet souvent un calcul direct par connaissance des conditions à l'entrée.

Le calcul est basé sur :

L'appui sur certaines hypothèses qui sont :

- le régime de fonctionnement est supposé permanent.
- Les propriétés des fluides sont en fonction des températures
- Les deux fluides sont monophasiques (ils ne changent pas de phase)

La connaissance des variables d'entrées :

- La température d'entrée des deux fluides (eau, air)
- Les débits des deux fluides
- La géométrie de l'échangeur

Le calcul nous permet de déterminer les variables de sortie à savoir :

- Les températures de sorties des deux fluides

3 Calculs thermique :

3.1 Modélisation de l'échangeur

Nous allons présenter dans cette partie, sous forme d'organigramme, la procédure de calcul des paramètres de sortie du modèle. Pour ce faire, on fait appel à la méthode DTLM puis à la méthode NUT.

Pour valider notre méthode de calcul nous procédons à un dimensionnement des aéroréfrigérants de la centrale Hamma II en utilisant les données du constructeur (ANSALDO). Sachant que les aéroréfrigérants de la centrale Hamma II fonctionnent seulement avec 2 cellules (4 faisceaux), 3 cellules (6 faisceaux) dans les cas les plus défavorables (cas été) sont nécessaire. Les faisceaux de l'aéroréfrigérant étant semblables, les calculs sont effectués pour un seul faisceau.

Ce dernier est caractérisé par

Longueur $L_t = L_f = 12,8$ m

Largeur $l_f = 2,8$ m

Avec 5 rangés (N_r) de 40/41 tubes à ailettes pour chaque rangé (N_t/r) avec deux passes.

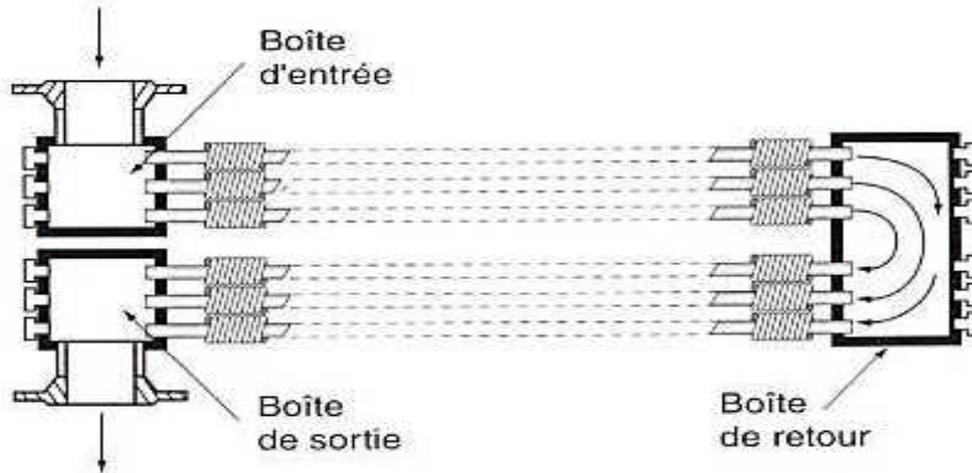


Fig IV- 1 : Faisceau a 2 passes, collecteur à boîte séparé [18]

3.2 Configuration d'écoulement étudié

La configuration de l'écoulement étudié où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse V_a sur la paroi des tubes qui sont arrangés en lignes. A l'intérieur des tubes, l'eau s'écoule avec une vitesse V_e . Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Le fluide non brassé est canalisé alors que l'autre fluide circule librement et peut être considéré comme partiellement brassé. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Les échangeurs à courants croisés sont plus compacts et plus efficace pour un même volume donné.

3.3 La méthode DTLM

L'expression de DTLM peut être déterminée en faisant un bilan énergétique pour un échangeur à courants parallèles.

a- Echangeur à co-courant

Le flux de chaleur échangé à travers la paroi :

$$d\phi = K. (T_c - T_f). dS \tag{IV.1}$$

Le flux de chaleur cédé ou reçu :

$$d\phi = - \dot{m}_c . C_{p_c} . dT_c = \dot{m}_f . C_{p_f} . dT_f \tag{IV.2}$$

Ce qui conduit à

$$- d \frac{d\phi}{\dot{m}_c . C_{p_c}} = dT_c \tag{IV.3}$$

$$\text{Et } \frac{d\phi}{\dot{m}_f . C_{p_f}} = dT_f \tag{IV.4}$$

En combinant ces deux dernières relation, il vient que :

$$d(T_c - T_f) = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c \cdot C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot C_{p_f}} \right) \cdot d\phi \quad (IV.5)$$

Par ailleurs, tenant compte de l'expression (IV.1) on obtient :

$$d(T_c - T_f) = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c \cdot C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot C_{p_f}} \right) \cdot K \cdot (T_c - T_f) \cdot ds \quad (IV.6)$$

Laquelle devient :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K \cdot \left(\frac{1}{\dot{m}_c \cdot C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot C_{p_f}} \right) \cdot ds \quad (IV.7)$$

L'intégration de cette dernière relation entre l'entrée et la sortie de l'échangeur conduit à :

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c \cdot C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot C_{p_f}} \right) \cdot K \cdot S \quad (IV.8)$$

En outre, en intégrant l'expression (IV.2) entre l'entrée et la sortie de l'échangeur il apparaît que :

$$\phi = \dot{m}_a \cdot c_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \quad (IV.9)$$

Et
$$\phi = \dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (IV.10)$$

La relation (IV.8) combinée avec les expressions (IV.9) et (IV.10) permet d'écrire

$$\phi = K \cdot S \cdot \Delta TLM \quad (IV.11)$$

Où

$$\Delta TLM = \frac{-(T_{ce} - T_{fe}) + (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)} \quad (IV.12)$$

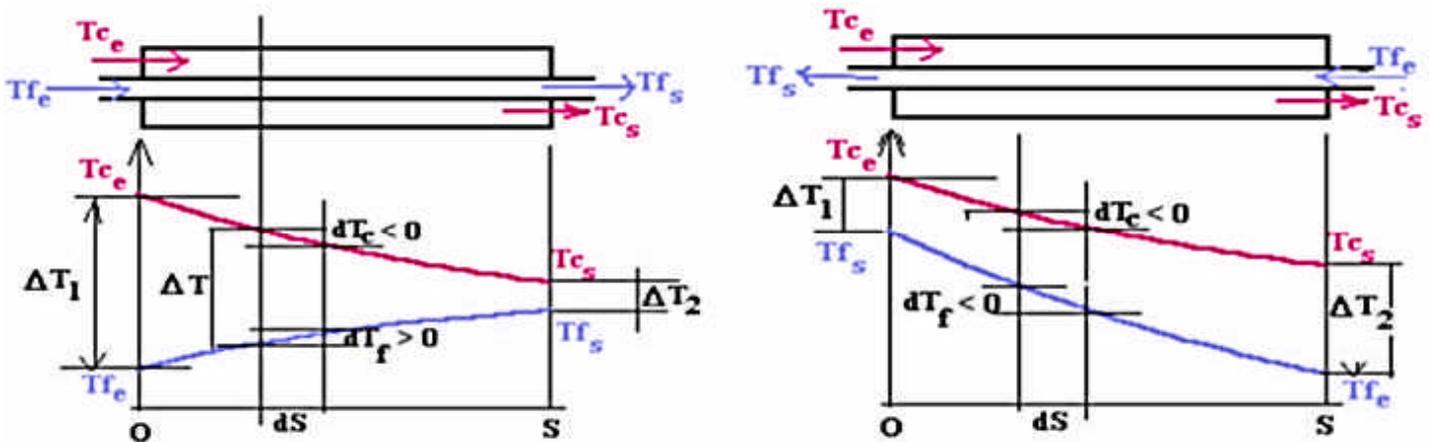


Fig IV-2: Evolution des températures le long des échangeurs co-courant et contre-courant

b-échangeur à courant croisé

Pour le cas d'un écoulement de fluide à courants croisés l'expression du flux de chaleur établie pour le cas d'un écoulement à courants croisés est affectée d'un facteur de correction. Ce qui permet d'écrire :

$$\phi = f. K. S. \Delta TLM$$

Nombre de rangs (Nr)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tubes alignés	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1
Tubes quinconçés	0.50	0.74	0.82	0.88	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1

Tableau(IV.1) : facteur correctif « f » pour Nr ≥ 10

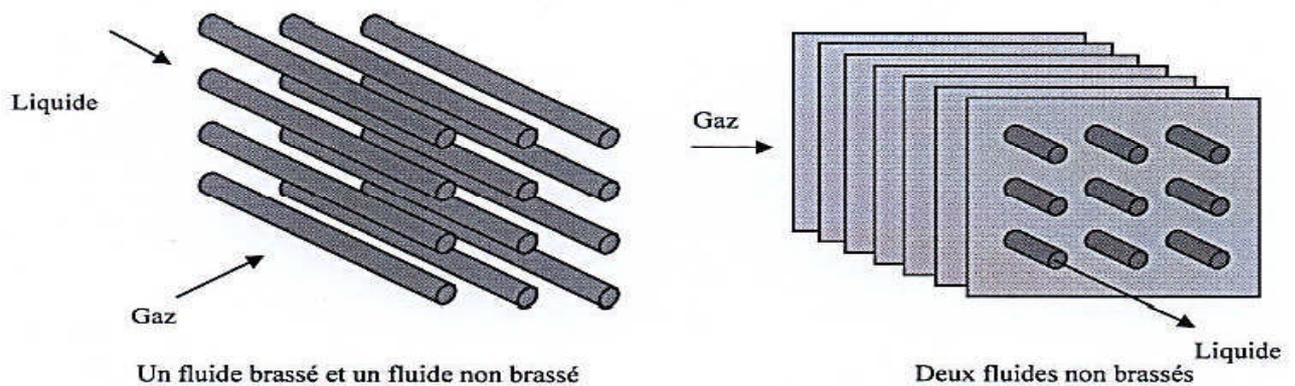


Fig IV- 3 : Echangeur à courant croisé

3.4 Propriétés thermophysiques des fluides

- **La température moyenne de l'eau :**

Pour évaluer les flux thermiques dans un échangeur, on est évidemment appelé à faire intervenir les caractéristiques thermophysiques des fluides ρ (masse volumique en kg.m^{-3}), μ (viscosité dynamique en $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$), λ (conductivité thermique en $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$), et C_p (chaleur spécifique en $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Bien entendu, la seule manière rigoureuse de traiter un problème d'écoulement avec couplage thermique est de résoudre localement le système d'équations de quantité de mouvement et d'énergie en tenant compte des lois de variations $\rho(T)$, $\mu(T)$,... etc. Cependant, travailler avec une échelle globale, qui tient compte des grandeurs moyennes donne aussi des résultats satisfaisants. Cela revient à adopter, de façon plus au moins conventionnelle, une température de référence à laquelle seront évaluées les caractéristiques thermophysiques des fluides mis en jeu.

Le choix de cette référence a un impact d'autant significatif que les fluides sont davantage thermodépendants, ou que les gradients de températures (c'est-à-dire les flux thermiques) sont

plus élevés. La question est malheureusement parfois un peu embrouillée, il est important de dégager des options logiques. Habituellement les schémas opératoires retenus, consistent à considérer comme référence :

$$T_m = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} \quad (IV.13)$$

- **La température du film d'air :**

$$T_{fa} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad (IV.14)$$

- **Les propriétés thermophysiques de l'eau [A]:**

$$\mu_e = (0,002T_m^2 + 0,3389T_m + 17,199)10^{-4} \quad (IV.15)$$

$$\lambda_e = 10^{-5}T_m^2 + 0,0022T_m + 0,5589 \quad (IV.16)$$

$$\rho = -0,0038T_m^2 - 0,093T_m + 1001,4 \quad (IV.17)$$

$$C_{pe} = 4186$$

- **Les propriétés thermophysiques de l'air [A] :**

$$\mu_a = (0,004T_{fa} + 1,8343)10^{-5} \quad (IV.18)$$

$$C_{pa} = 0,004T_{fa}^2 - 0,0274T_{fa} + 1004 \quad (IV.19)$$

$$\rho_a = 10^{-5}T_{fa}^2 - 0,0045T_{fa} + 1,2912 \quad (IV.20)$$

$$\lambda_a = 0,026$$

3.5 Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur

Le coefficient de transfert thermique ou coefficient de transmission thermique est un coefficient quantifiant le flux d'énergie traversant un milieu, par unité de surface, de volume ou de longueur. L'inverse du coefficient de transfert thermique est la résistance thermique. C'est un terme important dans l'équation d'un transfert thermique et permet d'indiquer la facilité avec laquelle l'énergie thermique passe un obstacle ou un milieu

- **coefficient d'échange global K**

Le coefficient global d'échange thermique est l'inverse de la résistance globale qui, elle, est une combinaison des résistances partielles des différents domaines traversés par l'énergie transférée.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left(\frac{e_t}{\lambda_t}\right) + \frac{1}{h_e}} \quad (IV.21)$$

- **Évaluation du coefficient d'échange convectif interne (hi) du côté eau**

Pour déterminer le coefficient convectif **hi** on introduit quatre nombre sans dimension :

- **Le nombre de Reynolds :**

Il est donné par la relation suivante :

$$Re_e = \frac{\rho_e \cdot V_e \cdot D_h}{\mu_e} \quad (IV.22)$$

avec $Re_e > 3000$ En régime turbulent

D_h : Le diamètre hydraulique

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (IV.23)$$

Avec :

S : section de passage du fluide
P : périmètre mouillé par le fluide

Ve : vitesse de l'écoulement

$$Ve = \frac{\dot{m}_e}{\rho_e \cdot Sp} \quad (IV.24)$$

Sp : section de passage de l'eau

$$Sp = \frac{Nf \cdot Ntf \cdot \pi \cdot Di^2}{4 \cdot Np} \quad (IV.25)$$

- **Le nombre de Prandtl :**

C'est le rapport de deux diffusivités (quantité de mouvement et thermique) est donné par la relation suivante :

$$Pre = \frac{\mu_e \cdot c_{pe}}{\lambda_e} \quad (IV.26)$$

- **Le nombre de Nusselt :**

Il existe une multitude de corrélations permettant d'évaluer le nombre de Nusselt, la corrélation proposée par Colburn utilisée pour un écoulement turbulent des fluides à l'intérieur des tubes est la plus utilisées [9]

$$Nue = 0,023 \cdot Re_e^{0,8} Pre^{1/3} \quad \text{avec} \quad Re_e > 3000 \quad (IV.27)$$

Donc :

$$hi = \frac{0.023 \cdot Re_e^{0,8} Pre^{1/3}}{Di} \lambda_e \quad (IV.28)$$

- **Evaluation du coefficient d'échange convectif externe (he) côté air**

Il est important de calculer le coefficient de convection côté air étant donné que c'est l'air qui contrôle le transfert thermique.

- **Nombre de Nusselt :**

On cite ici la corrélation qui possède des domaines de validité étendus pour un faisceau de tubes ailetés quinconcés proposé par **Briggs et Young**. Cette formule est la plus utilisée dans le calcul thermique des aéroréfrigérants [13], [16]

$$Nua = 0,134 \cdot Re_a^{0,681} Pra^{1/3} \frac{E^{-0,2}}{Ha} \frac{E^{0,1134}}{ea} \quad (IV.29)$$

Pour $1000 < Re_a < 10000$

Avec :

ea : épaisseur de l'ailette
Ha : hauteur de l'ailette
E : pas de l'ailette

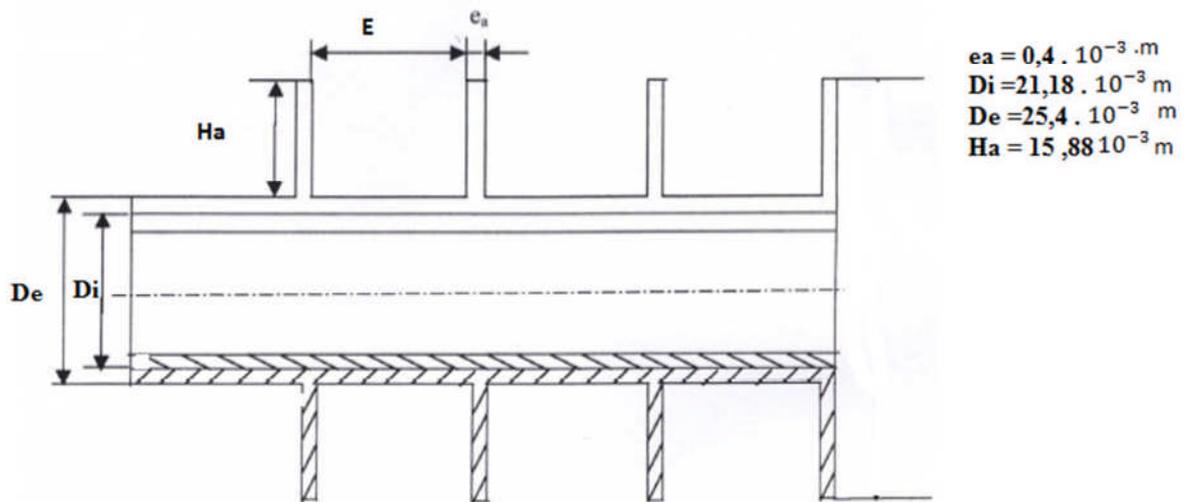


Fig IV- 2 : Tube à ailettes

- Le nombre de Prandtl :

$$Pra = \frac{\mu_a \cdot c_{pa}}{\lambda_a} \tag{IV.30}$$

- Le nombre de Reynolds :

$$Rea = \frac{V_{mR} \cdot D_{ha}}{\mu_a} \tag{IV.31}$$

Avec :

V_{mR} : vitesse massique de l'aire

$$V_{mR} = \frac{\dot{m}_a}{S_{pa}} \tag{IV.32}$$

D_{ha} : diamètre hydraulique

$$D_{ha} = \frac{4V}{S_t} \tag{IV.33}$$

S_{pa} : surface de passage de l'air

$$S_{pa} = L_t \cdot L_f - \frac{2 \cdot ea \cdot Ha \cdot N_{ta} + De \cdot N_{tf} \cdot L_t}{5} \tag{IV.34}$$

Calcul des surfaces d'échange :

- Surface totale des ailettes :

$$S_a = \frac{\pi}{4} \cdot (D_a^2 - D_i^2) \cdot 2\pi \cdot D_a \cdot ea \cdot N_{ta} \tag{IV.35}$$

- Surface externe sans ailettes :

$$Se = \pi. De. Lt. Ntf - \pi. De. ea. Na \tag{IV.36}$$

- Surface interne d'échange :

$$Si = \pi. Di. Lt. Ntf. Nf \tag{IV.37}$$

- Surface totale d'échange :

$$St = Sa + Se \tag{IV.38}$$

Le coefficient d'échange convectif externe **he** est :

$$he = \frac{0,134Rea^{0,681}Pra^{1/3} \frac{E}{Ha}^{-0,2} \frac{E}{ea}^{0,1134} \lambda_a}{Dha} \tag{IV.39}$$

• **Évaluation du coefficient d'échange global K :**

Après avoir évalué les différentes valeurs moyennes des coefficients d'échange convectif interne (entre l'eau et la surface d'échange interne des tubes) et externe (entre l'air et la surface d'échange externe), on peut calculer la valeur du coefficient global d'échange K relatif à notre échangeur.

$$K = \frac{1}{\frac{St}{hi \cdot Si} + \frac{St \cdot \text{Log} \frac{De}{Di}}{2\pi \cdot \lambda_t \cdot Lt \cdot Ntf} + \frac{St}{Si} \cdot Ri + Re + \frac{1}{he \cdot \eta_G}} \tag{IV.40}$$

- η_G** : Efficacité globale de l'ailette.
- Re** : Résistance d'encrassement externe.
- Ri** : Résistance d'encrassement interne.

En effet, l'encrassement des équipements de transfert de chaleur est un phénomène prépondérant dans la réduction de leurs performances. Même si l'encrassement est un problème réel, il peut être contrôlé et son traitement doit être planifié.

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle l'utilisation de l'échangeur pour cela on distingue :

- Encrassement particulier,
- Entartrage,
- Corrosion,
- Encrassement biologique,
- Encrassement des particules par réaction chimique,
- Encrassement par solidification.

Dans notre cas à la centrale électrique HAMMA II on trouve une résistance d'encrassement du type entartrage dans les faisceaux tubulaires de l'aéroréfrigérant. L'encrassement à l'intérieur des tubes dus à la production d'un solide cristallin à partir de l'eau circulant à l'intérieur. L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes

et dures sur les surfaces d'échange (les tubes).on trouve aussi l'encrassement de faible influence à l'extérieur des tubes due à l'accumulation des micro-organismes tel que les bactéries, les algues et les champignons qui se développent avec l'apport de nutriment mais surtout dus aux changement de conditions physiques ambiantes (PH, humidité ,température). L'encrassement dans les tubes de l'aéroréfrigérant induit, certain nombre d'effets non négligeable ainsi :

- La diminution du coefficient de transfert thermique.
- Faible écart de températures entre l'entrée et la sortie de l'eau (faible échange).
- Augmentation des consommations énergétiques qui peut engendrer des pannes des équipements
- Des pertes de production liées aux arrêts d'exploitations

De tous cela on a intérêt à maintenir les tubes en bonne état et un nettoyage obligatoire pour se débarrasser de ces particules qui forment l'encrassement [15]

- Calcul de l'efficacité de l'ailette η [10] :

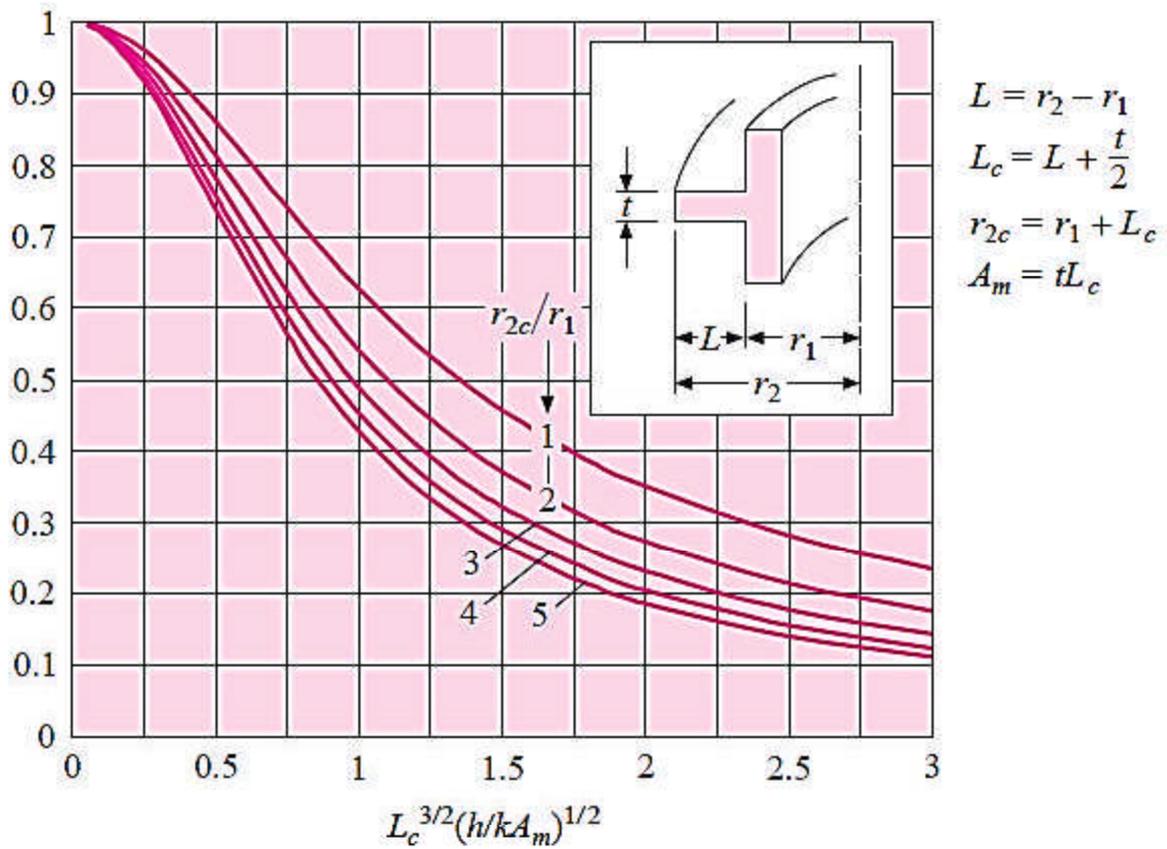


Fig IV- 3 : Efficacités des ailettes circulaires d'un profil rectangulaire [10]

$$r_1 = \frac{De}{2} \tag{IV.41}$$

$$L_c = Ha + \frac{ea}{2} \tag{IV.42}$$

$$r_2 = r_1 + L_c \tag{IV.43}$$

$$A_m = ea + L_c \tag{IV.44}$$

$$x = L_c^{2/3} \cdot \frac{he}{K_a \cdot A_m}^{1/2} \tag{IV.45}$$

$$\eta = 0,026x^5 - 0,2311x^4 - 0,7249x^3 - 0,8574x^2 - 0,1241x + 0,9999 \tag{IV.46}$$

Calcul de l'efficacité globale de l'ailette η_G

$$\eta_G = \frac{Se}{St} + \eta \cdot \left(1 - \frac{Se}{St}\right) \tag{IV.47}$$

- Le flux échangé par le faisceau est déduit par la relation suivante :

$$\phi = K. St. DTLM \quad (IV.48)$$

Par la procédure d'itération on calcule DTLM

$$DTLM = \frac{(T_{ce}-T_{fs})-(T_{cs}-T_{fe})}{\text{Log}\frac{T_{ce}-T_{fs}}{T_{cs}-T_{fe}}} \quad (IV.49)$$

De cette manière on arrive à calculer les températures de sortie des deux fluides

$$T_{fs_1} = \frac{\phi}{m_a.C_{pa}} + T_{fe} \quad (IV.50)$$

$$T_{cs_1} = T_{ce} - \frac{\phi}{m_e.C_{pe}} \quad (IV.51)$$

3.6 Organigramme de calcul :

Le programme détaillé de calcul des températures de sortie d'eau et d'air se présentent dans l'organigramme suivant.

Début

$m_e=244.8/6$ $m_a=837.72/6$ $l_f=2.8$
 $l_f=13.5$ $l_t=12.8$, $D_i=0.02118$ $D_e=0.0254$,
 $E_t=0.00211$, $P_t=0.065$, $PI=0.0563$

 $Da=0.05715$, $ea=0.0004$, $Ntf=203$ $Nf=1$,
 $Nr=5$, $Na=433$, $Np=2$ $Ha=0.01588$;
 $Ct=51$; $E=0.001909$ $Ka=217$; $j=Pt/2$;
 $Tce=50.99$, $Tfe=40$; $Tfs=46,1$ $Tcs=46$

Initialisation

T_{cs} , T_{fs}
 $DTs0 = Tce - Tfs$ et $DTf0 = Tce - Tfe$

$Tm = \frac{Tce+Tcs}{2}$ $Tfa = \frac{Tfe+Tfs}{2}$

Propriétés thermophysique de l'air

$\mu_a = (0,004Tfa + 1,8343)10^{-5}$
 $Cpa = 0,004Tfa^{-2} + 0,0274Tfa + 1004$
 $\rho_a = 10^{-5}Tfa^2 - 0,0045Tfa + 1,2912$
 $Cpa = 0,026$

Propriétés thermophysique de l'eau

$\mu_a = (0,002Tm^2 + 03389Tm + 17,199)10^{-4}$
 $\lambda_a = 10^{-5}Tm^2 + 0,0022Tm + 0,5589$
 $\rho_a = 0,0038Tm^2 - 0,093Tm + 1001,4$
 $Cpe = 4186$

$$Dh = \frac{4S}{P}$$

$$Sp = \frac{Nf.Ntf.\pi.Di^2}{4.Np}$$

$$Ve = \frac{\dot{m}_e}{\rho_e.Sp}$$

$$Pre = \frac{\mu_e.cpe}{\lambda_e}$$

$$Ree = \frac{\rho_e.Ve.Dh}{\mu_e}$$

$$Nue = 0,023.Ree^{0,8}Pre^{1/3}$$

$$hi = \frac{0,023.Ree^{0,8}Pre^{1/3}.\lambda_e}{Di}$$

$$V = lf.Lt.Pt(Nr - 1)$$

$$Nta = Na.Ntf.Lt$$

$$Sa = \frac{\pi}{4}.(Da^2 - Di^2).2\pi.Da.ea.Nta$$

$$Se = \pi.De.Lt.Ntf - \pi.De.ea.Na$$

$$Si = \pi.Di.Lt.Ntf.Nf$$

$$St = Sa + Se$$

$$Dha = \frac{4V}{St}$$

$$VmR = \frac{\dot{m}_a}{Spa}$$

$$Spa = Lt.Lf - \frac{2.ea.Ha.Nta + De.Ntf.Lt}{5}$$

$$Rea = \frac{VmR.Dha}{\mu_a}$$

$$Pra = \frac{\mu_a.cpa}{\lambda_a}$$

$$he = \frac{0,134Rea^{0,681}Pra^{1/3} \frac{E}{Ha}^{-0,2} \frac{E}{ea}^{0,1134} \lambda_a}{Dha}$$

$$\eta_G = \frac{Se}{St} + \eta \cdot \left(1 - \frac{Se}{St}\right)$$

$$K = \frac{1}{\frac{St}{hi.Si} + \frac{St.Log \frac{De}{Di}}{2\pi.\lambda_t.Lt.Ntf} + \frac{St}{Si}.Ri + Re + \frac{1}{he.\eta_G}}$$

$$DTLM = \frac{(Tce - Tfs) - (Tcs - Tfe)}{\log \frac{Tce - Tfs}{Tcs - Tfe}}$$

$$\phi = f.K.St.DTLM$$

$$Tfs_1 = \frac{\phi}{m_a.Cpa} + Tfe$$

$$Tcs_1 = Tce - \frac{\phi}{m_e.Cpe}$$

$Tcs=Tcs1$
 $Tfs=Tfs1$

NON

OUI

$|Tfs_1 - Tfs| < 10^{-3}$
 $|Tcs_1 - Tcs| < 10^{-3}$

Afficher
 $Tcs_1=Tcs$ $Tfs_1=Tfs$

3.7 La méthode NUT :

On appelle nombre d'unité de transfert, noté NUT, le rapport adimensionnel $NUT = \frac{KS}{C_{min}}$, le NUT représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur.

Après qu'on a calculé le coefficient d'échange globale K de la même manière que la méthode DTLM maintenant on a besoin de calculer:

- Le rapport $Z = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ (IV.52)
- L'efficacité de l'échangeur ε
- Le flux de chaleur maximum ϕ_{max}

• **Calcul de flux de chaleur maximum :**

Le flux de chaleur maximum est obtenu lorsqu'un des fluide (capacité thermique la plus faible) sort à la température d'entrée de l'autre. L'expression du flux de chaleur peut être exprimé en égalisant le flux de chaleur cédé par le fluide froid et reçu par le fluide chaud.

$$\phi = \dot{m}_c \cdot Cp_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (IV.53)$$

Donc le flux de chaleur maximum est [14] :

$$\phi_{max} = \dot{m}_c \cdot Cp_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \quad \text{Si} \quad \dot{m}_c \cdot Cp_c < \dot{m}_f \cdot Cp_f \quad (IV.54)$$

$$\phi_{max} = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad \text{Si} \quad \dot{m}_c \cdot Cp_c > \dot{m}_f \cdot Cp_f \quad (IV.55)$$

Si $C_f < C_c$ le fluide froid commande le transfert

$$(C_f = \dot{m}_f \cdot Cp_f \text{ et } C_c = \dot{m}_c \cdot Cp_c) \quad (IV.56)$$

• **Relation entre NUT et efficacité**

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit,..) dans l'échangeur.

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{max}} \quad (IV.57)$$

L'efficacité peut être déterminée directement des abaques si on connaît le NUT ou bien se référer à l'équation convenant le dimensionnement de l'échangeur. Dans notre cas, échangeur à courant croisé avec un fluide non brassé, fluide commandant le transfert (C_{min}) brassé (l'air).

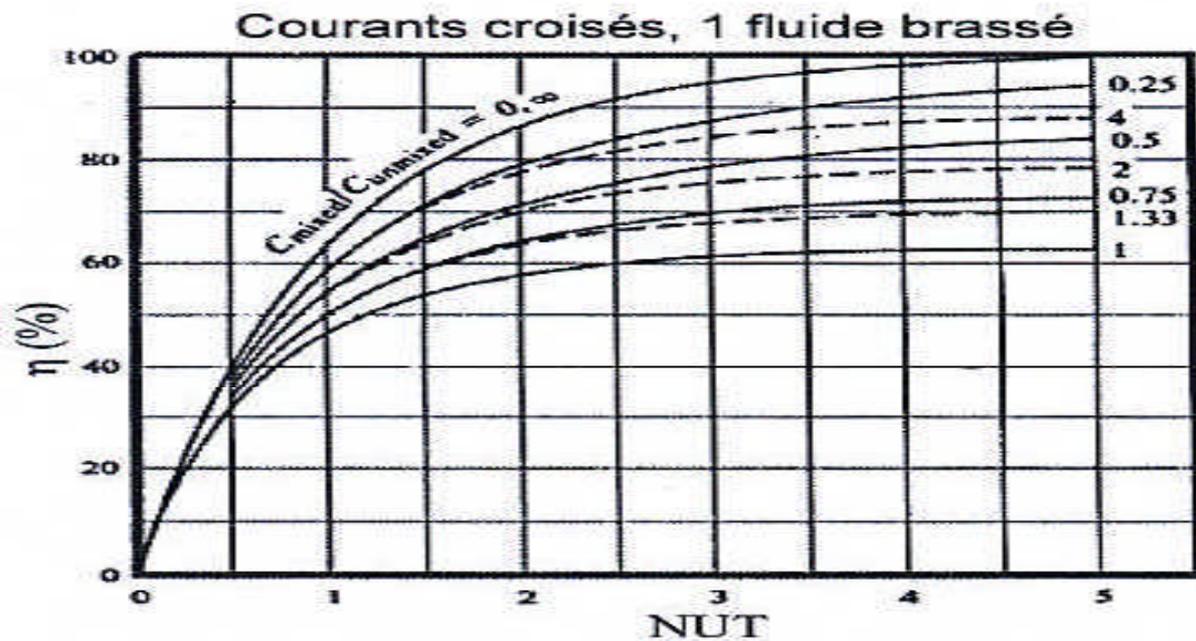


Fig IV- 4: Efficacité d'un échangeur a courant croisé [14]

$$NUT_{max} = \frac{KS}{C_{min}} \tag{IV.58}$$

Pour le cas de deux fluides à contre-courant :

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{Z} [1 - \exp(-Z \cdot NUT_{max})] \right\} \tag{IV.59}$$

$$Z : \text{facteur de déséquilibre} \quad Z = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{IV.60}$$

$$C_{min} = C_{pa} \cdot \dot{m}_a \quad \text{Et} \quad C_{max} = C_{pe} \cdot \dot{m}_e \tag{IV.61}$$

Le brassage d'un fluide a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de son passage.

Brassé : fluide ne circule pas dans des canaux parallèles distincts et de faible section.

Non brassé : fluide circule dans des canaux parallèles distincts et de faible section.

3.8 Organigramme de calcul pour la méthode NUT:

Le programme détaillé de calcul des températures de sortie d'eau et d'air se présente dans l'organigramme suivant.

Début

$m_e=244.8/6$ $m_a=837.72/6$ $l_f=2.8$
 $l_f=13.5$ $l_t=12.8$, $D_i=0.02118$ $D_e=0.0254$,
 $E_t=0.00211$, $P_t=0.065$, $Pl=0.0563$

$Da=0.05715$, $ea=0.0004$, $Ntf=203$ $Nf=1$,
 $Nr=5$, $Na=433$, $Np=2$ $Ha=0.01588$;
 $Ct=51$; $E=0.001909$ $Ka=217$; $j=Pt/2$; $l=PIT$
; $Tce=50.99$ $Tfe=40$; $Tfs1=46.1$; $Tcs1=46$;
 $Tfs=42$ $Tcs=45$

Initialisation

T_{cs} , T_{fs}

$$T_m = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} \quad T_{fa} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2}$$

Propriétés thermophysique de l'air

$$\mu_a = (0,004T_{fa} + 1,8343)10^{-5}$$

$$C_{pa} = 0,004T_{fa}^{-2} + 0,0274T_{fa} + 1004$$

$$\rho_a = 10^{-5}T_{fa}^2 - 0,0045T_{fa} + 1,2912$$

$$C_{pa} = 0,026$$

Propriétés thermophysique de l'eau

$$\mu_a = (0,002T_m^2 + 03389T_m + 17,199)10^{-4}$$

$$\lambda_a = 10^{-5}T_m^2 + 0,0022T_m + 0,5589$$

$$\rho_a = 0,0038T_m^2 - 0,093T_m + 1001,4$$

$$C_{pe} = 4186$$

$$D_h = \frac{4S}{P}$$

$$S_p = \frac{N_f \cdot N_{tf} \cdot \pi \cdot D_i^2}{4 \cdot N_p}$$

$$V_e = \frac{\dot{m}_e}{\rho_e \cdot S_p}$$

$$Pr_e = \frac{\mu_e \cdot c_{pe}}{\lambda_e}$$

$$Re_e = \frac{\rho_e \cdot V_e \cdot D_h}{\mu_e}$$

$$Nu_e = 0,023 \cdot Re_e^{0,8} Pr_e^{1/3}$$

$$h_i = \frac{0,023 \cdot Re_e^{0,8} Pr_e^{1/3} \cdot \lambda_e}{D_i}$$

$$V = l_f \cdot l_t \cdot Pt(Nr - 1)$$

$$N_{ta} = N_a \cdot N_{tf} \cdot l_t$$

$$S_a = \frac{\pi}{4} \cdot (D_a^2 - D_i^2) \cdot 2\pi \cdot D_a \cdot e_a \cdot N_{ta}$$

$$S_e = \pi \cdot D_e \cdot l_t \cdot N_{tf} - \pi \cdot D_e \cdot e_a \cdot N_a$$

$$S_i = \pi \cdot D_i \cdot l_t \cdot N_{tf} \cdot N_f$$

$$S_t = S_a + S_e$$

$$D_{ha} = \frac{4V}{S_t}$$

$$VmR = \frac{\dot{m}_a}{S_{pa}}$$

$$S_{pa} = l_t \cdot l_f - \frac{2 \cdot e_a \cdot H_a \cdot N_{ta} + D_e \cdot N_{tf} \cdot l_t}{5}$$

$$Re_a = \frac{VmR \cdot D_{ha}}{\mu_a}$$

$$Pr_a = \frac{\mu_a \cdot c_{pa}}{\lambda_a}$$

$$h_e = \frac{0,134 Re_a^{0,681} Pr_a^{1/3} \frac{E}{Ha}^{-0,2} \frac{E}{ea}^{0,1134} \lambda_a}{D_{ha}}$$

$$\eta_G = \frac{Se}{St} + \eta \cdot \left(1 - \frac{Se}{St}\right)$$

$$K = \frac{1}{\frac{St}{h_i \cdot S_i} + \frac{St \cdot \log \frac{De}{Di}}{2\pi \cdot \lambda_t \cdot l_t \cdot N_{tf}} + \frac{St}{S_i} \cdot Ri + Re + \frac{1}{h_e \cdot \eta_G}}$$

$$C_{min} = C_{pa} \cdot \dot{m}_a \quad C_{max} = C_{pe} \cdot \dot{m}_e$$

$$Z = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$NUT_{max} = \frac{KS}{C_{min}}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{Z}[1 - \exp(-Z \cdot NUT_{max})]\right\}$$

$$\phi_{max} = C_{min}(T_{ce} - T_{fe})$$

$$\phi = \varepsilon \cdot \phi_{max}$$

$$T_{cs} = T_{cs1}$$
$$T_{fs} = T_{fs1}$$

NON

OUI

$$|T_{fs1} - T_{fs}| < 10^{-3}$$
$$|T_{cs1} - T_{cs}| < 10^{-3}$$

Afficher

$T_{cs1} = T_{cs}$ $T_{fs1} = T_{fs}$

$$T_{cs1} = T_{ce} - \frac{\phi}{m_e \cdot C_{pe}}$$

$$T_{fs1} = \frac{\phi}{m_a \cdot C_{pa}} + T_{fe}$$

4 Résultats et discussion

Les deux programmes de calculs sont réalisés et exécutés sous MATLAB afin de déterminer les températures de sortie des deux fluides (eau et air) en fixant leurs températures d'entrées et les débits.

D'après les données du constructeur, pour :

$T_{ce} = 50,99 \text{ °C}$ et $T_{fe} = 40 \text{ °C}$ (les conditions extrêmes et les plus défavorables en été) avec un débit d'air $\dot{m}_a = 139,62 \text{ kg/s}$ et un débit d'eau $\dot{m}_e = 40,8 \text{ kg/s}$.les températures de sortie mesurées :

$$T_{CS_{\text{mesurée}}} = 46 \text{ °C} \quad \text{et} \quad T_{fs_{\text{mesurée}}} = 46,1 \text{ °C}$$

Nos calculs donnent, pour les mêmes conditions d'entrées :

Nut: $T_{cs} = 47,49\text{°C}$, $T_{fs} = 47,51 \text{ °C}$

DTLM: $T_{cs} = 49,7\text{°C}$, $T_{fs} = 47,49 \text{ °C}$

Ce qui représente des écarts:

$$\text{Pour l'eau} \begin{cases} NUT: & \frac{\Delta T_{cs}}{T_{CS_{\text{mesurée}}}} \times 100 = 3,23\% \\ DTLM: & \frac{\Delta T_{cs}}{T_{CS_{\text{mesurée}}}} \times 100 = 8,04\% \end{cases}$$

$$\text{Pour l'air} \begin{cases} NUT: & \frac{\Delta T_{fs}}{T_{fs_{\text{mesurée}}}} = 3,08 \% \\ DTLM: & \frac{\Delta T_{fs}}{T_{fs_{\text{mesurée}}}} = 2,71 \% \end{cases}$$

Les figs (IV-7) et (IV- 8) illustrent l'évolution de la température de sortie, le flux de chaleur en fonction des températures d'entrée d'eau avec les deux méthodes (NUT et DTLM), on constate d'après les courbes que les deux méthodes aboutissent presque au même résultat avec un écart de température très faible.

Nous avons choisi la méthode NUT pour les calculs qui suivent pour sa réputation qu'elle est plus précise.

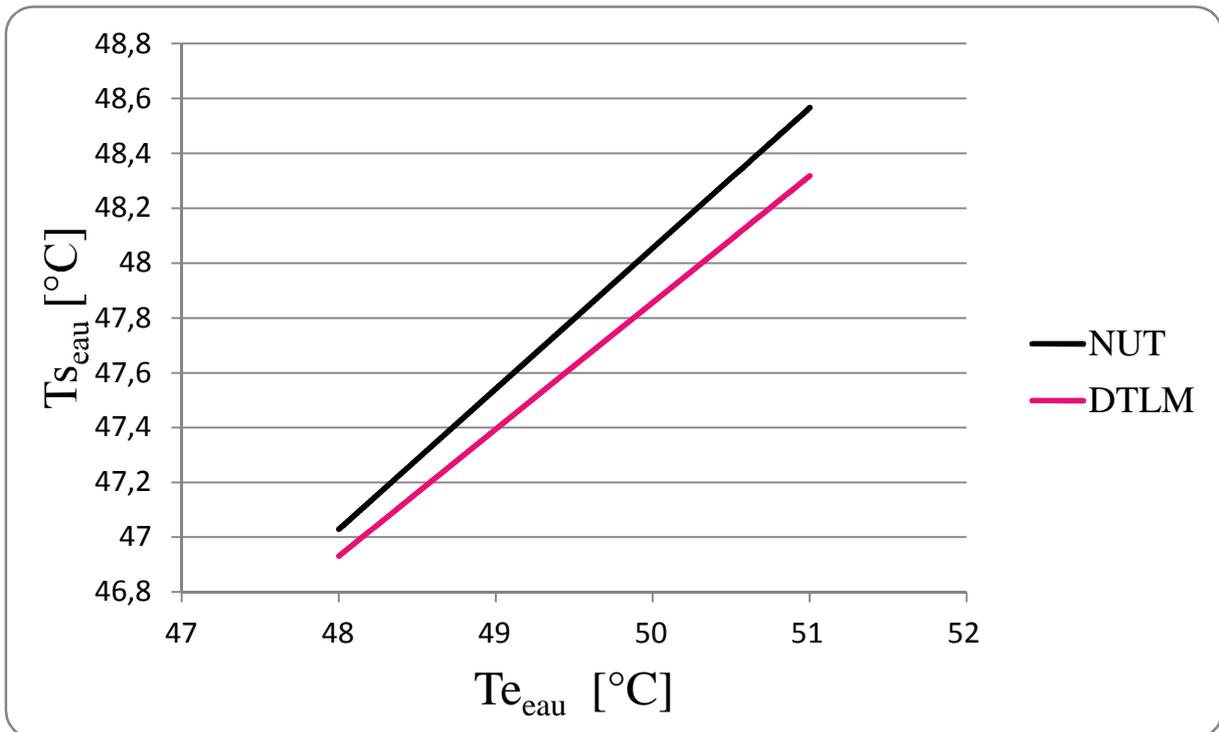


Fig IV- 5: évolution de la température de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau avec les deux méthodes DTLM et NUT à Tfe=46

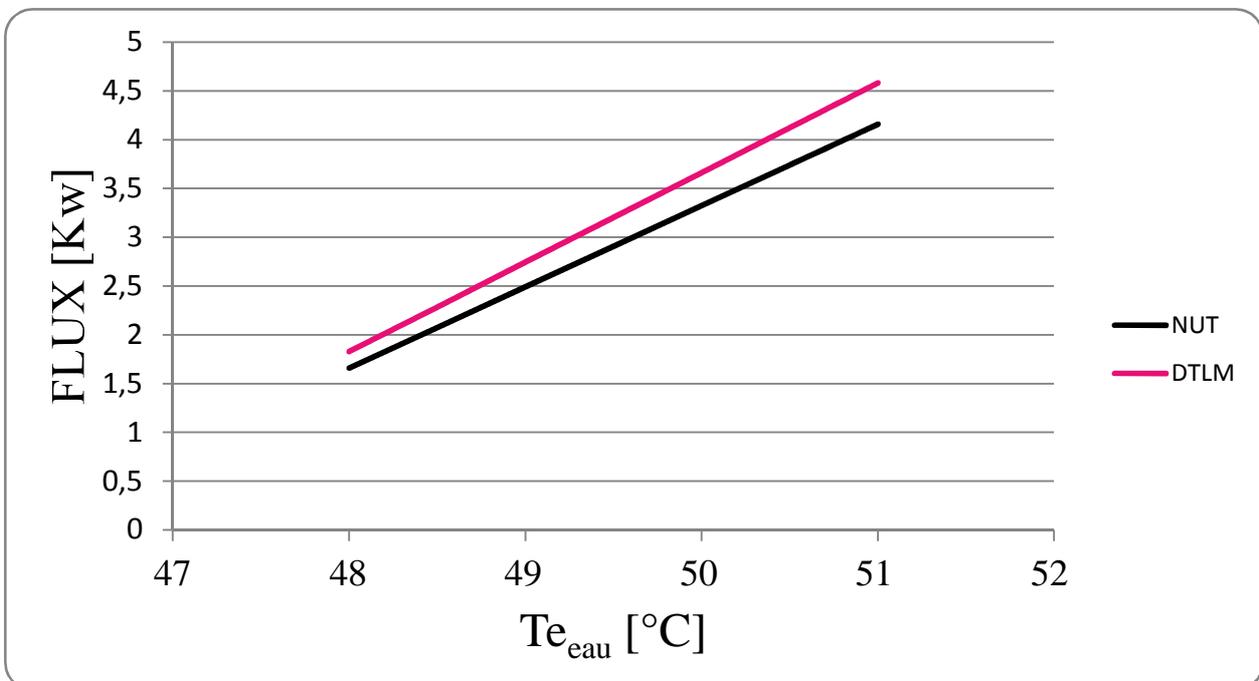


Fig IV- 6 : évolution du flux de chaleur en fonction des températures d'entrées d'eau avec les deux méthodes NUT et DTLM

L'étude de l'influence des résistances d'encrassement est illustrée par **les figures (IV.9 – IV.14)**.

Il apparaît que la résistance interne d'encrassement influe de façon significative sur le transfert de chaleur entre l'air et l'eau.

En effet, pour une résistance interne égale à dix fois la résistance admissible (**$R_i/R_{i0}=10$**), la température de sortie de l'eau augmente de 3°C (**fig IV.13**). Alors que pour une résistance externe égale à dix fois la résistance admissible (**$R_e/R_{e0}=10$**) l'élévation de température est seulement de 0,5°C (**Fig IV.14**).

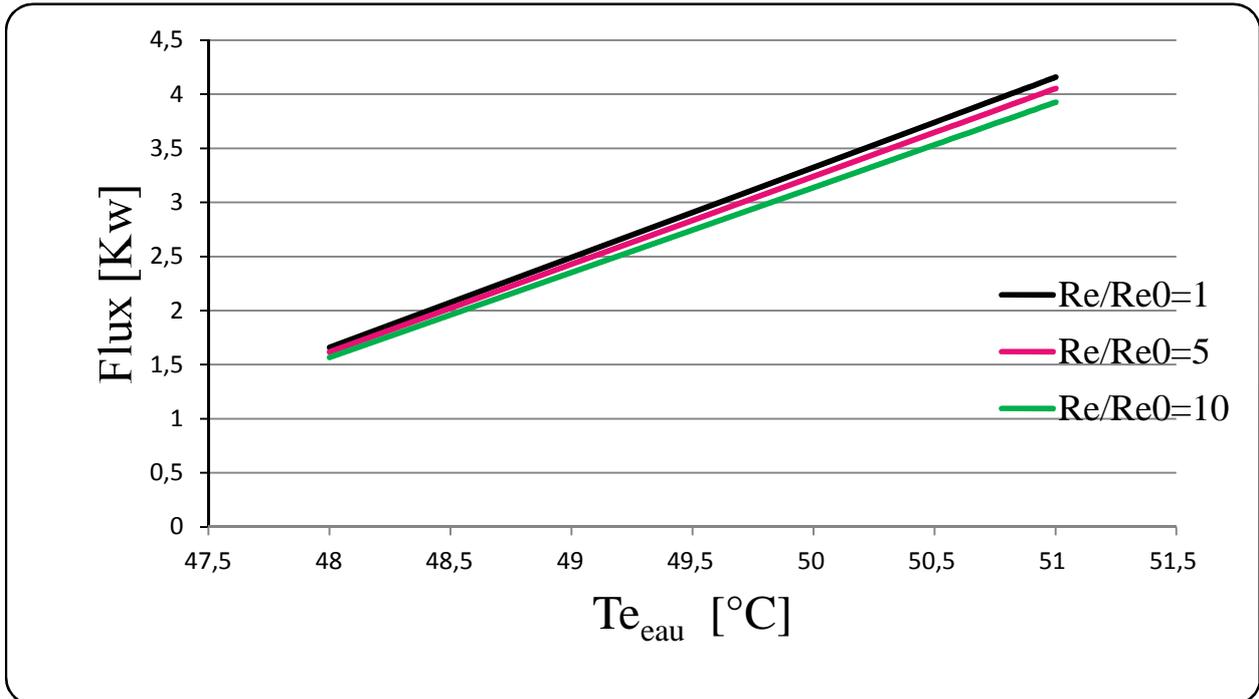


Fig IV- 7 : évolution du flux de chaleur en fonction des températures d'entrées d'eau avec la variation de la résistance d'encrassement a l'extérieur des tubes a ailettes avec un débit d'air $\dot{m}_a=139,62$ kg/s et un débit d'eau $\dot{m}_e=40$ kg/s

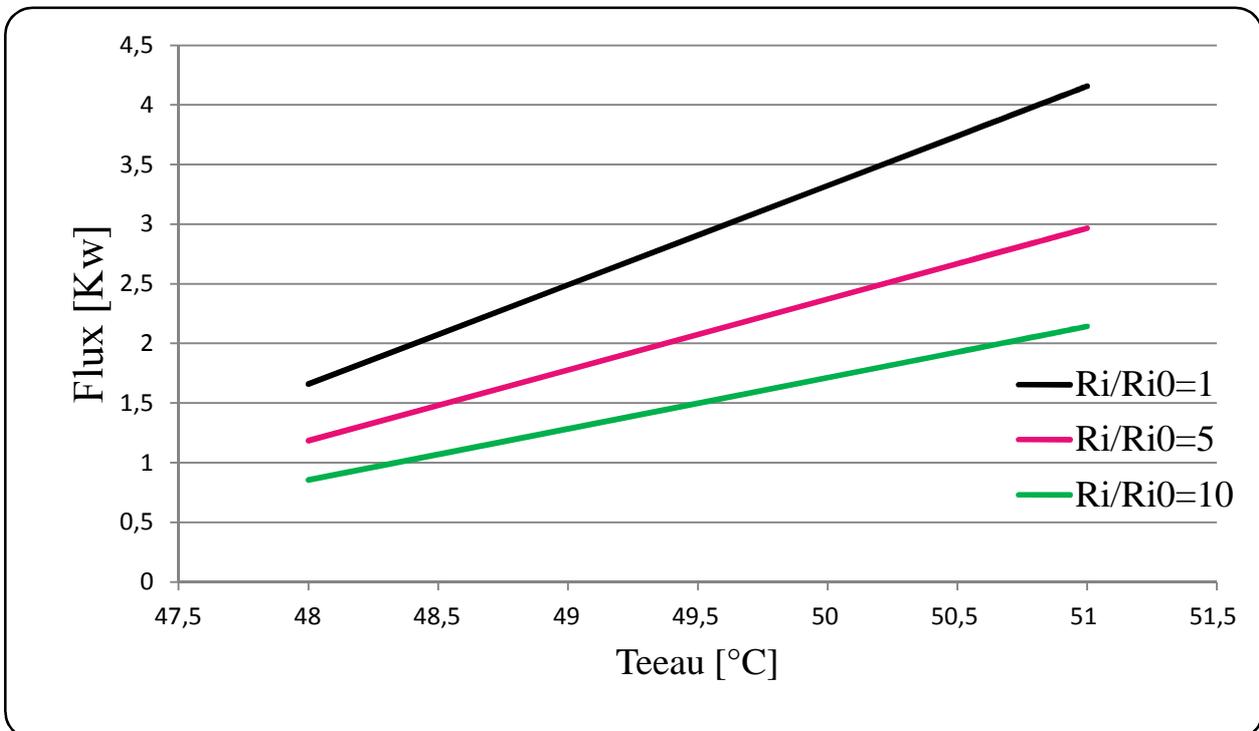


Fig IV- 8 : evolution du flux de chaleur en fonction de la température d'entrée d'eau avec la variation de la résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes à ailettes avec un débit d'air $\dot{m}_a = 139,62$ kg/s et un débit d'eau $\dot{m}_e = 40,8$ kg/s

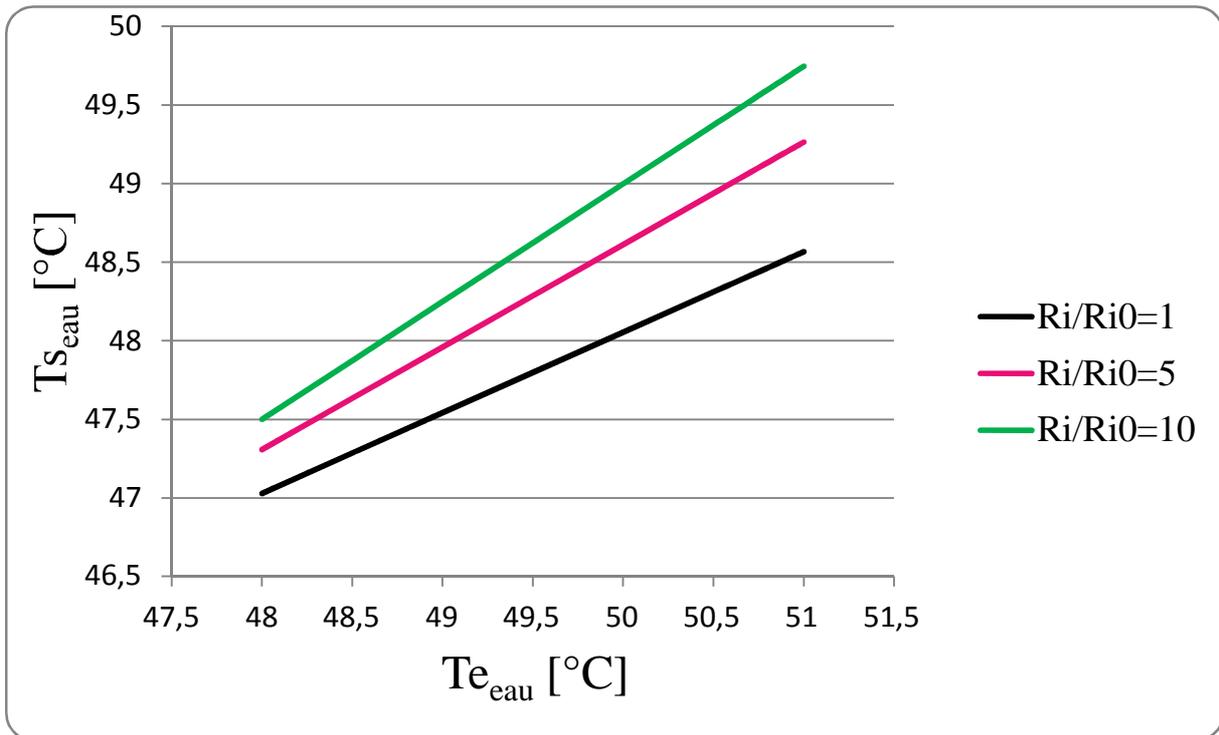


Fig IV- 9 : évolution des températures de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau avec la variation de la résistance d'encrassement a l'intérieur des tubes a ailette avec un débit d'air $\dot{m}_a = 139,62 \text{ kg/s}$ et un débit d'eau $\dot{m}_e = 40,8 \text{ Kg/s}$

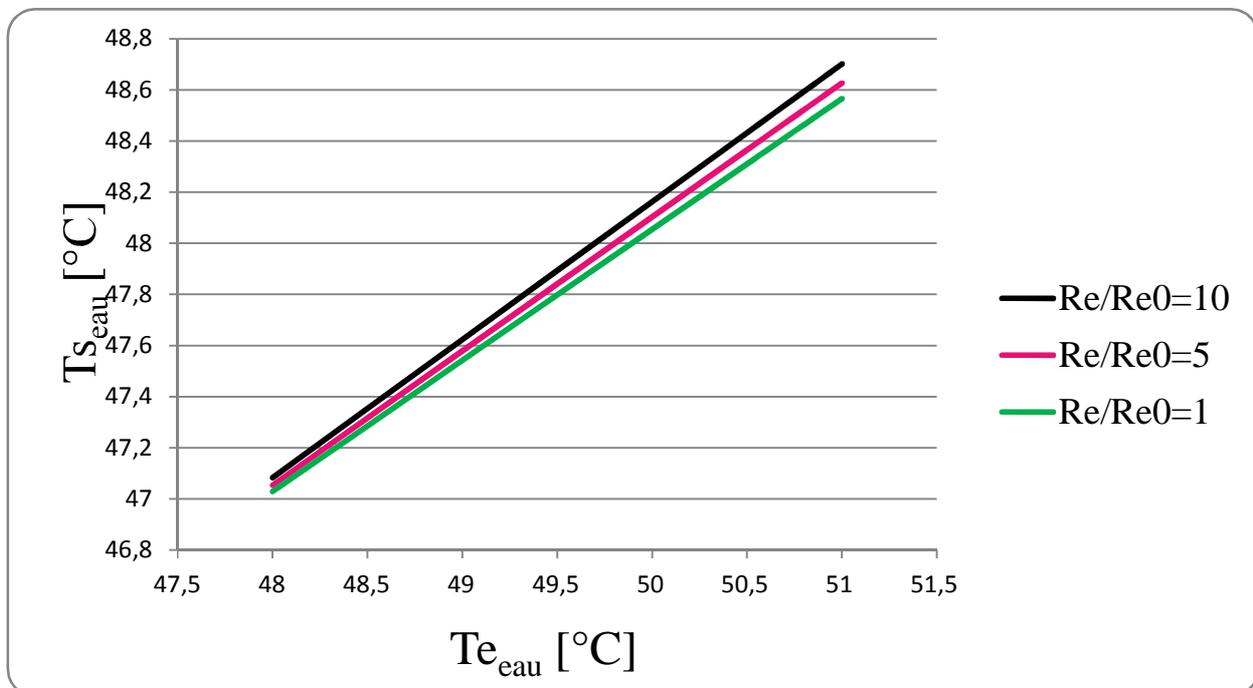


Fig IV- 10 : évolution de la température de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau avec la variation de la résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes à ailettes avec un débit d'air $\dot{m}_a = 139,62 \text{ kg/s}$ et un débit d'eau $\dot{m}_e = 40,8 \text{ Kg/s}$

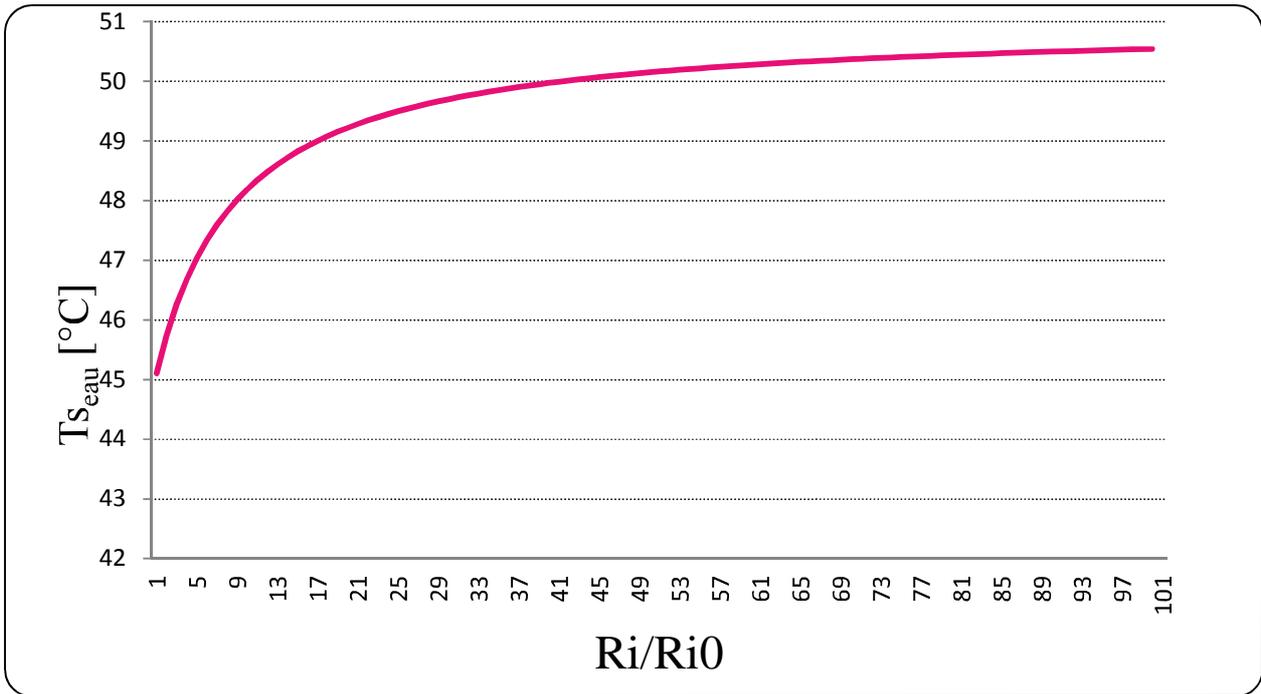


Fig IV- 11: Evolution de la température d'eau à la sortie en fonction de la résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes pour un débit d'eau $\dot{m}_e = 40,8 \text{ kg/s}$ et un débit d'air $\dot{m}_a = 139,62 \text{ kg/s}$

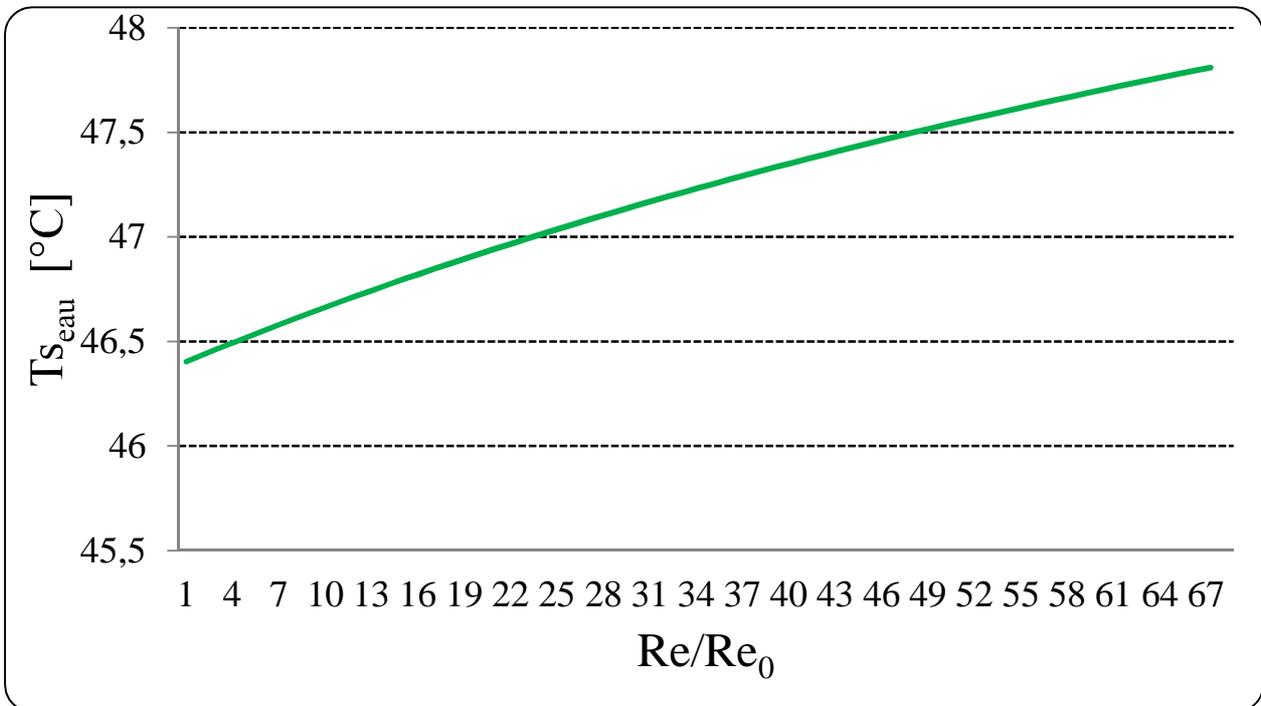


Fig IV- 12 : Evolution de la température d'eau à la sortie en fonction de la résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes pour un débit d'eau $\dot{m}_e = 40,8 \text{ kg/s}$ et un débit d'air $\dot{m}_a = 139,62 \text{ kg/s}$, $T_{ce} = 50,99^\circ\text{C}$

Comme solution, on propose, à défaut de recouvrir au désencrassement des tubes de l'échangeur, de refroidir l'air ambiant par humidification.
 En abaissant la température de l'air de 46°C à 36°C (Fig.IV-15). La température de sortie de l'eau diminue d'environ 10°C.

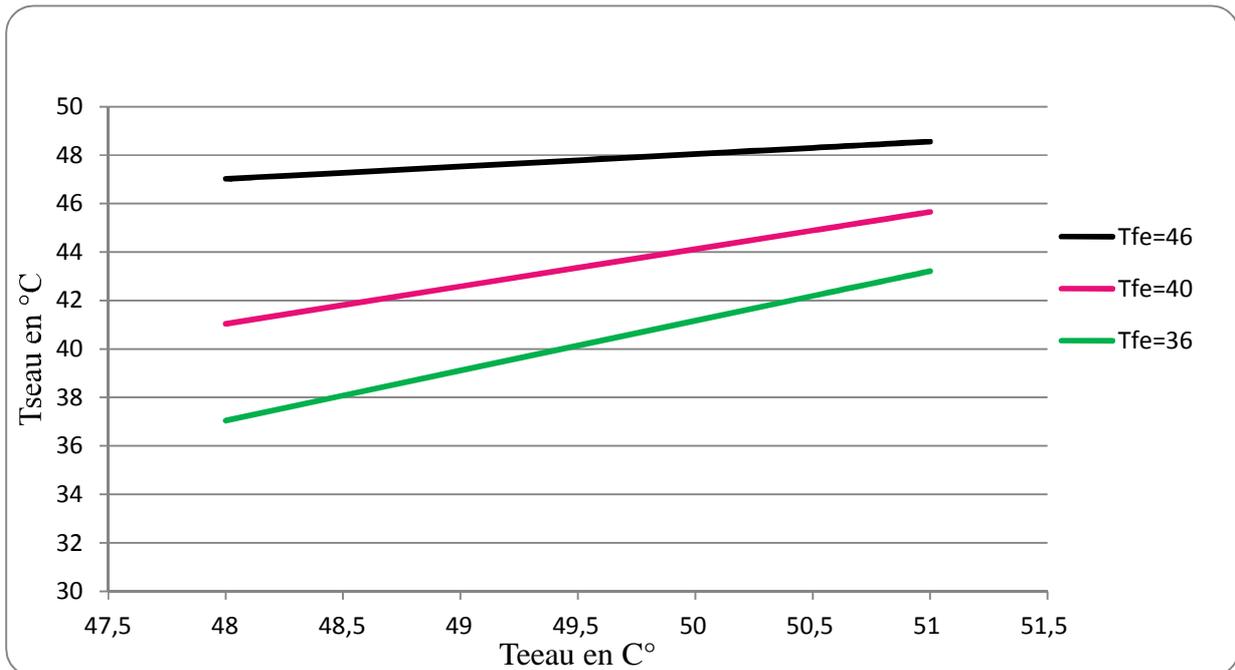


Fig IV- 13 : Évolution de la température de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau avec des différentes températures d'entrée d'air. T_{fe}=36;40;46

Conclusion générale

Dans ce travail il a été question de voir le comportement thermique d'un aéroréfrigérant. Ce dernier est exploité à la centrale électrique HAMMA II pour les besoins de refroidissement de l'eau qui refroidi à son tour l'hydrogène issue des paliers d'un alternateur.

La modélisation de l'échangeur a fait appel aux deux méthodes globales à savoir Nut et DTLM.

Après validation de ces dernières, elles ont été exploitées pour étudier l'influence des résistances internes et externes d'encrassement des tubes.

Les résultats obtenus montrent que le recours aux détartrages internes des tubes est fortement recommandé .Cependant, le cas échéant, une deuxième solution qui consiste au refroidissement de l'air ambiant par humidification est proposée.

ANNEXE

Annexe

Nous avons tracé les courbes suivantes en tenant compte des tables [9] des propriétés thermophysiques de l'air et de l'eau avec le logiciel Excel.

Propriétés thermophysique de l'air :

➤ Viscosité dynamique de l'air

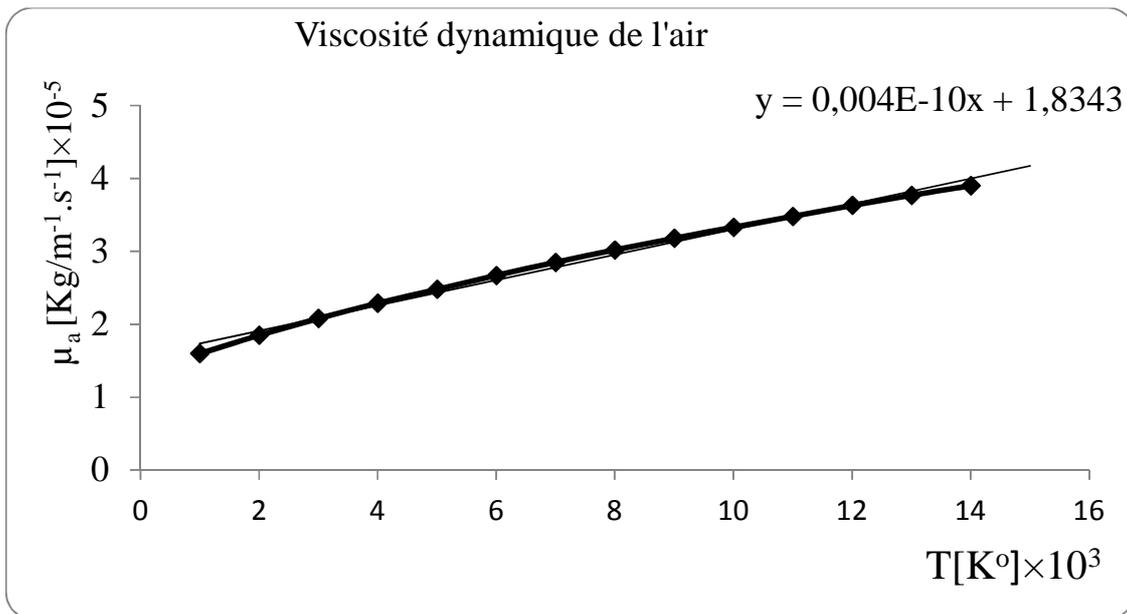


Fig A- 1: Viscosité dynamique de l'eau en fonction de la température

➤ Conductivité thermique de l'air

Nous avons pris la conductivité thermique de l'air comme une valeur constante parce qu'elle ne varie pas beaucoup en fonction de la température $\lambda = 0,026$ [W m⁻¹.K⁻¹]

Annexe

➤ Masse volumique de l'air

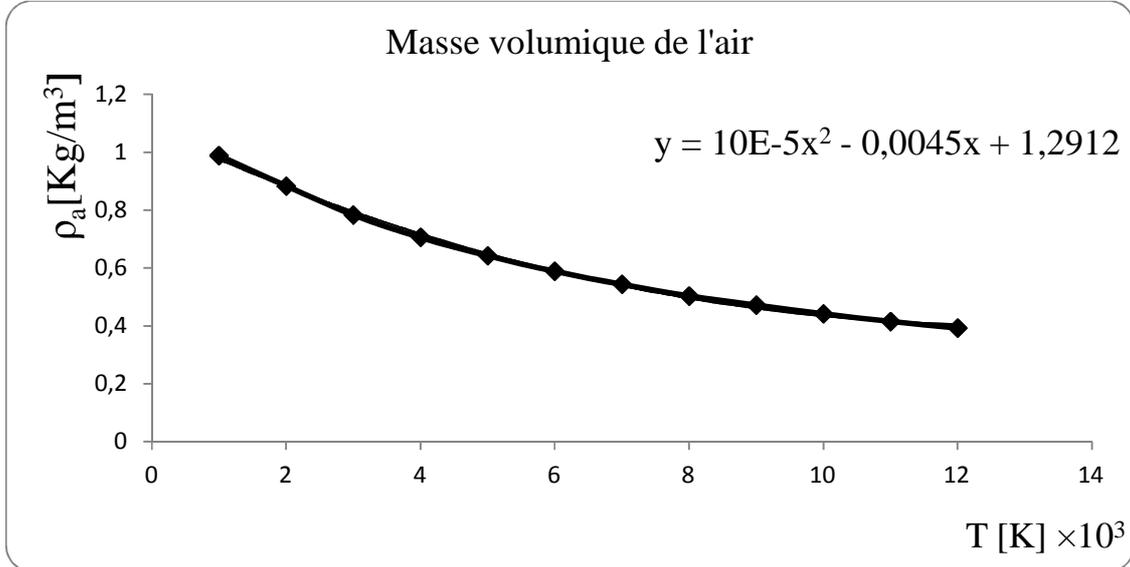


Fig A- 2 : Masse volumique de l'air en fonction des températures

➤ Chaleur massique de l'air

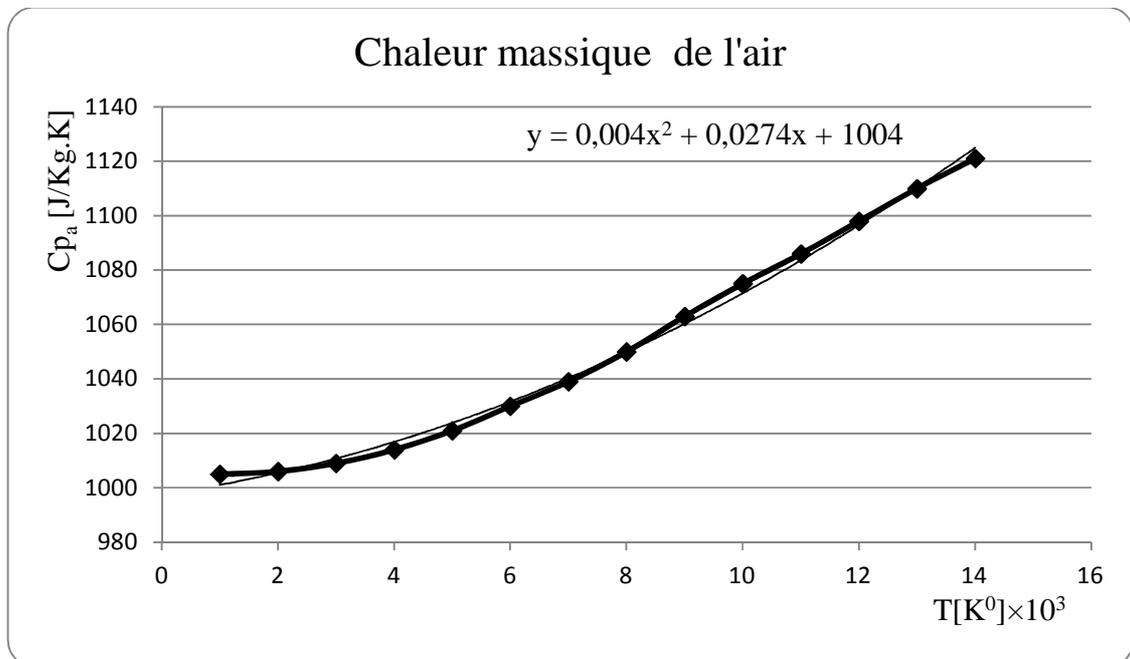


Fig A- 3 : Chaleur massique en fonction de la température

Annexe

Propriétés thermophysiques de l'eau

➤ Viscosité dynamique de l'eau

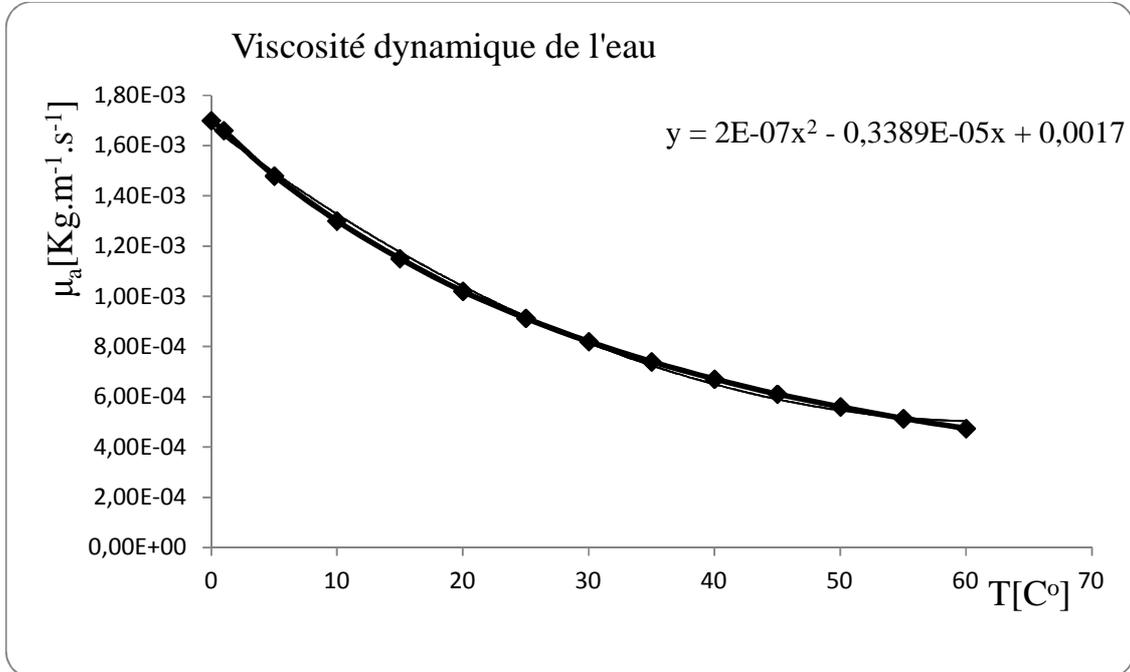


Fig A- 4: Viscosité dynamique de l'Eau en fonction de la température

➤ Masse volumique de l'eau :

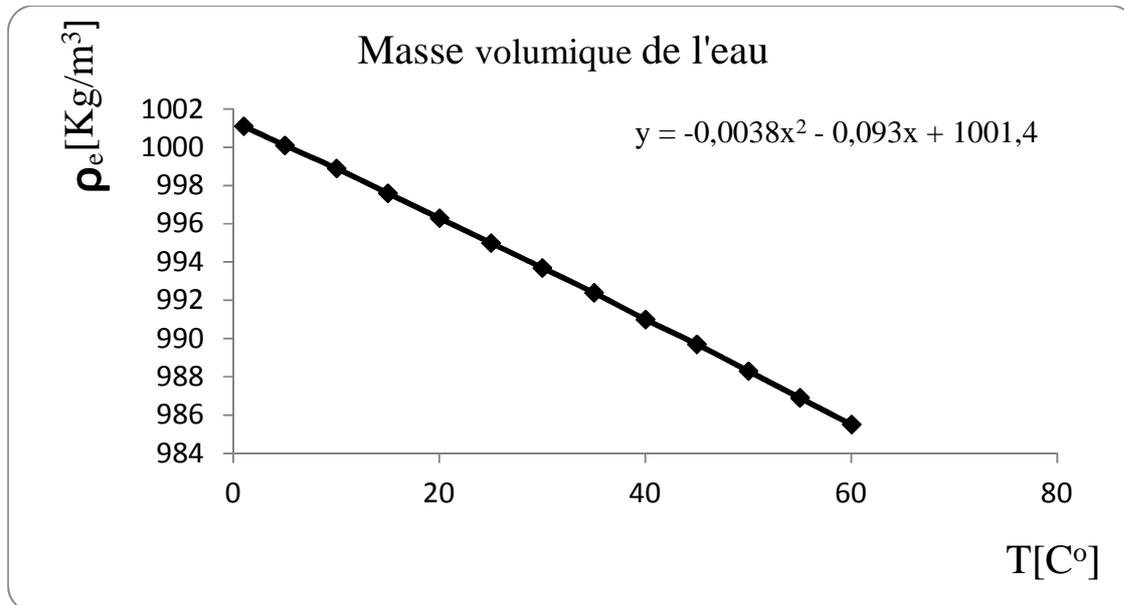


Fig A- 5 : Masse volumique de l'eau en fonction de la température

Annexe

➤ Capacité calorifique de l'air

Comme la capacité calorifique de l'eau ne varie pas de beaucoup, nous l'avons prise constante.
 $C_{pe}=4180[\text{J/KgK}]$.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

- [1] Manuel de formation – description générale de la centrale HAMMA II - (TOME 1)- SONELGAZ DIRECTION DE L'INGINEERING ET ANSALDO ENERGIA Spa.
- [2] Manuel de Formation, Turbine à Gaz V94.3A 2×209 MW, HAMMA », Tome I, Tome II, Tome IV, Tome V, SONELGAZ; ANSALDO ENERGIA en 2003.
- [3] Manuel de formation –description des systèmes de l'installation – (TOME 5)- ANSALDO ENERGIA Spa.
- [4] Manuel de formation équipements et systèmes électriques - (TOME 6, section 5) – SONELGAZ DIRECTION DE L'INGINEERING et ANSALDO ENERGIA Spa.
- [5] Description des systèmes de l'installation – générateur électrique – (TOME 4-5)
- [6] Systèmes électriques groupe électrogène de secours-système de l'éclairage et de la communication (TOMME 7, section 5) ANSALDO ENERGIA Spa.
- [7] Manuel d'exploitation et d'entretien, projet HAMMA II (notice de montage, installation et entretien)
- [8] Manuel d'exploitation et d'entretien, projet HAMMA II -partie 6- (aeroréfrigérants)- VOLUME 6-1 (aéroréfrigérants de l'alternateur0181FOMKFM202) TOME2
- [9] JEAN-FRANCOIS Sacadura “ Introduction aux transferts thermique”,centre d'actualisation scientifique et technique INSA de Lyon.1980
- [10] J.P.HOLMAN “Heat Transfert” Tenth Edition, department of Mechanical Engineering Southern Methodist University
- [11] G.RIGOT “Transmission et Échange de Chaleur” Les Éditions Parisienne 1991

Bibliographie

- [12] Cours Master 1 de Mr Farouk “échangeurs de chaleur” département GM Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou.2015-2016
- [13] Abdelmoumène Hakim BENMACHICH “estimation du coefficient d’échange thermique local sur des ailettes circulaire plane d’un tube d’échangeur de chaleur à faisceau tubulaire ou quinconcé” Thèse DOCTORAT en science département de GM Université de Biskra soutenu le 28 mai 2012
- [14] E.Rouland “ Les Échangeurs Thermique” Université de ROUEN GSI M1 2011-2012
- [15] SABRINA DELROT “détection de l’Encrassement dans un échangeur de chaleur par observateurs de type Takagi-Sugeno” thèse DOCTORAT école Science Pour l’ingénieur, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis.2012
- [16] R.W.Serth “Process Heat Transfer Principles and Applications” department of Chemical and Natural Gas Engineering, Texas A&M University- Kingsville USA.
- [18] PIERRE TRAMBOUZE “ raffinage du pétrole Tome 4 matériels et équipements”. Edition ISBN 1999