

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME D'INGÉNIEUR D'ÉTAT EN GÉNIE MÉCANIQUE

THÈME :

ÉTUDE DE DIMENSIONNEMENT D'UNE TOUR SÈCHE DE
REFROIDISSEMENT POUR UN CYCLE THERMONUCLÉAIRE
BWR DE 1200 MW EN MILIEU ARIDE

Président du jury :
M M. BENBRAIKA

Etudié par :
KRIDI Khelil

Examineur :
M H. BENNOUR

Rapporteur :
Pr M. A. AIT ALI

Juillet 2011

E.N.P- 10, Avenue Hassen Badi, 16200 El Harrach, Alger

Étude de dimensionnement d'une tour sèche de
refroidissement pour un cycle thermonucléaire bwr
de 1200 mw en milieu aride

KRIDI Khelil

13 septembre 2011

kridi.khelil@gmail.com

ملخص

الغرض من هذه الدراسة هو إيجاد القياسات المثلى لمجموعة أبراج تبريد جافة، وذلك لإحطة توليد الكهرباء عن طريق الطاقة النووية ذات إستطاعة 1200 ميغا واط. المشكل المطروح يتعلّق بدرجات الحرارة المتوفرة في البيئة الجزائرية، التي لا تسمح التبريد بأداء جيد. العوائق التي وجهت تتمثل في العوامل المناخية في الهضاب العليا و الصحراء. هذا العمل يمثل قاعدة هامة لبدء أي دراسة إقتصادية.

الكلمات المفتاحية

برج، تبريد، الطاقة النووية، مبادل حراري، مكثف

Résumé

L'objectif de cette étude est de déterminer les dimensions de tours sèches pour un cycle de conversion BWR d'une puissance de 1200 MW dont l'implantation est prévue en zone aride avec absence d'eau de refroidissement en quantité suffisante. Ces contraintes de refroidissement sont représentatives des conditions climatiques des hauts plateaux et coffins sahariens Algériens. L'étude a porté essentiellement sur les dimensions du système de refroidissement qui comprend le condenseur, la boucle de couplage avec un échangeur de type compact situé sur la jupe de la tour et les dimensions de celle-ci. Deux variantes de températures ambiantes, l'une basse à 25 °C et l'autre haute à 35 °C ont été considérées pour le dimensionnement de la tour et du dispositif de ventilation forcée. Cette évaluation constitue un pré-requis pour une première évaluation économique.

Mots clés : tour, refroidissement, énergie nucléaire, site d'installation, échangeur de chaleur, condenseur, aéroréfrigérant

Abstract

The purpose of this study is to determine the dimensions of dry cooling towers for a BWR conversion cycle of 1200 MW whose implementation is expected to be in the arid zone with lack of cooling water in sufficient quantity. These constraints are representative of the cooling conditions in the highlands and the Algerian sahara. The study focused on the dimensions of the cooling system which includes the condenser, the coupling loop with a compact type heat exchanger located on the base of the tower. Two variants of ambient temperatures, the low at 25 °C and the high 35 °C were considered for the design of the tower and the ventilator. This study is a prerequisite for an initial economic assessment.

Key words tower, cooling, nuclear power, Heat exchanger, condenser

A mes parents

A mon frère et mes sœurs

A ma famille

A mes amis

A mon pays

Remerciements

Je remercie Monsieur M. AIT-ALI, Professeur à l'École Nationale Polytechnique, de m'avoir guidé et encadré tout au long de ce modeste travail.

Je remercie Monsieur M. BENBRAIKA, enseignant à l'École Nationale Polytechnique, de me faire l'honneur de présider mon jury.

Je remercie M H. BENNOUR, enseignant à l'École Nationale Polytechnique, d'avoir initié ce projet en m'ayant proposé un sujet de séminaire portant sur ce thème, et aussi d'avoir bien accepté d'examiner mon modeste travail.

Je tiens aussi à remercier l'ensemble des enseignants de l'École Nationale Polytechnique, et plus spécialement ceux du département du Génie Mécanique, pour leur encadrement tout au long de ma formation.

Enfin, tout ceux qui m'ont aidé et encouragé tout au long de ce travail trouverons ici l'expression de ma profonde gratitude.

Table des matières

1	Introduction sur l'opportunité de la conversion thermonucléaire dans le contexte Algérien	10
1.1	Problématique technico-économique	14
2	Choix du cycle de conversion	15
2.1	Les réacteurs à eau bouillante (BWR)	15
2.2	Données du cycle sélectionné	16
3	Choix du site	21
3.1	Processus de sélection	21
3.1.1	La phase de présélection	21
3.1.2	La phase de sélection	22
3.1.3	La phase de comparaison et de classement	22
3.2	Critères de sélection	23
3.2.1	Critères liés à la sûreté nucléaire	24
3.2.2	Critères technico-économiques d'aménagement général	26
3.2.3	Critères liés à l'environnement	28
3.2.4	Aspects socio-économiques	34
3.3	influence du choix du site sur le dimensionnement	35
4	Dimensionnement et caractéristiques de performance	37
4.1	Définitions	37
4.2	Conditions optimales de fonctionnement	38
4.3	Les condenseurs	41

4.4	Les échangeurs de chaleur	44
4.4.1	Calcul de l'échangeur	46
4.5	Les tours	48
4.5.1	Hypothèses et équation de tirage	48
4.5.2	Équations aux coefficients d'influence	50
4.6	Système de pompage	54
4.7	Système de ventilation	55
5	Analyse des résultats et interprétations	56
5.1	Choix de paramètres fixes	56
5.2	Méthode de calcul	56
5.3	Analyse	57
5.3.1	Influence de la <i>DIT</i>	57
5.3.2	Influence de ϵ	59
5.3.3	Influence de V_{air}	62
5.3.4	Influence du nombre de passage de tubes	62
5.3.5	Influence de la vitesse V_{eau}	62
5.4	Choix des paramètres de fonctionnement	62
5.5	Solution préconisée	63
	Bibliographie	68
	A Script MATLAB utilisé pour le calcul de dimensionnement	69
	B Caractéristiques de l'échangeur	78

Table des figures

1.1	Évolution de la demande en électricité dans le monde et dans la zone MENA [3]	12
1.2	Évolution de la part de l'énergie nucléaire dans la production mondiale [3]	13
2.1	Schéma du réacteur BWR[3]	17
2.2	Courbes caractéristiques de la turbine TC6F-38	20
3.1	Les types d'influence d'une centrale sur l'environnement	32
4.1	Les différents écarts de températures de notre système de refroidissement	38
4.2	Schéma du système de refroidissement	39
4.3	Schéma de la tour de refroidissement avec la spécification des différents points	49
5.1	Variation de la puissance électrique générée en fonction de la température de condensation pour tout le cycle	58
5.2	Variation de la hauteur de la tour en fonction de la <i>DIT</i>	59
5.3	Variation du débit d'air à véhiculer en fonction de <i>Ntu</i> pour une température de design de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$	60
5.4	Variation du débit d'air à véhiculer en fonction de <i>Ntu</i> pour une température de design de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$	61
5.5	Variation de la hauteur de la tour en fonction de l'efficacité de l'échangeur pour une différence de température de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$	61
5.6	Différentes configurations possible du système de tours sèches	64

Liste des tableaux

2.1	Taux de chaleur pour une turbine TC6F-38	19
3.1	Importance des matériels et gabarit des moyens de transport pour une usine de 1300 MW [1]	27
4.1	Tableau des coefficients d'influence sur la hauteur classés par dépen- dances	54
5.1	Comparaison des dimensions obtenues avec celles de Gliksman	66

INTRODUCTION

Le rendement d'un réacteur à eau pressurisée ou à eau bouillante d'une centrale nucléaire est d'environ 33%; deux tiers de la chaleur nucléaire produite sont donc rejetés dans le milieu ambiant, cette chaleur doit être manipulés de façon sûre, économique et sans causer de dommages à l'environnement.

Pour les installations nucléaires à proximité de grandes étendues d'eau (mers, fleuves ...), le refroidissement en circuit ouvert est utilisé. Dans ce type de refroidissement, l'eau chaude à la sortie du condenseur est déchargée dans le milieu aquatique, ce qui a pour résultat l'augmentation de la température de l'eau et tout ce qui l'accompagne comme méfaits sur l'environnement.

Quand la quantité d'eau ne suffit pas au refroidissement en circuit ouvert, les tours humides sont utilisées. L'eau chaude est aspergée en petites gouttelettes sur un corps d'échange. Pour de telles tours 75 % du refroidissement se fait par évaporation, donc l'inconvénient majeur de cette méthode est la grande consommation d'eau. A titre d'exemple, un cycle nucléaire de 1000 *MW* consomme pour ses besoins de refroidissement environ 75 millions de litres d'eau d'appoint toutes les 24 heures. De plus, les systèmes humides présentent un certain nombre de problèmes environnementaux : prolifération de la légionellose, augmentation de la concentration des sels dans l'eau de refroidissement ce qui requiert une maintenance régulière...

Tous les inconvénients liés à l'utilisation du refroidissement en circuit ouvert ou en circuit semi ouvert peuvent être éliminés en employant les tours sèches. D'abord, l'eau en circulation n'est pas en contact direct avec l'atmosphère, il n'y a donc pas de perte d'eau par évaporation. Ensuite, ceci rend plus flexible l'implantation des centrale, et grâce à cela des économies de carburant, de transport et de transmission électrique peuvent souvent être obtenues.

En dépit de tous ces avantages, les tours de refroidissement sèches ne sont pas largement utilisées par les compagnies d'électricité. Le coût élevé de ces systèmes en est la raison principale.

Dans cette étude nous nous sommes intéressé à la réalisation de la solution de refroidissement sec dans l'environnement Algérien, où les contraintes climatiques

rendent leur faisabilité plus compliqué et leur coûts encore plus élevés.

S'intéressant de près à la problématique du futur énergétique du pays, le département du Génie Mécanique de l'École Nationale Polytechnique propose, chaque année, plusieurs projets dans ce sens. L'un d'entre eux, portant sur le dimensionnement d'un système de tours sèches pour un cycle BWR de 1200 MW dans les hauts plateaux, m'a été confié dans le cadre de mon projet de fin d'études. La crise hydrique dont souffre notre pays depuis plusieurs années et la nécessité de trouver de nouvelles sources d'énergie, font de ce sujet un sujet d'actualité d'une très grande importance.

Ce rapport contient cinq chapitres. Dans le premier, nous donnerons un aperçu du futur du nucléaire en l'Algérie en la plaçant dans son contexte géopolitique ; nous parlerons aussi des contraintes technico-économiques liées à un projet de centrale nucléaire. Dans le deuxième chapitre, nous présenterons rapidement le cycle BWR, nous donnerons aussi les données des turbines utilisées pour le dimensionnement. Dans le chapitre 3, nous ferons une étude exhaustive de la procédure de sélection des sites d'implantation des centrales nucléaires. Le Chapitre 4 lui, contient les éléments théoriques liés au dimensionnement de notre système de refroidissement. Enfin le chapitre 5, où nous ferons l'analyse des résultats ; une solution sera proposée et comparée à un autre projet.

Chapitre 1

Introduction sur l'opportunité de la conversion thermonucléaire dans le contexte Algérien

L'Algérie a plus que jamais besoin de diversifier ses sources d'énergie électrique, d'une part pour faire face à l'incessante augmentation de la demande depuis l'indépendance (+7% par an), d'autre part pour se préparer à l'ère de l'après pétrole. En effet, les prévisions les plus optimistes donnent une durée de vie de 50-60 ans à nos gisement de pétrole, et 100-120 ans à nos gisement de gaz naturel.

Une analyse des sources actuelles de production d'énergie électrique montre bien la dépendance du secteur aux énergies fossiles, voici la répartition de la production par équipement comme donnée par le ministère de l'énergie[6] :

Thermique vapeur Étant la source prédominante dans les années 90s, elle représente aujourd'hui un peu moins de 50% de la production, on compte parmi les centrales fonctionnant avec cette technologie :

- la centrale de Ras Djinet (Boumerdès) composée de trois groupes de 176 *MW* chacun, livrée en 1986 ;
- la centrale de Marsat El Hadjadj : composée de 2 groupes de 168 *MW* chacun ; elle a été mise en service en 1990 ;
- la centrale de Jijel : elle comprend 3 groupes de 196 *MW* chacun ; elle est

entrée en production en 1992.

Hydraulique Elle ne cesse de chuter depuis les années 80s à cause de la sécheresse, elle est de 1 % contre 6% en 1985.

Parc de turbines à gaz et cycles combinés Il s'est développé à partir de 2002 avec la mise en service des centrales de :

- Hamma (willaya d'Alger) pour une capacité de 420 *MW* ;
- Fkirina (willaya d'Oum El Bouaghi) d'une capacité de 292 *MW* ;
- Arzew (321 *MW*), en partenariat avec Black and Veatch ;
- Skikda (SKS), réalisée par AEC en partenariat avec la société canadienne SNC Lavalin, avec une capacité de 827 *MW* (cycle combiné) ;
- Berrouaghia (SKB), avec une capacité de production de 480 *MW*.
- Hadjret Ennous réalisé par AEC en partenariat avec SNC Lavalin, qui détient 51 % du capital social, elle a une capacité de 1227 *MW* (cycle combiné) ;
- Terga (Ain Temouchent) réalisée par Alstom-Orascom, avec une capacité de 1200 *MW* ;
- Koudiet Derraouch (EL Taref) réalisée par GE, d'une capacité de 1200 *MW* (cycle combiné).

Diesel La capacité des centrales diesel est relativement constante sur la période 1962-2007. Ces centrales équipent les localités du sud.

Le développement du parc de turbines à gaz depuis 2002 reflète la volonté des décideurs d'orienter la stratégie énergétique vers le gaz naturel. Il est clair, au vu de la situation actuelle des marchés, qu'il n'est pas possible d'en faire autrement : le gaz est une ressource abondante dans notre pays ; elle nous permet de produire de l'électricité à des coûts très compétitifs. Il semble donc injustifié de mettre l'énergie nucléaire à l'ordre du jour.

La nécessité de passer au nucléaire se fera certainement sentir vers les horizons de 2030. Selon une très pertinente étude de Mohamed El Genk[3], la demande en énergie aura alors probablement augmenté de 150% pour toute la région *MENA* (pour *Midle East ans North Africa*) et le pourcentage de la demande globale en énergie pour cette même région passera de 3.1% aujourd'hui (138*GW*) à 8.5% en

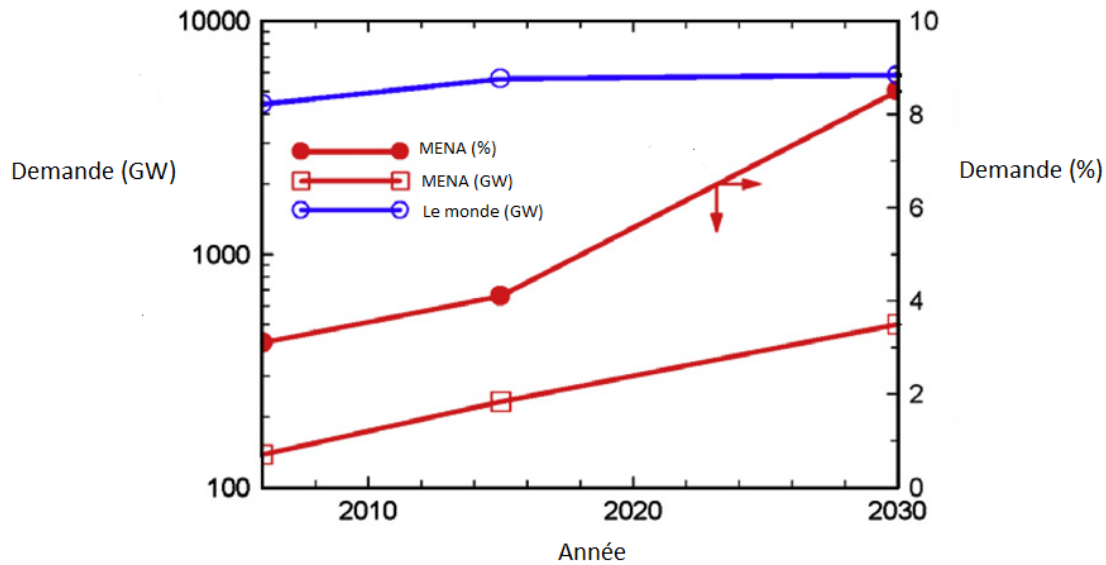


FIGURE 1.1 – Évolution de la demande en électricité dans le monde et dans la zone MENA [3]

2030 (500GW), ce qui en dit long sur la dynamique de développement de la zone [3] (figure 1.1). Cette augmentation de la demande devra logiquement être suivie par un développement des parcs de centrales de conversion de toutes sortes. Il se trouve qu'à cette période le prix des hydrocarbures atteindra 300\$ le Baril d'équivalent pétrole selon la même étude, ce qui rendrait l'énergie nucléaire très attractive. Par ailleurs, la demande d'eau douce dans les domaines de l'agriculture, de l'élevage de bétail et de l'agroalimentaire devient de plus en plus importante, surtout en cette période de sécheresse qui touche plusieurs régions du globe, y compris l'Algérie. Là, l'énergie nucléaire peut servir en double usage, par exemple, un cycle HTGR de 1200 MW rejetant un flux de chaleur à 180 °C peut, entre autre usages industriels, alimenter en énergie une usine de dessalement d'eau de mer capable de produire environ 600 000 m³ d'eau douce par jour.

L'Algérie n'échappe pas à cette dynamique de développement. Une pertinente étude sur l'avenir de l'énergie nucléaire faite au MIT en 2009 met l'Algérie dans la catégorie des pays susceptibles de se doter très prochainement d'un parc de centrales nucléaires [8]. Les gisements d'uranium jusque là explorés pourront assurer le fonctionnement de deux centrales nucléaires de 1000 MW chacune ce pendant 60 ans.

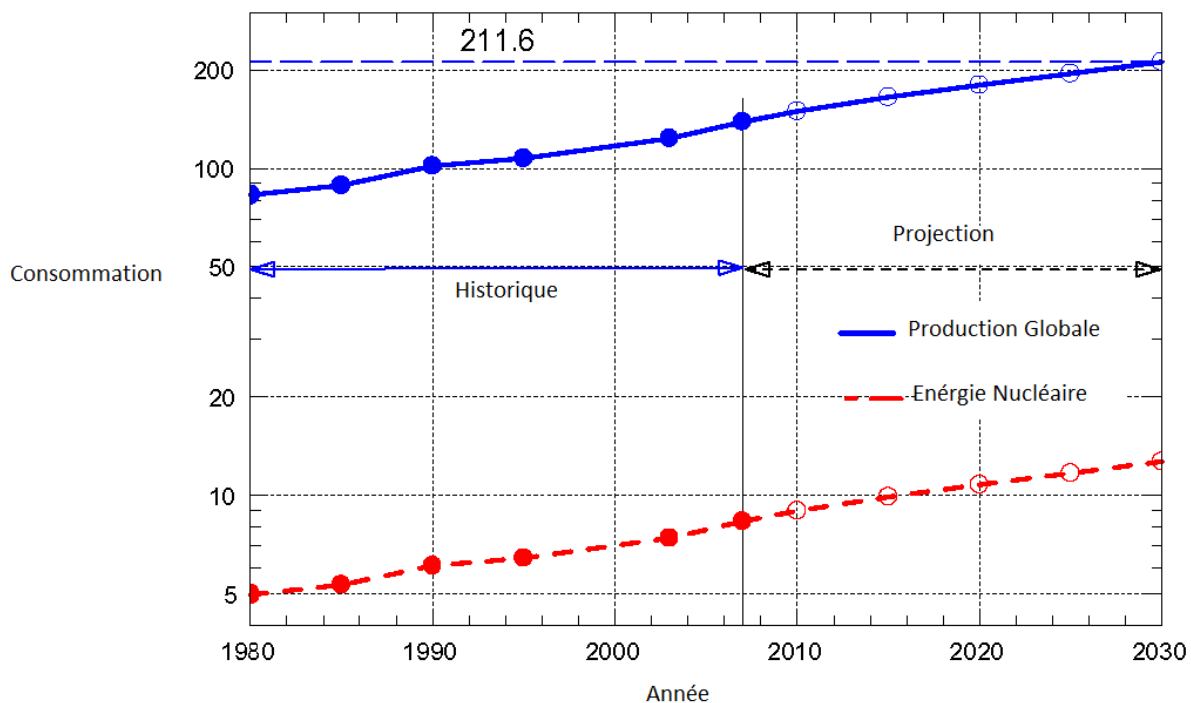


FIGURE 1.2 – Évolution de la part de l'énergie nucléaire dans la production mondiale [3]

Mais la disponibilité du minerai uranium et celle du combustible enrichi ne répondent pas aux mêmes critères. Si bien que ce minerai en si faibles quantités ne constitue pas un argument de poids pour s'investir dans le nucléaire pour une si courte période.

Malgré le fait que l'Algérie puisse assurer son indépendance du point de vue matière première, elle ne pourra l'assurer d'un point de vue technologique. Ne maîtrisant pas les processus de fabrication et d'utilisation des énergies nucléaires, elle se trouve dans l'obligation d'importer cette technologie à des prix parfois exorbitants, sans compter la logistique nécessaire pour l'acheminement des composants des installations (Cf. Chapitre 4).

Enfin, dans un monde où la protection de l'environnement est un souci de plus en plus important, l'énergie nucléaire offre une production d'électricité non polluante, économique (pas de rejet du dioxyde de carbone (CO_2), de dioxyde de soufre (SO_2) et d'oxydes nitreux (NO_x) grands responsables de la pollution atmosphérique, du smog et des pluies acides), mais hélas des déchets nucléaires d'une autre toxicité.

1.1 Problématique technico-économique

Pour une centrale thermonucléaire le coût de production de l'énergie représente le total des coûts annuels nécessaires pour la génération d'un kilowatt-heure. Il se compose du coût du combustible, des coûts opératoires et de maintenance du cycle et du système de refroidissement, des différentes pénalités énergétiques et enfin des coûts d'investissements du cycle et du système de refroidissement multiplié par le taux d'amortissement annuel. cette définition peut être mise en équation :

$$\frac{\text{milli\$}}{\text{kWh}} = \frac{(INVEST.) \times (TA) + O\&M + (COUT\ COMB.) + PENALITES}{(DEMANDE)(8760)(FC)} \quad (1.1)$$

Où :

- INVEST. est la somme des coûts d'investissement du cycle, du système de refroidissement et des pénalités ;
- TA est le taux d'amortissement annuel ;
- O&M sont les coûts opératoires et de maintenance annuels de toute l'installation ;
- COUT COMB. coût annuel du combustible ;
- PENALITES englobe toutes les dépenses dues, entre autres, aux système de pompage et de ventilation ;
- DEMANDE est la demande du réseau en MW ;
- FC facteur de capacité, c'est la moyenne annuelle du régime de fonctionnement du cycle.

En analysant cette relation, on voit que le prix du kilowatt-heure dépend des coûts de l'investissement et des coûts de fonctionnement. En Algérie, tous ces coûts risquent d'être un peu plus élevés que dans les pays industrialisés qui peuvent exporter leur équipement, main d'œuvre et expertise.

Chapitre 2

Choix du cycle de conversion

Plusieurs solutions sont possibles pour le nucléaire Algérien en ce qui concerne le choix du cycle. Certaines technologies prouvées et éprouvées, en France notamment, pour le projet EPR, pourront être adaptées facilement dans le cadre de contrats de collaboration. Citons aussi les filières REB (réacteur à eau bouillante), qui ne cesse d'évoluer depuis des années pour venir concurrencer le REP qui jusque là, avait le mérite d'être plus sûr.

Pour notre étude, nous utiliserons un cycle BWR de 1200 *MW* couplé à des turbines GE "Tantum Compound Six Flow -38 (TC6F-38)". Le cycle se compose de 4 tranches et à 3 régimes de fonctionnement.

Avant d'aller plus loin, nous allons donner une brève présentation du cycle BWR.

2.1 Les réacteurs à eau bouillante (BWR)

Le Réacteur à eau bouillante (BWR) constitue le second type de réacteur le plus utilisé pour la production d'électricité dans le monde. Ce réacteur, tout comme le PWR (réacteur à eau sous pression), utilise un combustible à oxyde d'uranium enrichi ou un mélange oxyde d'uranium-oxyde de plutonium (MOX).

Des problèmes relatifs au gainage et au confinement dans la filière REB de l'époque finirent par décider les Français à choisir les REP malgré les coûts avantageux de la première. Ayant évolué sur le plan du confinement les REB présentent aujourd'hui des atouts.

La forme de l'ABWR (advanced BWR) est compacte et modulaire. Ce design permet de réduire sensiblement les coûts de construction et d'opération ainsi que la durée de construction. La construction du dernier ABWR au Japon a pris seulement 39 mois, ce qui représente un record pour un réacteur dont la puissance est comprise entre 1350 et 1600 MW/h.

Quatre des ABWR déjà construits au Japon par GE-Hitachi-Toshiba ont un coût de construction estimé à 2000 USD/kWe. L'ABWR actuellement en construction au Japon a un coût de construction estimé à environ 1700 USD/kWe. De plus, deux (02) ABWR sont en construction au Taïwan et quatre (04) autres sont planifiés pour le Japon et les États-Unis. Le réacteur ABWR est certifié USNRC depuis mai 1977 et est certifié pour son utilisation en Europe.

La cuve de l'ABWR est construite d'une seule forge avec des buses qui ne dépassent pas 5 cm de diamètre (uniquement les buses qui sont en dessus du cœur du réacteur). Ce modèle utilise dix (10) pompes de refroidissement montées au fond de la tête du bas de la cuve. Les pompes utilisées ont une durée de vie et une fiabilité importante. De plus, en cas de panne seule deux pompes sont nécessaires. Ces simplifications ainsi que d'autres ont permis d'éliminer plus de 50% des soudures nécessaires et toute la tuyauterie du système primaire. Le réacteur du type ABWR a trois systèmes de sécurité indépendants séparés par des portes coupe-feux. Chaque système est situé dans un quadrant du bâtiment du réacteur et son propre système d'injection d'eau à haute et à basse pression ainsi que son propre échangeur. Les systèmes de sécurité sont aussi électroniquement indépendants et ont chacun une source d'énergie dédiée avec un générateur diesel d'urgence. Ainsi, ils peuvent être utilisés à tout moment, même en cas de grave accident. Les systèmes d'urgence sont aussi mis hors-service automatiquement 72 heures après l'arrêt du réacteur.

2.2 Données du cycle sélectionné

Le générateur de vapeur peut être couplé soit à une turbine conventionnelle soit à une turbine haute pression. Pour le dimensionnement de notre système nous utiliserons les données de la turbine conventionnelle "Tantum Compound Six Flow -38

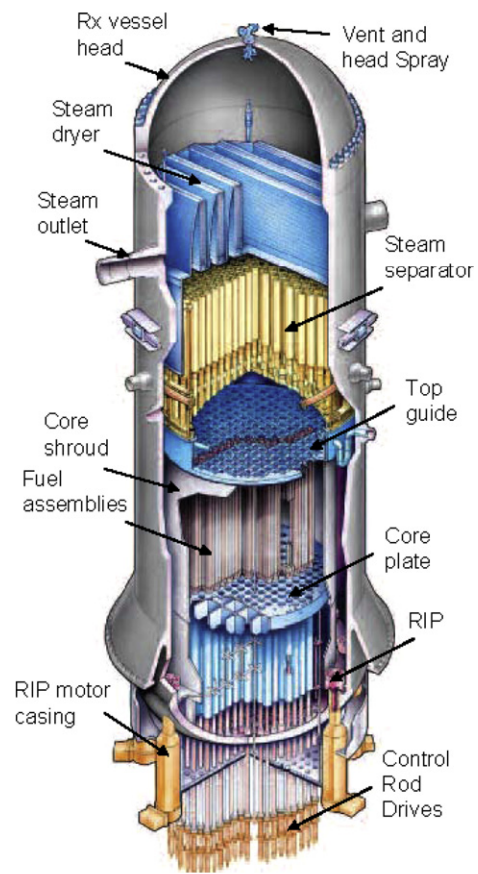


FIGURE 2.1 – Schéma du réacteur BWR[3]

(TC6F-38)" de General Electric ; les conditions de la vapeur à l'entrée sont de 965 psig saturée $\simeq 66,5$ Bar.

Les turbines conventionnelles sont utilisées pour les cas où le refroidissement se fait par voie ouverte sur une grande étendue d'eau (fleuve, mer. . .), ou bien par voie semi-ouverte dans des tours humides. Pour de telles turbines la pression d'échappement maximale est d'environ 17 kPa , ce qui correspond à une température de saturation de $55 \text{ }^\circ\text{C}$ au niveau du condenseur. Nous verrons plus loin, qu'il est très difficile d'avoir une telle température de condensation avec un système de refroidissement sec. Pour une tour sèche en milieu aride, il est essentiel de pouvoir avoir des pressions d'échappement de l'ordre de 40 à 50 kPa pour que la condensation puisse se faire au niveau du condenseur. En effet, avec une température du bulbe sec de $35 \text{ }^\circ\text{C}$ et avec toutes les résistances thermiques qui séparent l'air de la vapeur, on ne peut espérer avoir une température de condensation T_{sat} inférieure à $60 \text{ }^\circ\text{C}$ ce qui correspond à une pression de 19,94 kPa, il est donc impossible d'utiliser une turbine conventionnelle. Pour notre cas il serait plus utile d'avoir recours à une turbine à contre pression qui, elle, peut fonctionner à des pressions d'échappement allant jusqu'à 15 inHg (50,8 kPa).

Le tableau 2.1 donne, pour différentes pressions d'échappement et pour différents régimes de fonctionnement, l'énergie électrique récupérable au niveau de la génératrice (output) en MW et le taux de chaleur en kJ/kW h pour une turbine conventionnelle TC6F-38. Le taux de chaleur permet de calculer le flux d'énergie à l'entrée de la turbine, il suffit de multiplier pour une pression et un régime donnés l'output par le taux de chaleur comme suit :

$$\text{Flux de chaleur} = \text{Taux de chaleur} \times \text{Output} \quad (2.1)$$

Cette relation nous permet de déterminer le rendement de la turbine et donc le flux de chaleur à dissiper \dot{Q} , qui est crucial pour le dimensionnement de notre système de refroidissement.

Dans notre cas, ces données ne sont pas exploitables car nous devons coupler notre générateur avec une turbine haute pression ; cependant, Gliksman nous permet

	Régimes de fonctionnement (charges)					
	100%		75%		50%	
Pression d'échappement (kPa)	Output (MW)	taux de chaleur (kJ/kW h)	Output (MW)	taux de chaleur (kJ/kW h)	Output (MW)	taux de chaleur (kJ/kW h)
5	1232,850	10449,3	957,922	10459,8	644,391	10720,4
6,77	1231,633	10459,8	954,922	10498,9	634,903	10987,4
8,47	1228,000	10490,4	946,798	10582,2	622,189	11211,0
10,16	1221,392	10547,4	935,807	10705,7	609,091	11451,6
11,85	1212,377	10625,5	923,257	10851,2	596,362	11695,3
13,55	1200,869	10726,8	910,259	11005,3	584,709	11928,5

TABLE 2.1 – Taux de chaleur pour une turbine TC6F-38

de récupérer les caractéristiques de ce type de turbines à partir des courbes de la figure 2.2; celles-ci donne le rapport des taux de chaleur F en fonction de la pression d'échappement.

Le rapport des taux de chaleur F est défini comme étant le rapport du taux de chaleur pour n'importe quelle pression et n'importe quelle unité sur le taux de chaleur de l'unité conventionnelle pour une pression d'échappement de 3,5 inHg (11,85 kPa); l'ensemble des données de la condition de référence sont listées dans le tableau 2.1. Le facteur F peut aussi être défini par le rapport des rendements comme suit :

$$F = \frac{\eta_0}{\eta} \quad (2.2)$$

avec :

- η_0 : rendement pour l'unité conventionnelle à 3.5 inHg;
- η : rendement de l'unité à la pression voulue.

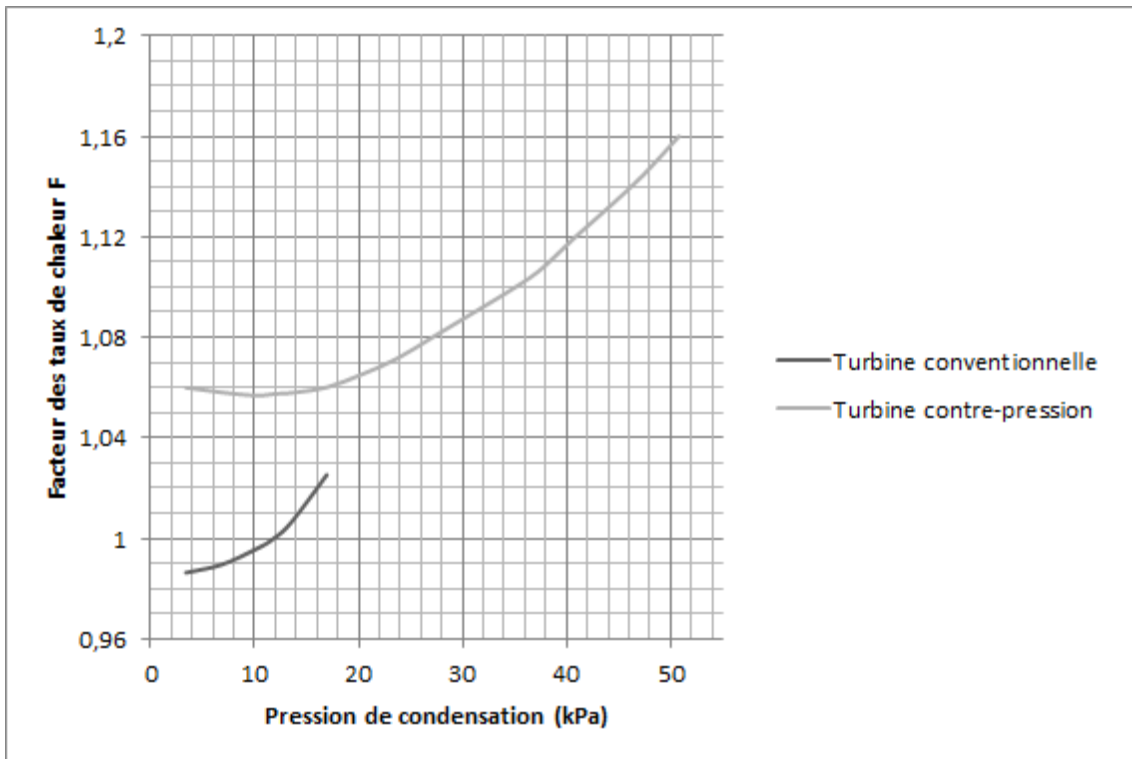


FIGURE 2.2 – Courbes caractéristiques de la turbine TC6F-38

Chapitre 3

Choix du site

Comme pour toute autre installation industrielle, la recherche d'un site pour l'implantation d'une centrale nucléaire est une opération complexe qui requiert un savoir faire particulier. La démarche pour la validation d'un site, fait elle-même l'objet d'une étude très poussée parfois trop coûteuse ; c'est pour cela qu'il est impossible de s'investir à travailler sur la validation de tous les sites potentiels. Le processus du choix du site pour une centrale nucléaire passe plutôt par plusieurs phases afin d'éliminer les sites qui présentent des handicaps majeurs. À la fin du processus seule une liste affinée de site candidats sera retenue pour l'étude de faisabilité.

L'ensemble des phases de sélection est présenté rapidement dans ce qui suit.

3.1 Processus de sélection

3.1.1 La phase de présélection

Dans cette première phase, on utilise d'abord les informations bibliographiques existantes. Ce sont en général des cartes (géographiques, géologiques, sismiques, météorologique...), des photographies satellites, des études démographiques, des fichiers hydrologiques, les répertoires de zones protégées, etc. À ce stade, les reconnaissances sur terrain ne sont pas indispensables et les jugements se font par des experts du domaine.

Les principaux critères d'exclusion déterminants dans cette phase sont la disponi-

bilité de l'eau (ou autre réfrigérant) nécessaire au refroidissement des installations et à la dilution des rejets, et la maîtrise d'une emprise au sol suffisante, à l'écart des zones trop peuplées, des zones géologiquement ou sismiquement impropres et des zones protégées. Les critères sont utilisés pour éliminer les zones qui ne répondent pas à une ou plusieurs de ces exigences.

Il en résulte pour chaque région un ensemble de zones d'implantation potentielles, ne présentant pas en premier dégrossissage de handicap ou d'aléa. Un ensemble de critères seront appliqués ensuite pour affiner la liste.

Les sites qui résultent de cette présélection sont communément appelés sites potentiels.

3.1.2 La phase de sélection

Au cours de cette deuxième phase, les responsables du projet travailleront à réduire le catalogue des sites potentiels en vue de la phase suivante. Le but est donc d'affiner la sélection à partir d'informations plus détaillées (photographies aériennes, études bathymétriques, reconnaissances géologiques et géophysiques limitées...) et de trier parmi les sites recensés, ceux que l'on jugera aménageables dans de bonnes conditions de sûreté et à un coût raisonnable. Aussi on s'intéresse plus en détail, dans cette phase, à des critères tels que l'équilibre déblais/remblais, les conditions d'accès au site ou l'évacuation de l'énergie et on intégrera les premières considérations relatives à l'impact sur l'environnement. À ce stade, le processus s'apparente à une étude de pré-faisabilité.

Les sites sélectionnés dans cette phase sont appelés sites candidats.

3.1.3 La phase de comparaison et de classement

À l'issue de la phase de sélection, le nombre de sites a été suffisamment réduit pour qu'il soit possible d'entreprendre des études approfondies sur chacun d'entre eux, à savoir :

- reconnaissances détaillées in situ ;
- études préliminaires pour être à même d'évaluer les sites sur les différents

critères de sélection avec un degré suffisant de certitude.

Ayant déjà passé avec succès les deux premières phases de sélection, les sites sont, à ce stade, tous acceptables du point de vue de la faisabilité technique. Reste à vérifier lequel présente les coûts d'installation les moins importants. L'idéal serait évidemment de rapporter toutes les contraintes à des coûts financiers, ce qui permettrait un classement de sites aisés. Mais, ceci n'est généralement pas possible.

Une méthode simple pour surmonter cette difficulté consiste à convertir toutes les évaluations en un seul système de notation (monocritère), par exemple de 0 à 5, puis à tenir compte de l'importance de chaque critère par un coefficient et, enfin, à faire le total des notes pondérées par ces coefficients. Cette démarche conduit cependant à une perte d'informations sur les évaluations des sites en atténuant leurs différences, on lui préfère généralement des méthodes plus sophistiquées qui peuvent en fait s'appliquer à tout problème de décision complexe. La plupart de ces méthodes, plutôt que de comparer l'ensemble des sites sur la base d'une seule échelle de valeurs, les comparent deux par deux pour chaque critère et dégagent ainsi ceux qui présentent les meilleures garanties au regard de tous les paramètres mis en jeu. Ces méthodes sont informatisées, ce qui permet de les mettre en œuvre facilement et surtout de réaliser des études de sensibilité sur certains critères dont l'appréciation comporte un haut degré de subjectivité.

Toutes ces méthodes sont très utiles, mais il est important de noter qu'elles ne donnent de résultats fiables que si les évaluations des sites sont faites par des personnes expérimentées et sur des données précises.

3.2 Critères de sélection

Les critères de sélection sont très importants car ils permettent d'évaluer les sites. Ces critères se présentent sous forme de législations, qui sont réalisées principalement à partir de retours d'expérience des grands projets de centrale en fonctionnement, et, à moindre mesure à partir d'études dédiées faites par les grandes institutions de régulation de l'énergie nucléaire tel que l'AIEA. Malheureusement, aucune législation sérieuse sur la sûreté nucléaire n'existe en Algérie, comme nous l'a affirmé

M MEDANNI, responsable de l'équipe qui travail pour le projet au Ministère de l'Énergie et des mines. Nous avons donc examiné se qui est utilisé de l'autre côté de la méditerrané en matière de critères de sélection.

La plupart des critères avancés dans ce qui suit ont été adapté des travaux de Jean-François ASTOFLI et Patrice BRUNET pour le compte de "Techniques De l'Ingénieur" [1].

3.2.1 Critères liés à la sûreté nucléaire

Lors de la construction de la centrale le maître d'ouvrage doit assurer le confinement des matières radioactives afin de ne pas exposer l'environnement dans les conditions normales de fonctionnement, mais aussi dans les situations accidentelles ; c'est pour cela qu'un ensemble de critères de sûreté doit être respecté, ces critères peuvent être prévus par la loi ou bien imposés par le maître d'ouvrage lui-même.

Séismes En général, pour les projets de centrale standardisés, les caractéristiques sismiques du site étudié sont comparées à celles qui ont servi au dimensionnement des installations de référence. Si ces caractéristiques sont dépassées, des dispositions constructives sont envisageables dans la mesure où elles n'induisent pas des coûts trop élevés, sinon le site est rejeté. Pour les projets non standardisés, la méthode est sensiblement la même, car il existe toujours des niveaux de risque sismique au delà desquels le dimensionnement des installations devient impossible. En Algérie, il est important, avant tout, d'avoir des enregistrements de l'activité sismique des 50 à 100 dernières années pour tout le territoire national.

Caractéristiques géologiques Les nouvelles avancées dans les techniques de fondations nous permettent de garder des sites même si ceux-ci présentent de piètres caractéristiques du sous-sol. Cependant, il faut savoir que les coûts de consolidation du sol peuvent devenir trop importants pour certain sites, et donc devenir une contrainte économique ; aussi, la nature de certains sous-sols les empêche de supporter des charges importantes, ce qui peut causer l'effondrement de l'installation. Pour les deux cas que nous venons de citer, il est préférable d'abandonner le site dès la

première phase de sélection.

Volcanisme Les zones proches de volcans actifs doivent être écartées dès la phase de présélection, car elles présentent un risque certain de catastrophe nucléaire. L'exclusion tient compte des émissions volcaniques de toutes sortes (lave, poussières, éboulement ...).

Inondations Des dispositions de sécurité doivent être prises pour éviter tout risque d'inondation, dans le cas des sites opérant à proximité des grandes étendues d'eau tel que les fleuves, mers et océans. Par exemple, les niveaux de calage des sites doivent être tels qu'il ne soient pas atteints par la mer en cas de phénomènes extrêmes comme les raz de marée et les tsunامي.

Un bon exemple de mauvaise gestion de cet aspect est certainement celui de l'accident de *Fukushima* de Mars 2011.

Chutes d'avion Une chute d'avion sur un site thermonucléaire peut avoir des conséquences graves, les sites qui présentent un trafic aérien important peuvent être écartés en phase de comparaison si d'autres sites sont plus favorables. En Algérie, les zones arides des hauts plateaux et du Sahara ne présentent pas un trafic aérien dense, donc ce critère peut être éliminé.

Environnement industriel Les activités industrielles proches des sites peuvent constituer une contrainte pour le choix ; une raffinerie en exploitation, par exemple, peut présenter un risque d'explosion.

Répartition de la population Les études de dispersion des effluents radioactifs en situation accidentelle conduisent en général à juger comme acceptables des sites qui peuvent être caractérisés globalement par des densités de population totale de l'ordre de quelques centaines d'habitants au kilomètre carré au plus, dans un rayon pouvant aller jusqu'à plusieurs dizaines de kilomètres. Une attention toute particulière est portée aux premières distances et bien entendu aux environs proches de la centrale, les contraintes allant décroissant avec l'éloignement.

3.2.2 Critères technico-économiques d'aménagement général

Ces critères recouvrent l'ensemble des paramètres qu'il faut maîtriser pour installer la centrale projetée sur un site, assurer son raccordement aux différents réseaux extérieurs et garantir des conditions de fonctionnement à un coût acceptable. Certains de ces critères, tels que l'existence d'une source froide suffisante ou d'une emprise au sol appropriée doivent impérativement être satisfaits. D'autres appellent, par contre, des adaptations ou dispositions constructives particulières qui, bien que techniquement acceptables, peuvent à terme lourdement accroître les coûts d'investissement ou d'exploitation du projet, et ainsi conduire à préférer un site à un autre.

Emprise au sol et terrassements Une surface totale de l'ordre de 150 hectares est nécessaire pour accueillir les installations proprement dites d'une centrale à 4 tranches de 1 450 MW [1], les entreprises participant à la construction, les installations de service et le poste électrique. Cette superficie peut être plus importante dans le cas d'une réfrigération en circuit fermé (notre cas). En bordure de rivière, ce sont le plus souvent des terrains agricoles, souvent inondables qui sont concernés. Sur le littoral, le dégagement d'une telle emprise suppose généralement d'importants travaux côtiers allant le cas échéant jusqu'à la constitution de plates-formes remblayées sur la mer.

En général, la nature des terrains disponibles est telle que d'importants travaux de terrassement sont nécessaires pour créer la plate-forme de la centrale et maintenir également l'ensemble des ouvrages hors d'eau. Ces mouvements de sol doivent évidemment maintenir les conditions d'écoulement des eaux en laissant libre une section minimale de manière à ne pas aggraver la situation en amont en cas de crue.

Comme nous l'avons déjà dit dans le critères "chute d'avion", nous allons certainement aller chercher notre emplacement du côté des hauts plateaux ; notre souci majeur sera donc plutôt lié à la surface d'emprise des tours de refroidissement.

Accès au site Pendant la phase de construction d'une centrale, un grand nombre d'équipements lourds et encombrants sont à acheminer sur le site (tableau 3.1). Durant la phase de fonctionnement de la centrale, le combustible utilisé est évacué au

Matériel	Masse (t)	Encombrement ($m \times m$)	Moyen de transport
Cuve du réacteur	350	$6,7 \times 11,2$	Convoi routier L : $77m$ H : $7,7m$ PTR : $600t$
Générateur de vapeur (partie inférieure)	315	$5,2 \times 15$	Convoi routier L : $77m$ PTR : $600t$
Générateur de vapeur (partie supérieure)	155	$6 \times 8,2$	
Pressuriseur	120	$3 \times 13,5$	Convoi routier L : $18m$
Stator de l'alternateur	375	$4,2 \times 11,8$	Wagon spécial
Rotor de l'alternateur	265	$2,6 \times 20$	
Rotor de la turbine	218	$4,2 \times 15,5$	

TABLE 3.1 – Importance des matériels et gabarit des moyens de transport pour une usine de $1300 MW$ [1]

moyen de convois lourds. Ce transport signifie que le site doit être relié au réseau routier. On doit s'assurer que cette liaison peut supporter des charges de plusieurs centaines de tonnes et permettre le passage des colis de grands gabarits.

Une voie ferrée est souvent une excellente solution pour le transport du combustible usé mais ne convient généralement pas pour des équipements encombrants tels que les cuves de réacteurs. Les voies maritimes ou fluviales sont quasi systématiquement utilisées entre le lieu de fabrication de ces équipements et la proximité du site.

Le choix final doit donc prendre en compte les installations de transbordement pour les ruptures de charge et les nouvelles liaisons à établir (routes, ponts, raccordements ferroviaires, quais de déchargement), ce qui permet une évaluation financière correspondant à chaque site potentiel.

Raccordement au réseau électrique Le développement du réseau très haute tension (THT) est étudié en même temps que les centrales de production. Le raccordement de la centrale au réseau électrique ne peut donc être considéré comme un critère d'exclusion dans la phase de présélection. Au contraire, les régions où la recherche est menée sont choisies au regard des besoins prioritaires de développement du réseau (Chapitre 1).

C'est donc durant la phase de sélection des sites candidats et leur comparaison que ce critère est à considérer. On peut l'utiliser tout d'abord sous une forme simplifiée, en donnant à chaque site candidat une note directement liée à la distance qui le sépare d'une ligne THT, voire des centres de consommation.

Cependant, lorsque l'on atteint la phase de comparaison des sites candidats, les études préliminaires concernant le raccordement au réseau deviennent nécessaires pour évaluer les coûts correspondants. Les études devraient couvrir à la fois le tracé optimal, les coûts d'investissement et les coûts de fonctionnement (pertes d'énergie en ligne, courants de court-circuit, stabilité statique et dynamique).

3.2.3 Critères liés à l'environnement

La protection de l'environnement est aujourd'hui une préoccupation mondiale. Elle a notamment été au centre des conférences de Rio en 1992, de Berlin en 1995 et de Kyoto en 1997. Celles-ci ont mis en exergue le concept de développement durable, c'est-à-dire respectueux des générations futures. C'est pourquoi, les États se dotent de législations et de réglementations de plus en plus contraignantes et protectrices de l'environnement. De même, les bailleurs de fonds internationaux (Banque Mondiale, Programme des Nations Unies pour le Développement, Banque Européenne de Reconstruction et de Développement,...) ont des exigences de plus en plus sévères dans ce domaine afin d'assurer que les projets qu'ils financent s'inscrivent bien dans une perspective de développement durable. Lors du choix d'un nouveau site de production d'électricité, la prise en compte de l'environnement consiste à montrer que les conséquences du fonctionnement de l'installation projetée sont acceptables pour le milieu. Il peut en résulter des conceptions particulières de certaines installations pro-

pres au site. Le site doit être choisi de manière à ce que l'impact sur l'environnement de la centrale respecte les limites réglementaires et, d'une manière plus générale, soit minimisé à un coût acceptable. Cet impact résulte (figure 3.1) :

- du prélèvement et de la consommation d'eau ;
- des rejets thermiques, chimiques et radioactifs dans l'eau et dans l'air ;
- du bruit ;
- de la modification du paysage.

Deux types d'influence sur l'environnement sont mises en avant, la première concerne l'impact de la centrale sur le milieu aquatique, la seconde est relative à l'impact sur le milieu atmosphérique. On parle aussi d'autres impacts comme celui sur le paysage.

Impact sur le milieu aquatique

Si le système de refroidissement satisfait ses besoins en eau sur une grande étendue d'eau, il faut inclure dans les critères de l'environnement, ceux liés à la protection du milieu aquatique. En Algérie, ces critères peuvent être négligés car on ne nous reconnaît pas beaucoup de grands fleuves ou rivières, où le risque peut être important.

Consommation d'eau L'évaporation de plusieurs mètres cubes par seconde d'eau dans les réfrigérants atmosphériques peut perturber d'autres usages de l'eau pendant les périodes sèches (irrigation, eau potable en particulier), ou simplement peut réduire le débit d'une rivière à un niveau inacceptable pour la faune et la flore aquatique.

Ce critère qualitatif durant la phase de présélection peut devenir graduellement quantitatif et s'exprimer :

- en coûts des mesures de compensation de l'évaporation qui devraient être prises (lâchures à partir de barrages existants ou à construire) ;
- en coûts des pertes de production résultant des réductions de charge de la centrale pour réduire l'évaporation.

Dilution des effluents liquides Les rejets thermiques dans le milieu aquatique sont considérablement réduits pour les centrales refroidies avec des tours sèches et

ne posent en général pas de problème. La dilution des rejets chimiques (générés par la production d'eau déminéralisée, le traitement éventuel de l'eau d'appoint aux réfrigérants atmosphériques,...) doit être telle que les objectifs de qualité des cours d'eau soient respectés. Sont à considérer également les traces de métaux lourds pouvant se trouver dans les effluents rejetés (impuretés présentes dans les additifs chimiques, produits d'érosion-corrosion,...).

Les ouvrages de prise et de rejet d'eau sont conçus pour assurer la meilleure dilution des effluents thermiques, chimiques et radioactifs, et éviter les possibilités de recirculation de l'eau échauffée entre rejet et prise.

Protection du milieu aquatique La richesse et la sensibilité du milieu aquatique conditionnent l'impact lié aux prélèvements d'eau et aux rejets sur les organismes vivants. Le prélèvement d'eau peut entraîner l'aspiration d'organismes vivants dans les circuits de la centrale, qui seront endommagés sur les filtres ou dans les circuits pour les plus petits d'entre eux. On peut être amené à diminuer la vitesse d'aspiration de l'eau à la prise ou à prévoir des dispositifs de dissuasion. Des passes à poisson peuvent également être installées pour assurer la libre circulation des espèces migratrices lorsqu'un seuil barre le cours d'eau. La chloration du circuit de réfrigération du condenseur fait aussi l'objet d'une attention particulière.

En milieu marin et estuarien, les zones peuplées d'espèces rares, les frayères et les nurseries d'espèces commercialisables sont évitées, et peuvent donc constituer des cas d'exclusion.

En général, le critère est essentiellement qualitatif dans la mesure où il est souvent difficile dans la phase préliminaire des études, d'estimer le coût de systèmes de protection des différentes espèces, qu'il serait nécessaire d'installer.

Impact sur le milieu atmosphérique

Deux aspects peuvent être pris en considération, d'abord les panaches qui sont produits dans le cas où la tour admet un système de dispersion humide pour les temps trop chauds. Ces panaches doivent pouvoir être évacués dans les conditions normales de l'ambiance, sinon une résistance peut se créer au niveau de la sortie de

la tour qui pénaliserait le tirage naturel. Un autre aspect est pris en considération, celui de la production de bruit, celui-ci est très important surtout si la tour admet un système de ventilation.

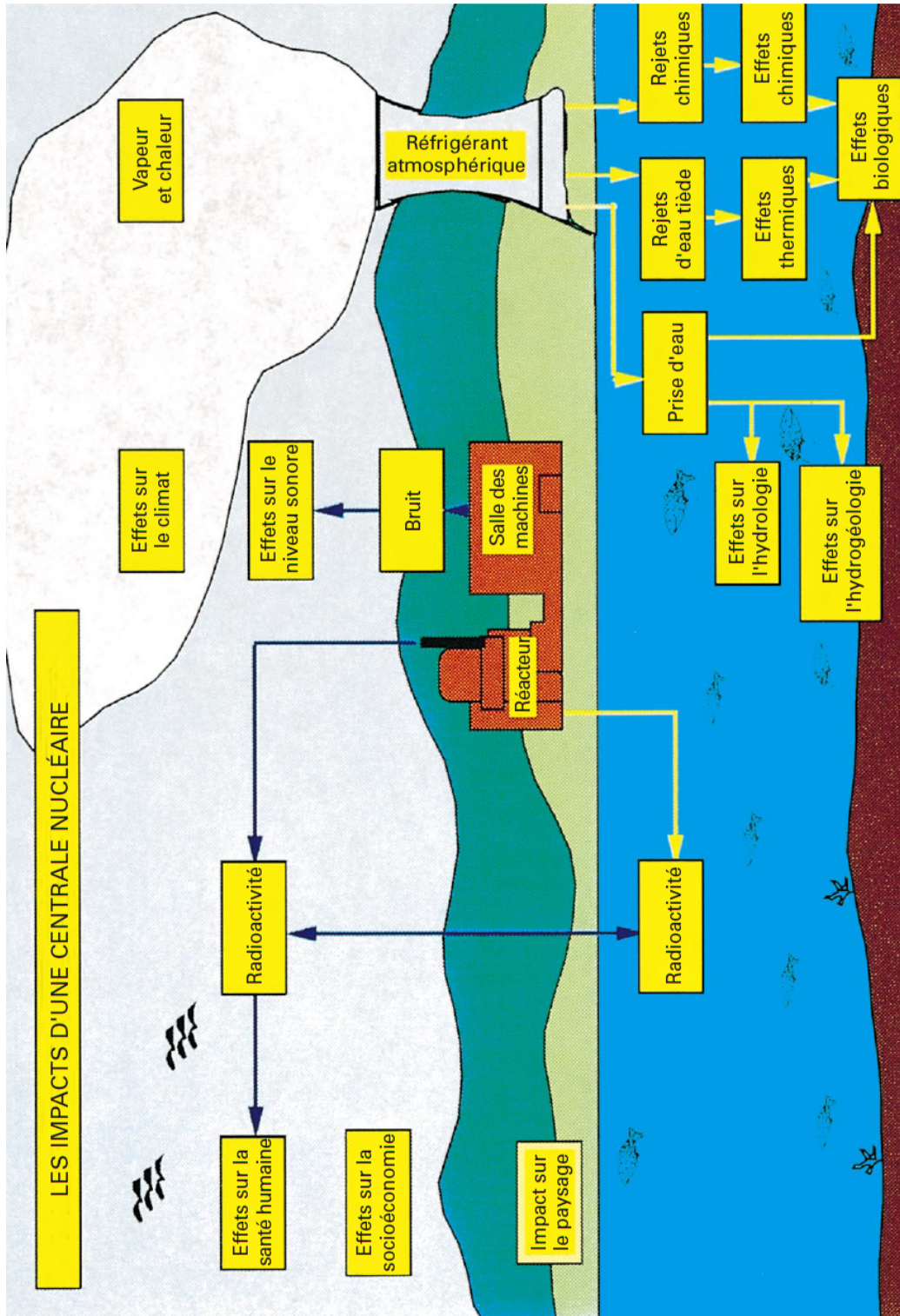


FIGURE 3.1 – Les types d'influence d'une centrale sur l'environnement

Dispersion des panaches Les caractéristiques des panaches dépendent de la distribution des vents, de la nébulosité, de l'humidité et de la température en altitude, la couche atmosphérique influencée se situant entre 500 et 1 000 m. Des zones peu encaissées, convenablement balayées par les vents présentent des avantages indéniables.

Le seul impact notable des panaches est la réduction de quelques pour-cent de l'ensoleillement autour du site. Compte tenu toutefois du faible impact de ces panaches, leur dispersion reste un critère d'un poids limité dans la comparaison des sites.

Propagation du bruit Les modifications du niveau sonore sont à étudier dans chaque cas, en particulier au droit des habitations proches. Outre les dispositions standardisées, on peut obtenir des diminutions du niveau sonore, dès la conception de l'installation, en choisissant correctement la position des installations sur le site (plan masse), en particulier les tours de réfrigération, en agissant sur les matériaux eux-mêmes, voire en installant des écrans acoustiques ou des digues antibruit.

Le bruit n'est donc pas un critère d'exclusion, mais il doit être pris en compte dans la phase de sélection, par exemple en tenant compte de la distance aux habitations les plus proches et dans la phase de comparaison en chiffrant le coût des protections nécessaires.

Impact sur le paysage

Les sites les plus favorables seront ceux qui permettront la meilleure insertion dans le paysage des installations; ainsi en est-il des sites en bord de mer encastés dans les falaises. Par contre, l'insertion des sites fluviaux équipés de tours de réfrigération est plus délicate dans les zones plates et dégagées. Pour les sites fluviaux entourés de collines élevées, l'insertion est meilleure mais ce relief peut présenter de sérieux inconvénients vis à vis notamment de la dispersion des divers rejets dans l'atmosphère.

Une fois le site retenu, une équipe d'architectes, paysagistes et urbanistes régionaux recherche la meilleure insertion du projet dans le paysage.

Ce critère d'insertion peut s'avérer un critère d'exclusion dans les cas de proximité

d'un site touristique ou d'un monument historique.

3.2.4 Aspects socio-économiques

L'implantation d'une centrale nucléaire dans une zone a nécessairement des incidences importantes sur la vie économique et sociale de toute la région qui l'entoure. La nature et l'ampleur de cette incidence sont essentiellement liées aux caractéristiques du milieu d'implantation. En milieu équipé, ou urbanisé, ou inséré dans un contexte économique développé, les effets de l'implantation sont diffus parce que noyés dans l'ensemble de la vie régionale. À l'inverse, en milieu non équipé ou rural, démunis de structures d'accueil, les effets sont très marqués, car la réalisation des travaux implique de nouvelles infrastructures et des équipements en vue de l'accueil de la population de chantier. Sur le plan sociologique également, les changements sont plus marqués qu'en milieu urbanisé.

Il s'agit d'examiner la capacité d'acceptation du projet ainsi que le coût des mesures d'accompagnement ou d'adaptation nécessaires.

Adaptation des infrastructures Dans certains cas les critères de présélection nous mènent très loin dans des zones isolées pour l'implantation, des zones où les infrastructures d'accompagnement du projet ne sont pas disponibles ou pas assez adaptées. L'adaptation de telles infrastructures peut s'avérer trop coûteuse et donc insoutenable, dans ce cas on peut la considérer comme un critère de comparaison.

Apport financier Ce critère est lié à tous les apports financiers liés au site d'implantation, ce sont généralement des taxes sur l'environnement ou autres, que le maître d'ouvrage doit payer durant l'exploitation. Ces apports financiers peuvent devenir un critère de comparaison si plusieurs sites présentent vraiment de fortes différences par rapport aux autres critères.

Acceptation des sites L'acceptation d'un site nucléaire par la population locale et tous les acteurs concernés est un critère essentiel du processus de sélection, qui peut parfois s'avérer déterminant au stade du choix final et de l'engagement du projet.

3.3 influence du choix du site sur le dimensionnement

Pour dimensionner notre système de refroidissement il faut choisir une température de design, cette température doit satisfaire principalement deux conditions. La première est qu'elle doit représenter des conditions de fonctionnement extrêmes, c'est-à-dire qu'elle doit être proche de la température la plus haute sur une période. La deuxième est qu'elle doit être présente le plus longtemps possible durant cette même période. Par exemple, on ne peut pas prendre pour température de design de 45 °C si cette température n'est présente qu'une ou deux semaines durant l'été, nous choisirons plutôt une température de 35 °C si elle est présente 80% du temps. Afin de déterminer la température de design pour le dimensionnement il faut d'abord avoir choisi le site et ensuite disposer des enregistrements météorologiques du dit site. Dans notre cas nous ne connaissons pas encore le site.

Une première application des critères de sélection mettrait la zone du sahel en mauvaise posture, en effet elle présente les caractéristiques suivantes :

- Une grande densité de la population surtout au niveau des grandes villes côtières comme : Oran, Mostaganem, Alger, Béjaïa, Annaba ... ;
- Une activité sismique assez virulente : on compte ces cinquante dernières années plusieurs séismes meurtriers parmi lesquels en compte ceux de Chlef de 1954 et 1980 et celui de Boumerdes de 2003.

D'autre part, cette même zone présente des atouts non négligeables. D'abord la présence de la méditerranée qui fournit une source d'eau de refroidissement à faible coût. Ensuite, l'activité sismique qui ne présente pas un grand handicap, vu les avancées faites dans le domaine de consolidation des structures, d'ailleurs beaucoup de zones sismiques réputées pour leur activité dense de par le monde, ont reçu l'aval pour la construction de centrales à conversion thermonucléaire, notamment au Japon. Donc la difficulté serait au niveau des contraintes économiques : est ce que opter pour un système de refroidissement sec dans les haut plateaux coûterait moins cher ?

Le choix du refroidissement en circuit ouvert serait certainement la solution si les critères de sélection favorisent un site proche du littoral. Dans tout autre situation, le refroidissement ne pourrait se faire qu'en système fermé dans des tours sèches sur

les hauts plateaux ; et ce pour les raisons suivantes :

- La rareté de l'eau sur cette zone, surtout avec la sécheresse de ces dernières années ;
- Une faible activité sismique de cette zone comparée au nord ;
- Le climat qui permet l'aéro-réfrigération même avec de faibles performances, comparé à celui que l'on trouve plus au sud et qui rend très difficile le refroidissement.

L'objet de ce projet est d'évaluer les dimensions des tours si le refroidissement sec s'impose. Le chapitre suivant donne l'essentiel des relations théoriques nécessaires à l'étude de dimensionnement du système échangeur de chaleur-tour sèche.

Chapitre 4

Dimensionnement et caractéristiques de performance

Dans ce qui suit, nous présenterons la théorie liée aux systèmes de refroidissement secs. Chaque composant du système sera caractérisé et étudié.

4.1 Définitions

La condensation de la vapeur d'eau se fait au niveau du condenseur à surface à une température de condensation T_{sat} correspondant à une pression d'échappement de la turbine donnée. L'eau ainsi condensée est retournée au circuit d'alimentation. Le fluide de couplage entre dans le condenseur à la température T_1^{eau} . La différence entre la température de la vapeur et la température chaude de sortie du condenseur est définie comme étant la différence terminale de température (DTT). La différence de température entre T_1^{eau} et T_2^{eau} définit le rang de l'eau. L'eau quitte le condenseur à la température T_2^{eau} , elle est circulée dans un réseau de tuyauterie qui l'acheminera aux tours de refroidissement où la chaleur est transmise à l'air dans les échangeurs. La différence entre la température de l'eau chaude entrant la tour sèche (T_2^{eau}) et la température de l'air ambiant entrant T_1^{air} représente la différence initiale de température (DIT). Après s'être refroidie, l'eau de refroidissement est retournée au condenseur. L'air s'échauffe dans la tour sèche et la quitte à la température T_2^{air} , la différence entre T_1^{air} et T_2^{air} définit le rang de l'air. Par ailleurs, la différence entre T_1^{eau} et T_1^{air}

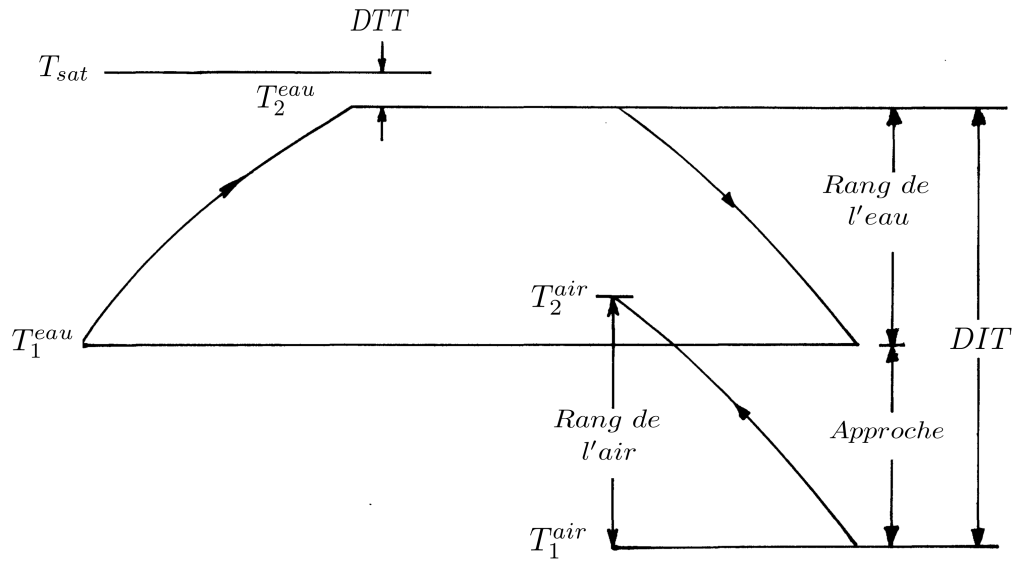


FIGURE 4.1 – Les différents écarts de températures de notre système de refroidissement

définie l'approche. La figure 4.1 donne une illustration des différents éléments définies dans ce paragraphe.

4.2 Conditions optimales de fonctionnement

Notre système de refroidissement, illustré dans la figure 4.2, consiste en deux échangeurs de chaleur de type direct, un condenseur et un échangeur+tour, couplés ensemble par la circulation d'un fluide intermédiaire (eau dans notre cas). L'avantage de cette configuration est la séparation entre le fluide du processus et l'air ambiant, qui est nécessaire dans les applications de conversion thermonucléaire pour éviter la contamination du milieu environnant par des éléments radioactifs. Néanmoins, l'introduction d'un fluide intermédiaire pénalise l'échange globale de chaleur : on a besoin d'une plus grande surface de 10 à 20 % pour un générateur de turbine à gaz.

La théorie des échangeurs indirects compacts et couplés est développée par Kays and London [5] ; ils proposent dans leur ouvrage une méthode qui permet de calculer les paramètres de fonctionnement optimaux des systèmes d'échangeurs couplés, et ce, en manipulant les capacités thermiques des différents fluides mis en cause. La

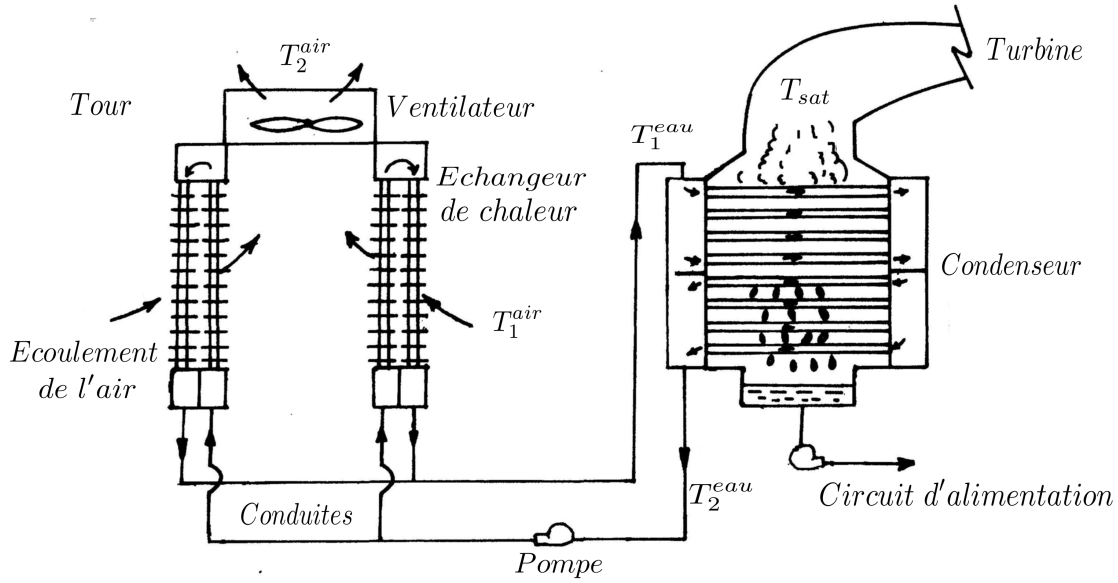


FIGURE 4.2 – Schéma du système de refroidissement

capacité thermique est le produit de la chaleur spécifique et de du débit massique ; de ce fait deux éléments ayant la même capacité thermique sont capables de véhiculer les mêmes flux de chaleur pour un même écart de température ; en fonction des valeurs des capacités thermiques qu'on se donne, on obtient l'efficacité du système en fonction de l'efficacité du condenseur ϵ_{chaud} , l'efficacité de la tour ϵ_{froid} et des chaleurs massiques de la vapeur C_{chaud} , de l'air C_{froid} , et du fluide intermédiaire C_L .

Plusieurs relations donnant l'efficacité sont données par Kays and London en fonction de l'arrangement de C_L , C_{chaud} , C_{froid} . Nous retiendrons cependant que celles qui donnent les conditions optimales de fonctionnement, à savoir $C_{chaud} = C_{froid} = C$, on obtient les relations suivantes pour l'efficacité :

pour $C > C_L$:

$$\epsilon = \frac{C_L/C}{1/\epsilon_{froid} + 1/\epsilon_{chaud} - 1} \quad (4.1)$$

pour $C < C_L$:

$$\epsilon = \frac{1}{1/\epsilon_{froid} + 1/\epsilon_{chaud} - C_L/C} \quad (4.2)$$

Où :

$$\epsilon_{chaud} = \epsilon_{condenseur} = \frac{C_L \times (T_2^{eau} - T_1^{eau})}{C_{min} \times (T_{sat} - T_1^{air})}$$

Et :

$$\epsilon_{froid} = \epsilon_{tour} = \frac{C_L \times (T_2^{eau} - T_1^{eau})}{C_{min} \times (T_2^{eau} - T_1^{air})}$$

Nous remarquons très tôt, que ce critère d'optimisation ne peut être appliqué que du côté de la tour sèche. Du côté condenseur, ce ne sera pas possible car l'échange de chaleur se fait en milieu diphasique, donc à température constante. Pour ce cas la chaleur spécifique a, par définition, une valeur infinie :

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P \rightarrow \infty$$

Mais en même temps, ceci nous permet d'appliquer plus facilement la méthode *LMTD*. Nous verrons dans la section "Les condenseurs" comment se fait le calcul des paramètres.

Pour les échangeurs, les relations ci-dessous seront très utiles ; elle donnent les critères pour l'optimisation des débits et des surfaces d'échange pour l'ensemble de échangeurs qui forment le système[5], voici les critères :

- La capacité thermique du liquide intermédiaire doit être maintenu dans l'intervalle $0.95 < C_L/C < 1.20$;
- Le rapport des produits du coefficient d'échange globale et la surface d'échange de la partie froide (tour) à la partie chaude (condenseur) doit rester dans l'intervalle :

$$0,75 < \frac{(UA)_{chaud}}{(UA)_{froid}} < 2,00 \quad (4.3)$$

Si les coûts de la tour sont moins importants que ceux du condenseur, il serait intéressant de déplacer l'inéquation vers la droite. Si par contre il est nécessaire de réduire la taille du condenseur, par exemple dans le cas où le constructeur du réacteur exige une certaine dimension pour des raisons constructives, nous pouvons déplacer l'inéquation vers la gauche, cette fois, sans perte significative dans les performances [5].

4.3 Les condenseurs

Le condenseur à surface utilisé est un échangeur de chaleur tubulaire. La vapeur se condense au niveau de la surface des tubes de l'échangeur dans lesquels circule l'eau de refroidissement.

L'équilibre thermodynamique du système dépend de ces équations :

$$\dot{Q}_s = UA \times (LMTD) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{eau}(T_2^{eau} - T_1^{eau}) \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_c \quad (4.6)$$

Où :

- \dot{Q}_s : le flux de chaleur dans du condenseur (W);
- \dot{Q}_c : le flux de l'eau en circulation dans les tubes (W);
- \dot{m}_{eau} : le débit massique de l'eau (m/s);
- U : le coefficient d'échange global du condenseur (W/m^2K);
- A : la surface globale d'échange (m^2);
- $LMTD$: moyenne de température logarithmique.

La moyenne de température logarithmique :

$$LMTD = \frac{T_2^{eau} - T_1^{eau}}{\ln\left(\frac{DTT + T_2^{eau} - T_1^{eau}}{DTT}\right)} \quad (4.7)$$

Le calcul du coefficient d'échange globale relève du domaine du transfert thermique [4]. Il est donné par la relation :

$$U = \left(\frac{1}{h_e} + \frac{r_e}{r_i h_i} + \frac{r_e}{k_{tube}} \ln \frac{r_e}{r_i}\right)^{-1} \quad (4.8)$$

Où :

- h_e : coefficient de transfert par convection côté vapeur (W/m^2K);
- h_i : coefficient de transfert par convection côté eau (W/m^2K);

- r_e : rayon extérieur du tube (m);
- r_i : rayon intérieur du tube (m);
- k_{tube} : conductivité thermique du tube (W/mK).

Nous utilisons, afin de calculer le coefficient de transfert par convection h_i , la corrélation pour un écoulement turbulent développé [4]. Ainsi est donnée la relation :

$$h_i = \frac{0.023k_{eau}Re_{eau}^{0.8}Pr_{eau}^{0.4}}{d} \quad (4.9)$$

Où :

- k_{eau} : conductivité thermique de l'eau (W/mK);
- Re_{eau} : nombre de Reynolds côté eau;
- Pr_{eau} : nombre de Prandtl côté eau;
- d : diamètre intérieur du tube (m).

Le coefficient de transfert par convection h_e du côté vapeur peut être déterminé en utilisant l'analyse de Nusselt de la condensation comme décrite dans la littérature [4], voici la relation que nous utiliserons :

$$h_e = 0,719 \sqrt[4]{\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)K_l^3 h'_{fg}}{D\mu_l(T_{sat} - T_{sur})}} \quad (4.10)$$

Où :

- h_e : coefficient de transfert de chaleur de la vapeur (W/m^2K);
- K_l : conductivité thermique du liquide (W/mK);
- ρ_l : masse volumique du liquide (kg/m^3);
- ρ_v : masse volumique de la vapeur (kg/m^3);
- g : accélération de la gravité (m/s^2);
- h'_{fg} : chaleur latente de condensation (J/kgK);
- μ_l : viscosité du liquide (pas);
- D : diamètre extérieur du fluide (m);
- T_{sur} : température de la surface interne du condenseur (K).

Ensuite pour avoir une évaluation de $(UA)_{froid}$, il faut appliquer la méthode *LMTD*. Examinons les équations 4.4, 4.5 et 4.6. La surface globale d'échange A est

donc donnée par :

$$A = \dot{Q} \frac{\ln\left(\frac{DTT + \dot{Q}/C_l}{DTT}\right)}{U\dot{Q}/C_l} \quad (4.11)$$

Ou bien

$$\frac{UA}{C_l} = \ln\left(\frac{DTT + \dot{Q}/C_l}{DTT}\right) = \text{constante} \quad (4.12)$$

Donc,

$$\exp\left[\frac{UA}{C_l}\right] = 1 + \frac{\dot{Q}}{C_l DTT} = \text{constante} \quad (4.13)$$

Nous obtiendrons finalement :

$$\dot{Q} = \left(\exp\left[\frac{UA}{C_l}\right] - 1\right) \times C_l \times DTT = \text{constante} \times DTT \quad (4.14)$$

Les dimensions du condenseur ne dépendent que de la différence terminale de température (DTT). La DTT est un paramètre que nous nous fixons ; plus elle est petite plus la température de condensation sera petite ce qui améliorera les performances de la turbine, mais en même temps les dimensions du condenseur seront très grandes. Pour notre cas, nous calculerons $(UA)_{chaud}$ du condenseur et nous le comparerons à $(UA)_{froid}$ selon les critères données dans l'équation 4.3.

Il est aussi important de connaître le nombre de tubes du condenseur et leurs longueurs. Pour ce faire, prenons la relation donnant le débit d'eau :

$$\dot{m} = \rho_{eau} V_{eau} A_H \quad (4.15)$$

donc,

$$A_H = \frac{\dot{m}}{\rho_{eau} V_{eau}} \quad (4.16)$$

Où A_H est la surface hydraulique de l'écoulement.

Si on connaît le diamètre intérieur des tubes du condenseur on aura :

$$n_{tube} = \frac{4 A_H}{\pi D_i^2} \quad (4.17)$$

Où D_i est le diamètre intérieur des tubes.

Et pour la longueur des tubes :

$$l_{tube} = \frac{A}{n_{tube}\pi D_e} \quad (4.18)$$

Où :

- D_e est le diamètre extérieur du tube ;
- A est la surface globale d'échange.

4.4 Les échangeurs de chaleur

Avant de pouvoir connaître les dimensions de notre tour il faut d'abord en dimensionner l'échangeur. Les dimensions de l'échangeur ne dépendent que de l'efficacité ϵ et de la différence initiale de température DIT qui donne, avec la capacité thermique minimale, le flux de chaleur maximum que peut véhiculer l'échangeur (de quoi appliquer la méthode $Ntu - \epsilon$). Nous allons détailler dans cette partie l'essentiel des relations de thermodynamique et de transfert thermique nécessaires au calcul des échangeurs.

Deux cas se présentent à nous : le premier correspond à celui où la capacité thermique de l'eau de couplage est inférieure à celle de l'air ($C_L < C_{air}$). Dans ce cas, pour un flux de chaleur à dissiper donné, les dimensions de la tour seront d'autant plus grandes que le rapport $\frac{C_L}{C_{air}} \rightarrow 0,95$; mais en même temps le rang de l'air est petit, ce qui peut être bénéfique dans notre cas où les températures du bulbe sec sont relativement grandes. L'autre cas correspond à $C_L > C_{air}$. pour chaque cas, nous adaptons d'Incropera [4] les relations ϵ - Ntu pour un échangeur compact à flux croisés avec côté air mélangé et côté eau non-mélangé :

Cas 1 :

$$C_L < C_{air} \Rightarrow C_L = C_{min} \text{ et } C_{air} = C_{max}$$

l'efficacité est donnée par :

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-R \times (1 - e^{Ntu})]}{R} \quad (4.19)$$

Où $Ntu = \frac{UA}{C_{min}}$ et $R = \frac{C_L}{C_{air}}$, on obtient de ce fait :

$$Ntu = -\ln[1 + R^{-1} \times \ln(1 - R \times \epsilon)] \quad (4.20)$$

Cas 2 :

$$C_L > C_{air} \Rightarrow C_L = C_{max} \text{ et } C_{air} = C_{min}$$

l'efficacité est donnée par :

$$\epsilon = 1 - \exp[-R^{-1} \times (1 - e^{-Ntu \times R})] \quad (4.21)$$

Et,

$$Ntu = -R^{-1} \times \ln[1 + R \times \ln(1 - \epsilon)] \quad (4.22)$$

Pour un système de tour sèche, où les débits d'eau et d'air sont constants pour un régime donné, l'efficacité est constante, et donnée par :

Pour le cas 1 :

$$\epsilon = \frac{\Delta T_{eau}}{DIT} \quad (4.23)$$

Pour le cas 2 :

$$\epsilon = R \times \frac{\Delta T_{eau}}{DIT} \quad (4.24)$$

multiplions les deux cotés de cette équation par la capacité thermique de l'eau de couplage, pour le premier cas par exemple, on obtient :

$$C_l \times \epsilon = \frac{\dot{Q}}{DIT} = \text{constante} \quad (4.25)$$

On remarque que :

$$\dot{Q} = \text{constante} \times DIT \quad (4.26)$$

La DIT est un paramètre qu'on se fixe. Toutefois, son choix n'est pas aisé. En effet, deux aspects dépendent de ce paramètre. S'il est très grand les dimensions de notre

tour diminuent car implicitement :

$$\dot{Q}_{max} = C_{air}(\epsilon) \times DIT \quad (4.27)$$

mais sachant que :

$$T_{sat} = DTT + DIT + T_1^{air} \quad (4.28)$$

Une trop grande augmentation de la DIT pénaliserait sérieusement la production d'énergie dans les turbines ($T_{sat} \nearrow \Rightarrow P_{sat} \nearrow$).

Une fois le choix de la DIT fait, il faudra aussi choisir une valeur acceptable de l'efficacité. Trop grande elle donnera un flux de chaleur actuel très proche de \dot{Q}_{max} , mais, en même temps, sachant que :

$$\epsilon \rightarrow 1 \Rightarrow UA \rightarrow \infty \quad (4.29)$$

on aura aussi un échangeur de dimensions trop élevées.

Une fois les paramètres ϵ et DIT choisis, le calcul des dimensions de l'échangeur peut se faire à condition de connaître les spécifications techniques des constructeurs ; de telles spécifications sont données dans l'annexe B, elles sont adaptées de Glicksman[2] et ont été vérifiées dans les travaux de Nourdine Younsi[10].

4.4.1 Calcul de l'échangeur

Le débit d'air nécessaire à véhiculer dans l'échangeur est connu dès lors que les paramètres de l'échangeur sont établis :

$$\frac{C_l}{C_{air}} = R \Rightarrow \dot{m}_{air} = \frac{C_{air}}{c_{p,air}} = \frac{C_l}{c_{p,air} \times R} \quad (4.30)$$

Où $c_{p,air}$ est la chaleur spécifique à pression constante de l'air.

Notre débit d'air peut s'écrire sous la forme :

$$\dot{m}_{air} = \rho V_{air} A \quad (4.31)$$

Où :

- ρ est la masse volumique de l'air (kg/m^3);
- V_{air} vitesse de l'air (m/s);
- A surface libre d'écroulement de l'échangeur (m^2).

Nous savons que [2][10] :

$$A = \sigma A_f \quad (4.32)$$

Où :

- A_f est la surface frontale de l'échangeur ;
- σ est le rapport de la surface libre sur la surface frontale de l'échangeur.

Pour la suite, il faut connaître le nombre de Reynolds côté air. Il est donné par la relation :

$$Re_{air} = \frac{GD_e}{\mu_{air}} \quad (4.33)$$

Où :

- $G = \rho V_{air}$ est la quantité de mouvement de l'air par unité de volume ;
- D_e est le diamètre équivalent (hydraulique) (m) ;
- μ_{air} est la viscosité de l'air ($Pa.s$).

Notre échangeur se présente comme un alignement de tubes ailetés dans lequel s'écoule l'air froid. Pour déterminer le coefficient d'échange global, il faut d'abord connaître les coefficients d'échange par convection côté air et côté eau.

Pour le côté air, si on connaît le facteur de Colburn et le facteur de friction en fonction du nombre de Reynolds, il est facile de déterminer le coefficient h_e de transfert par convection avec la relation suivante[2] :

$$h_e = \frac{St Pr G c_{p,air}}{Pr^{2/3}} \quad (4.34)$$

Où :

- Pr est le nombre de Prandtl de l'air ;
- St est le nombre de Stanton de l'air ;

et pour le facteur de Colburn :

$$j_H = St \times Pr^{2/3} \quad (4.35)$$

Pour différents types d'arrangements Kays and London [5] donnent des chartes pour la détermination du facteur de Colburn en fonction du nombre de Reynolds.

D'autre part, la connaissance de Ntu nous permet de déterminer UA de l'échangeur ; par définition :

$$Ntu = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.36)$$

Connaissant le coefficient d'échange globale U , il est très facile de déterminer la surface globale d'échange.

4.5 Les tours

Les tours sont utilisées pour véhiculer le débit d'air nécessaire au refroidissement ; elle sont à tirage naturel ou à tirage mécanique. Pour une tour à tirage naturel, la taille varie avec la différence de températures entre la sortie échangeur et la sortie tour, elle est d'autant plus petite que l'écart est grand. Pour un écart donné, la hauteur de la tour augmentera en fonction de la vitesse de l'air qu'on lui exige, de ce fait on se rend rapidement compte qu'il n'est pas possible de refroidir seulement avec le tirage naturel. On utilise souvent des ventilateurs ou une humidification de l'air dans la tour pour palier au manque de tirage.

4.5.1 Hypothèses et équation de tirage

Pour déterminer l'équation globale de tirage il faut faire un certain nombre d'hypothèses. D'abord, l'écoulement de l'air sera considéré unidimensionnel et permanent. Ensuite, il est nécessaire de prendre l'air aux conditions de stagnation, cette hypothèse est loin de refléter la réalité car une simple brise peut augmenter les performances dans notre système ; mais nous l'acceptons cependant car le comportement du vent ne pourra être assez maîtrisé pour donner des éléments exacts au dimensionnement.

Entre le point de stagnation (point 0) et le point d'attaque de la surface frontale A_f (point f), l'air est accéléré isentropiquement de 0 à V_{air} jusqu'à la section frontale

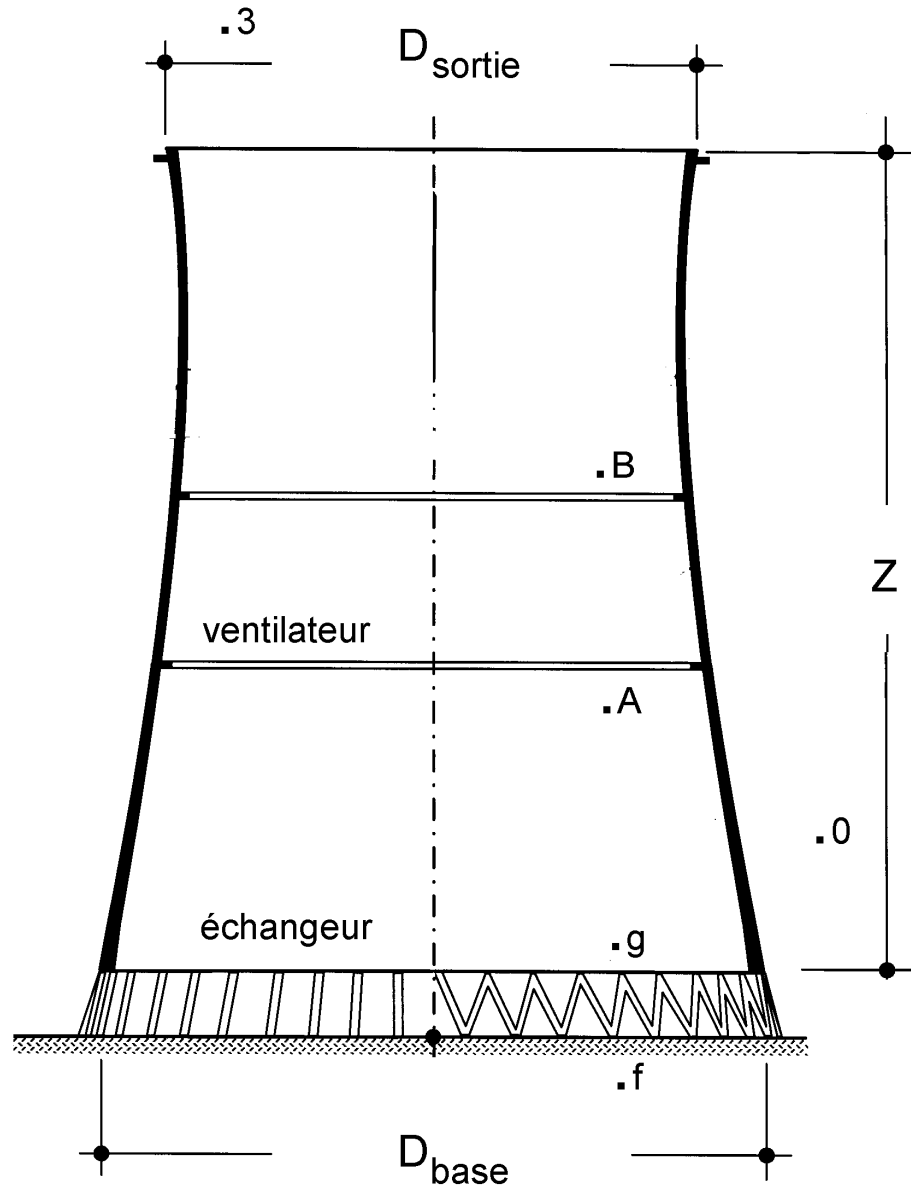


FIGURE 4.3 – Schéma de la tour de refroidissement avec la spécification des différents points

de l'échangeur. Au cours de cette évolution la masse volumique de l'air est considérée constante, l'écoulement étant incompressible.

L'air subit une chute de pression entre le point f et le point g dû à la friction, la géométrie des surfaces d'entrée/sortie et à l'accélération dans l'échangeur. A la sortie de l'échangeur l'air évolue entropiquement selon un écoulement unidimensionnel du point g de la sortie échangeur au point 3, à la sortie de la tour. A l'extérieur de la tour l'air est considéré dans les conditions de stagnation [10].

Toutes ces hypothèses nous permettent d'appliquer l'équation de Bernoulli entre le point de stagnation 0 et le point 3 de la sortie de la tour, cette équation, facile à démontrer, a été développée par Younsi dans l'annexe A de sa thèse de magistère [10], voici l'équation :

$$\frac{\Delta p_e - \Delta p_f}{\rho_{air} V_{air}^2 / 2} + [(\rho_f^* - 1) - \rho_f^* (\frac{A_f}{A_3})^2] + \frac{Z_D}{\rho_{air} V_{air}^2 / 2} (1 - \frac{\rho_e^*}{\rho_f^*}) =$$

$$(\rho_e^* - 1) [\frac{\rho_f^*}{\rho_e^*} (\frac{A_f}{A_3})^2 [(\frac{A_3}{A_a})^2 - 1] - \frac{1}{\rho_f^*} \frac{Z_e}{V_{air}^2 / 2g}] \quad (4.37)$$

Où :

- ΔP_f est la perte de pression dans l'échangeur (Pa) ;
- ΔP_e est l'augmentation de pression dans le ventilateur (Pa) ;
- ρ_e^*, ρ_f^* sont respectivement les rapports des masses volumiques entrée/sortie échangeur et sortie/entrée ventilateur ;
- A_a est l'aire de la surface d'entrée ventilateur ;
- Z_D, Z_e sont les hauteurs dues respectivement à l'échangeur et au ventilateur ;

4.5.2 Équations aux coefficients d'influence

Théoriquement, et pour les hypothèses citées plus haut, l'équation de Bernoulli permet de déterminer les dimensions de la tour sèche à condition que les données liées à l'état de l'air dans les différents points de la tour soient connues ; de telles données ne peuvent être déterminées que dans des conditions de laboratoire avec des modèles réduits. Nous avons donc opté pour une autre méthode, celle développée

par Ali Mountakhab [7] dans sa thèse d'Ingénieur. Nous remarquons dans l'équation de Bernoulli que l'équation contient plusieurs termes chacun lié à un facteur qui influe différemment sur les dimensions de la tour ; ces facteurs peuvent être classés en quatre types :

- Les propriétés des fluides caloporteurs ;
- La géométrie du corps de l'échangeur et celle de la tour ;
- Les vitesses des fluides caloporteurs, le transfert de chaleur et les frottements dans l'échangeur ;
- Les paramètres d'efficacité.

Tous ces facteurs se traduisent par des coefficients qui vont influencer la hauteur globale de notre tour.

A partir de l'équation de Bernoulli, Mountakhab[7] fait ressortir la hauteur effective de la tour Z en fonction des paramètres liés aux différents états de l'air ; mais le plus important c'est que dans son équation nous voyons ressortir aussi des grandeurs liées aux performances de l'échangeur. Pour obtenir cette équation Mountakhab a considéré un écoulement isobare dans l'échangeur et a assimilé l'air à un gaz parfait, ce qui lui permet d'assimiler le rapport ρ_f^* à θ qui est le rapport de la température d'entrée de l'air à celle de la sortie. Examinons l'équation 4.38 qui exprime la hauteur effective de la tour :

$$\frac{Z}{V_{air}^2/2g} = \frac{\theta\theta_m}{\theta-1} \frac{f}{\sigma^2} \frac{A_{totale}}{A} + \frac{\theta^2}{\theta-1} \left(\frac{A_f}{A_3}\right)^2 + \frac{\theta}{\sigma^2} + \frac{k_c + k_e\theta}{\sigma^2} \frac{\theta}{\theta-1} \quad (4.38)$$

Où :

- Z Hauteur effective de tirage ;
- $\theta = T_{air}^2/T_{air}^1$;
- $\theta_m = (\theta + 1)/2$;
- k_c, k_e : Coefficients de pertes de charge d'entrée/sortie échangeur ;
- A_3 : Aire de la section de sortie.

On peut composer l'équation 4.38 en plusieurs termes :

$$Z = Z_E + Z_A + Z_\theta + Z_{kc} + Z_{ke} \quad (4.39)$$

Les cinq termes de cette équation correspondent dans l'ordre aux contributions à la hauteur de la tour par :

- la friction de l'air dans l'échangeur ;
- l'effet de l'accélération de la sortie de l'échangeur à la sortie de la tour ;
- l'effet de l'accélération dans l'échangeur ;
- l'effet d'entrée/sortie de l'échangeur pour les deux derniers.

Les deux dernières composantes de la hauteur effective peuvent être négligées, car à l'intérieur de l'échangeur, les pertes de charges sont dues à une multitudes d'effets d'entrée/sortie similaires à ceux donnant Z_{kc} et Z_{ke} , donc nous pouvons considérer qu'ils ont déjà été quantifiés dans le calcul des pertes de charges de l'échangeur.

Explicitement chaque facteur est donné par les équations 4.40, 4.41, 4.42, 4.43 et 4.44, ils sont exprimés par rapport aux performances de l'échangeur et non par rapport aux surfaces d'échange :

$$\frac{Z_E}{V_{air}^2/2g} = \frac{f\lambda}{St\sigma^2} \theta\theta_m \frac{Ntu}{\epsilon\delta} \quad (4.40)$$

$$\frac{Z_A}{V_{air}^2/2g} = \left(\frac{A_f}{A_3}\right)^2 \frac{\theta^2}{\theta - 1} \quad (4.41)$$

$$\frac{Z_\theta}{V_{air}^2/2g} = \frac{1}{\sigma^2} \theta \quad (4.42)$$

$$\frac{Z_{kc}}{V_{air}^2/2g} = \frac{1}{\sigma^2} kc \frac{\theta}{\theta - 1} \quad (4.43)$$

$$\frac{Z_{ke}}{V_{air}^2/2g} = \frac{1}{\sigma^2} ke \frac{\theta^2}{\theta - 1} \quad (4.44)$$

Mountakhab ne s'est pas arrêté là ; il donne aussi les équations aux coefficients d'influence pour la surface frontale :

$$\frac{A_f}{\dot{Q}} = \frac{1}{\rho c_{p,air} T_1^{air} V_{air} (\theta - 1)} \quad (4.45)$$

Pour la surface totale d'échange :

$$\frac{A_{totale}}{\dot{Q}} = \frac{\sigma \lambda Ntu}{\rho c_{p,air} T_1^{air} St V_{air} \epsilon \delta} \quad (4.46)$$

Pour la Hauteur de l'échangeur :

$$\frac{H}{V_{eau}} = \frac{\rho_{eau} c_{p,eau} \sigma \sigma_{eau} \lambda Ntu}{\rho c_{p,air} \alpha St V_{air} \epsilon n} \quad (4.47)$$

Pour l'épaisseur de l'échangeur :

$$d = \frac{\sigma \lambda Ntu}{\alpha St} \quad (4.48)$$

Et enfin pour le diamètre périphérique de la tour :

$$\frac{D_{base} V_{eau}}{\dot{Q}} = \frac{(A_s/A_f) St n}{T \rho_{eau} c_{p,eau} \pi \sigma \sigma_{eau}/\alpha \lambda (\theta - 1) Ntu} \quad (4.49)$$

N.B : Ces équations sont données pour le cas particulier où $R=1$.

N'oublions pas de définir les paramètres δ et σ_{eau} , le premier est égal à $\frac{T_2^{eau}}{T_1^{air}} - 1$ et représente l'influence de la *DIT*. Le second est le rapport de l'aire de la surface libre à l'aire de la surface frontale côté eau. par ailleurs, n représente le nombre de passages de tubes et λ représente le rapport du coefficient de transfert thermique par convection du côté de l'air h_e au coefficient globale U_{froid} .

Paramètres	Dépendance thermodynamique		Dépendance géométrique	Dépendance de Re	Dépendance de ϵ
	air	eau			
Z_E	1	1	$\frac{1}{\sigma^2}$	$\frac{f\lambda V_{air}^2}{St \cdot 2g}$	$\theta\theta_m \frac{Ntu}{\epsilon\delta}$
Z_A	1	1	$(\frac{A_f}{A_3})^2$	$\frac{V_{air}^2}{2g}$	$\frac{\theta^2}{\theta-1}$
Z_θ	1	1	$\frac{1}{\sigma^2}$	$\frac{V_{air}^2}{2g}$	θ
Z_{kc}	1	1	$\frac{1}{\sigma^2}$	$kc \frac{V_{air}^2}{2g}$	$\frac{\theta}{\theta-1}$
Z_{ke}	1	1	$\frac{1}{\sigma^2}$	$ke \frac{V_{air}^2}{2g}$	$\frac{\theta^2}{\theta-1}$

TABLE 4.1 – Tableau des coefficients d'influence sur la hauteur classés par dépendances

4.6 Système de pompage

La puissance utilisée pour le pompage peut être exprimée en fonction d'une variation de la pression :

$$P_p = \frac{\dot{m} \Delta p_{eau}}{\eta_p \rho_{eau}} \quad (4.50)$$

Où Δp_{eau} représente à la fois la perte de pression dans le circuit et la différence de pression entre l'amont et l'aval de la pompe.

La chute de pression dans le circuit est calculée par la relation [10] :

$$\Delta p_{eau} = f_{eau} \rho_{eau} \frac{L_{eau}}{D_i} \frac{V_{eau}^2}{2} \quad (4.51)$$

L_{eau} est la longueur hydraulique équivalente basée sur la géométrie de l'échangeur [10].

Dans un échangeur à n passages de tubes, on définit le facteur K_l . Il est égal au rapport de la résistance totale sur la résistance due aux tronçons rectilignes :

$$K_l = \frac{L_{eau}}{n H}$$

Voici l'équation de la puissance de pompage telle que donnée par Younsi [10] :

$$\frac{\eta_p P_p}{f_{eau} V_{eau}^3} = \frac{1}{\rho c_{p,air} T_1^{air}} \times \frac{\rho_{eau}}{2} \times \frac{\sigma \sigma_{eau} K_l}{\alpha D_i} \times \frac{\lambda}{St V_{air}} \times \frac{Ntu}{\epsilon \delta} \quad (4.52)$$

4.7 Système de ventilation

Le rôle du ventilateur est de vaincre la perte de charge dans l'échangeur. Dans notre étude, nous allons d'abord calculer les dimensions de la tour à tirage naturel. Ensuite, pour palier au manque de tirage nous allons introduire un ventilateur axial. Le problème du ventilateur axial est qu'il va consommer de l'énergie (on parle de quelques dizaines de *MW*). Le choix de la configuration hauteur de la tour/puissance du ventilateur doit donc être fait pour réduire au maximum les coûts du *kWh* produit.

Afin d'estimer la puissance du ventilateur, on calcule d'abord les dimensions de la tour en tirage naturel en imposant une hauteur raisonnable ; pour cette hauteur de la tour, les dimensions de l'échangeur seront disproportionnées, notamment la hauteur de l'échangeur H qui sera extrêmement grande. Ensuite, nous choisissons une nouvelle vitesse de l'air plus grande que celle générée par le tirage naturel et on calcule les nouvelles dimensions de l'échangeur données par cette vitesse. Une fois les nouvelles dimensions de l'échangeur obtenues (cette fois réduites grâce au ventilateur), nous calculons les pertes de charge pour la première vitesse et pour la deuxième vitesse, la différence entre ces deux pertes de charge correspondra à la différence de pression que le ventilateur devra générer. Voici l'équation donnant la perte de charge dans l'échangeur :

$$\frac{\Delta p_f}{\rho_{air} V_{air}^2 / 2} = \frac{f}{\sigma^2} \frac{A_{totale}}{A} \theta_m + \left(\frac{1}{\sigma^2}\right)(\theta - 1) \quad (4.53)$$

Dans cette équation les effets de l'entrée et la sortie de l'échangeur sont négligés.

De ce fait la puissance du ventilateur est donnée par :

$$P_v = \frac{\dot{m} \Delta p}{\eta_v \rho_{air}} \quad (4.54)$$

Chapitre 5

Analyse des résultats et interprétations

5.1 Choix de paramètres fixes

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 4, le choix du site est très important pour déterminer la température de design T . La discussion des critères de sélection nous a mené vers les haut plateaux où les températures d'été se situent aux environs de 30 à 35 °C. Nous avons fait des calculs pour les deux températures de 25 et 35 °C.

Par ailleurs nous avons choisi une DDT de 3 °C et un rapport des capacités thermiques égale à l'unité.

5.2 Méthode de calcul

Une fois la température de design choisie, plusieurs configurations de l'échangeur sont possibles en fonction de la différence initiale de température et de l'efficacité de l'échangeur (équation 4.25); pour pouvoir trouver les points optimaux nous faisons varier ces deux paramètres, et nous analysons leurs influences sur les dimensions de l'échangeur et la puissance électrique générée. Cette première étape permet d'éliminer déjà une grande partie des configurations qui mènent vers des dimensions exagérées du système de refroidissement.

La première étape nous permet de ressortir avec un intervalle de la différence initiale de température et un autre de l'efficacité qui va certainement contenir les points optimaux pour ces deux paramètres ; pour chaque valeur de la DIT et de ϵ nous aurons un débit d'air qui sera nécessaire pour que le refroidissement puisse se faire (équation 4.25). Ce débit d'air dépend de la vitesse de l'air V_{air} au niveau de la surface frontale et de cette même surface (équations 4.31, 4.31). Dans la suite de la procédure nous ferons varier la vitesse de l'air V_{air} et la vitesse de l'eau dans les tubes V_{eau} , ceci, en plus de la connaissance des spécifications de l'échangeur, nous permet de calculer les dimensions de l'échangeur et celles du condenseur mais aussi celles de la tour en calculant les valeurs des différents coefficient d'influence. Les résultats doivent être analysés pour que tous les éléments constitutifs aient des dimensions correctes.

La procédure du choix des conditions d'opérations optimales est laborieuse et les calculs de tous les paramètres trop longs ; c'est pour cela que nous avons choisi un outil de calcul puissant qui est "MATLAB" pour faire tous les calculs, le code du script utilisé est donné dans l'annexe A.

5.3 Analyse

Dans cette partie nous allons exposer les résultats de l'optimisation pour un système de deux tours sèches à tirage naturel par tranche de 300 MW, pour tous les cas une discussion sera faite pour établir si les dimensions du système sont faisables. Pour justifier les résultats une comparaison par rapport aux travaux de Gliksman [2] et ceux de Younsi [10] a été nécessaire.

Nous commencerons par mettre en évidence l'influence des différents paramètres de dimensionnement sur les dimensions du système de refroidissement.

5.3.1 Influence de la DIT

Deux paramètres dépendent directement de la DIT. Les dimensions de l'échangeur (voir Chapitre 4.5) et la puissance générée par le cycle. Analysons l'équation 5.1 :

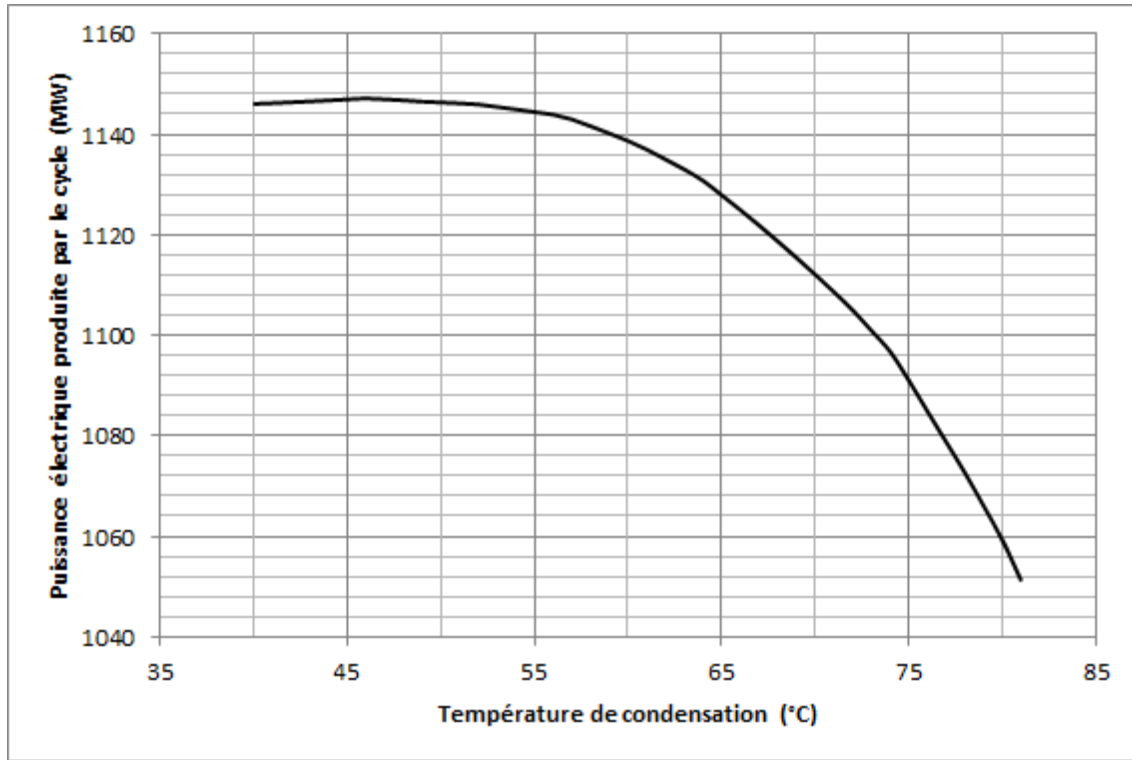


FIGURE 5.1 – Variation de la puissance électrique générée en fonction de la température de condensation pour tout le cycle

$$T_{sat} = DTT + DIT + T_1^{air} \quad (5.1)$$

La température de condensation influe directement sur la puissance électrique générée comme le montre la figure 5.1 ; comme la DTT et la température T_1^{air} sont fixées, la puissance générée dépendra aussi directement de la DIT . Une DIT élevée augmente le flux de chaleur à dissiper, diminue la puissance électrique générée et diminue les dimensions de l'échangeur.

La DIT combinée avec l'efficacité influe aussi sur la hauteur de la tour comme le montre la colonne 5 du tableau 4.1. La figure 5.2 montre la variation de la hauteur en fonction de la DIT . On voit bien qu'une grande DIT nous permettra d'avoir une tour de hauteur réduite. Par exemple pour une DIT de 52 °C, on a une hauteur de 70 m ce qui est très raisonnable, mais comme le montre la figure 5.1, on ne pourra produire pour cette DIT que 1060 MW ce qui représente une perte de 7 % par rapport au maximum que nous pouvons produire avec des turbines à contre pression. Le choix de

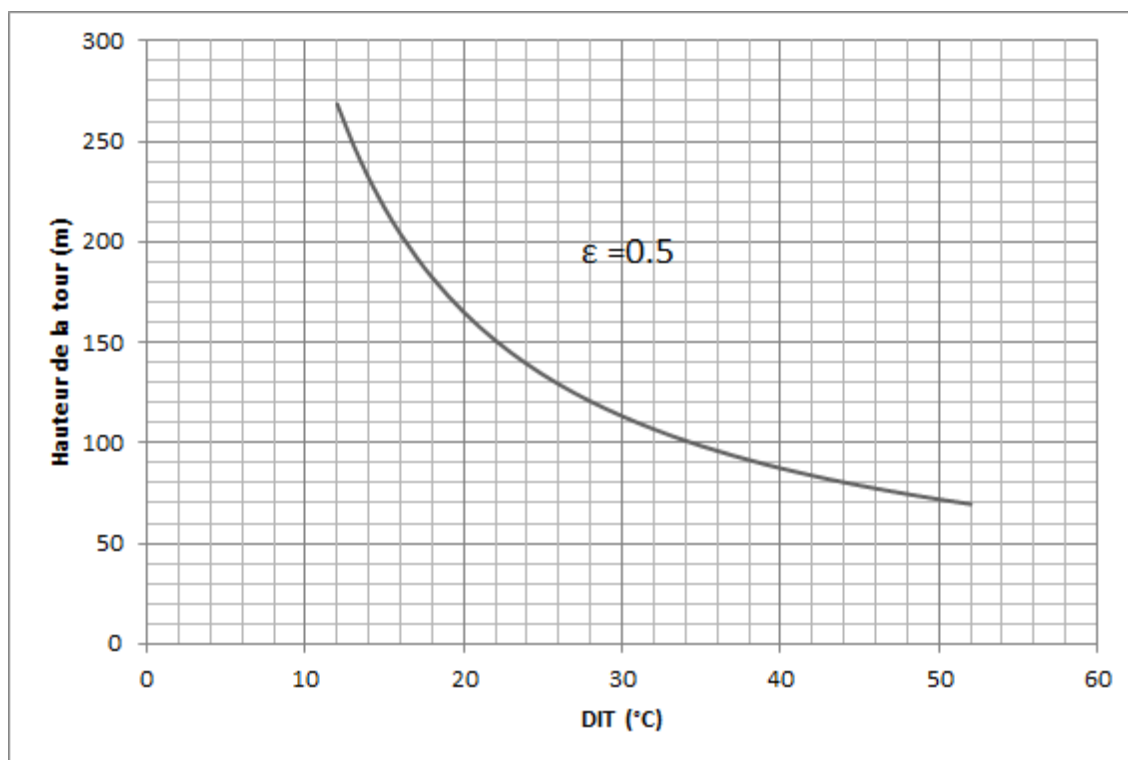


FIGURE 5.2 – Variation de la hauteur de la tour en fonction de la *DIT*

la *DIT* est donc un compromis que nous devons faire entre les coûts du système de refroidissement et la puissance générée. Pour les calculs préliminaires nous choisirons une *DIT* de 32 °C, ceci n'est pas un optimum cependant.

5.3.2 Influence de ϵ

Les équations 4.20 et 4.22 montrent bien que les dimensions de l'échangeur dépendent directement de l'efficacité : pour une faible valeur de ϵ , de 0.2 par exemple, notre échangeur sera de petite dimension. D'un autre côté, un échangeur de dimensions réduites nécessitera un plus grand débit d'air comme le montre les figures 5.3 et 5.4, et de ce fait nous aurons besoin de tours de hauteurs plus importantes. La figure 5.5 montre l'évolution de la hauteur de la tour en fonction de l'efficacité, et ce pour un système à deux tours par tranche de 300 MW et pour une *DIT* de 32 °C. On remarque que pour de très petites valeurs de ϵ ($<0,2$) la tour est exagérément haute. Ensuite à partir de la valeur de 0,2 jusqu'à 0,5, la hauteur se stabilise autour d'une hauteur de 100 m (ce qui est raisonnable). La dernière partie du graphique ($>0,5$)

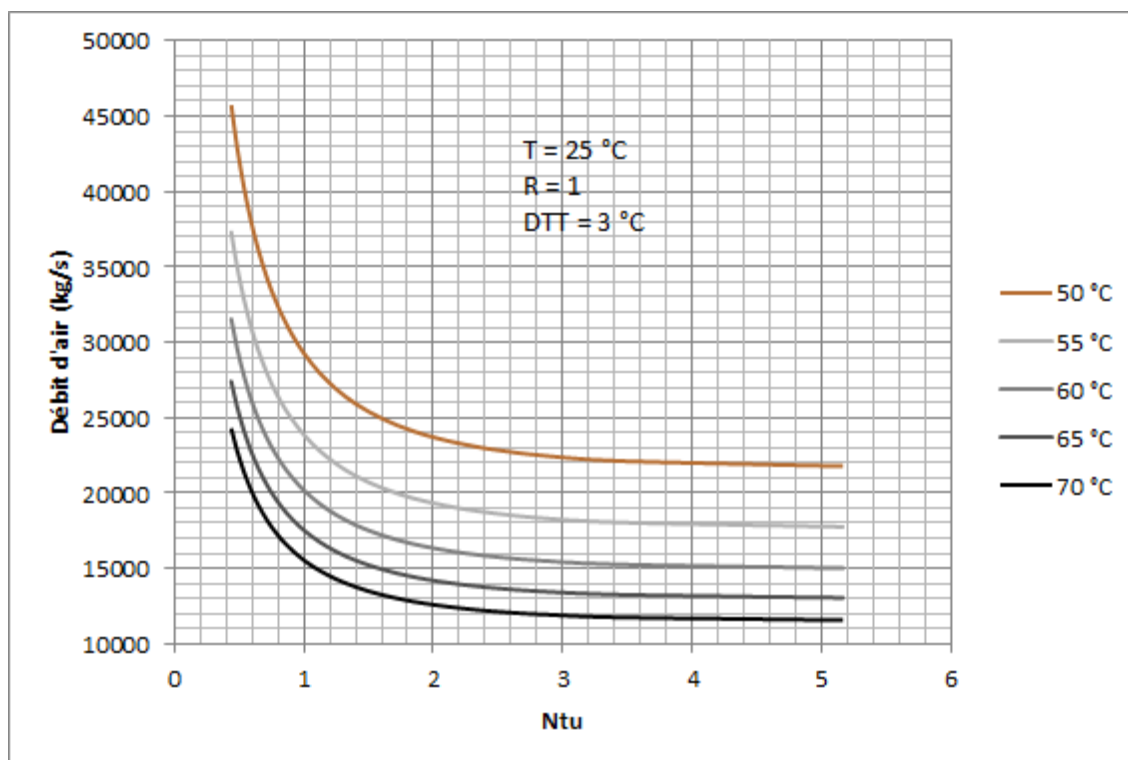


FIGURE 5.3 – Variation du débit d’air à véhiculer en fonction de Ntu pour une température de design de 25 °C

montre une augmentation de la hauteur de la tour en dépit de l’augmentation de l’efficacité ; ceci peut être expliqué par le fait que le débit d’air ne diminue plus avec l’augmentation de Ntu à partir d’un certain rang (figures 5.3 et 5.4). Pour les efficacités de 0,2 et 0,5 les hauteurs de la tour sont pratiquement les mêmes, donc n’importe qui conseilleraient de choisir 0,2 pour l’efficacité, mais ceci n’est pas aussi évident, cette efficacité donnerait un rapport $\frac{(UA)_{chaud}}{(UA)_{froid}} \simeq 4$ pour une DIT de 32 °C ; ceci va à l’encontre du critère de fonctionnement optimal donné par Kays and London dans l’équation 4.3 ; de plus la surface frontale aura une valeur de 17000 m^2 ce qui est exagéré. Notre choix s’est donc porté sur une valeur de 0,46 pour l’efficacité, parce que c’est la plus petite valeur de l’efficacité qui permet de respecter le critère de l’équation 4.3.

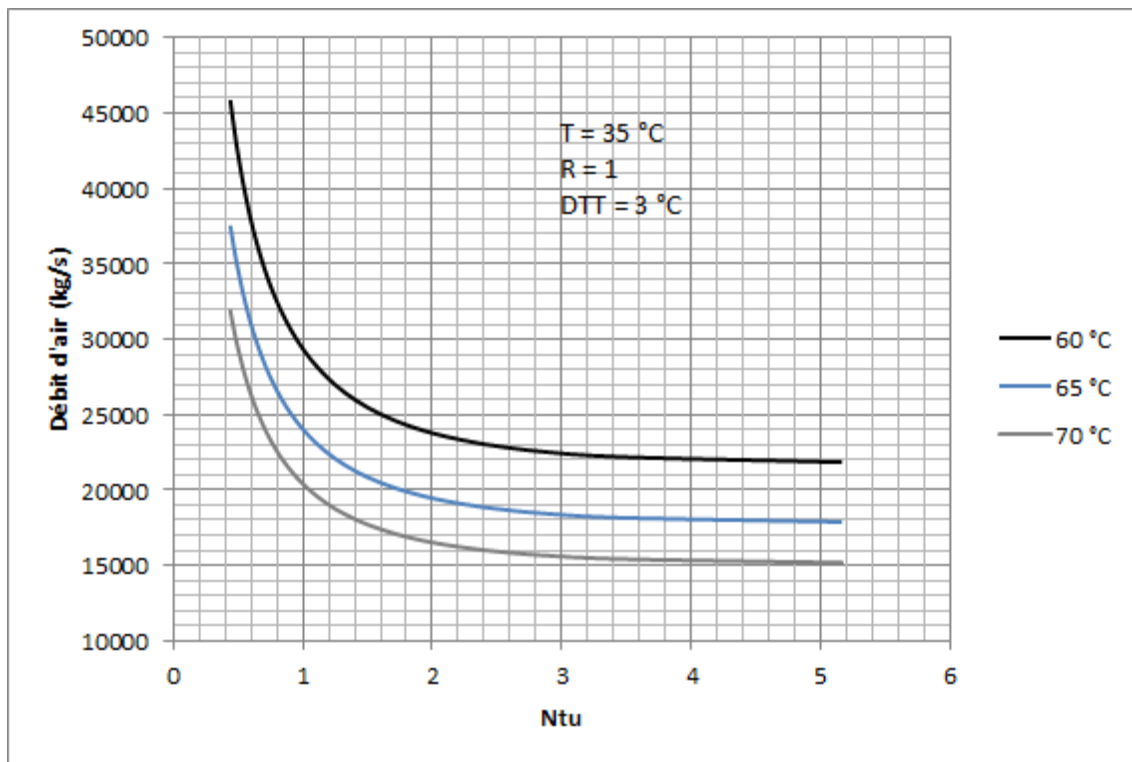


FIGURE 5.4 – Variation du débit d'air à véhiculer en fonction de Ntu pour une température de design de 35 °C

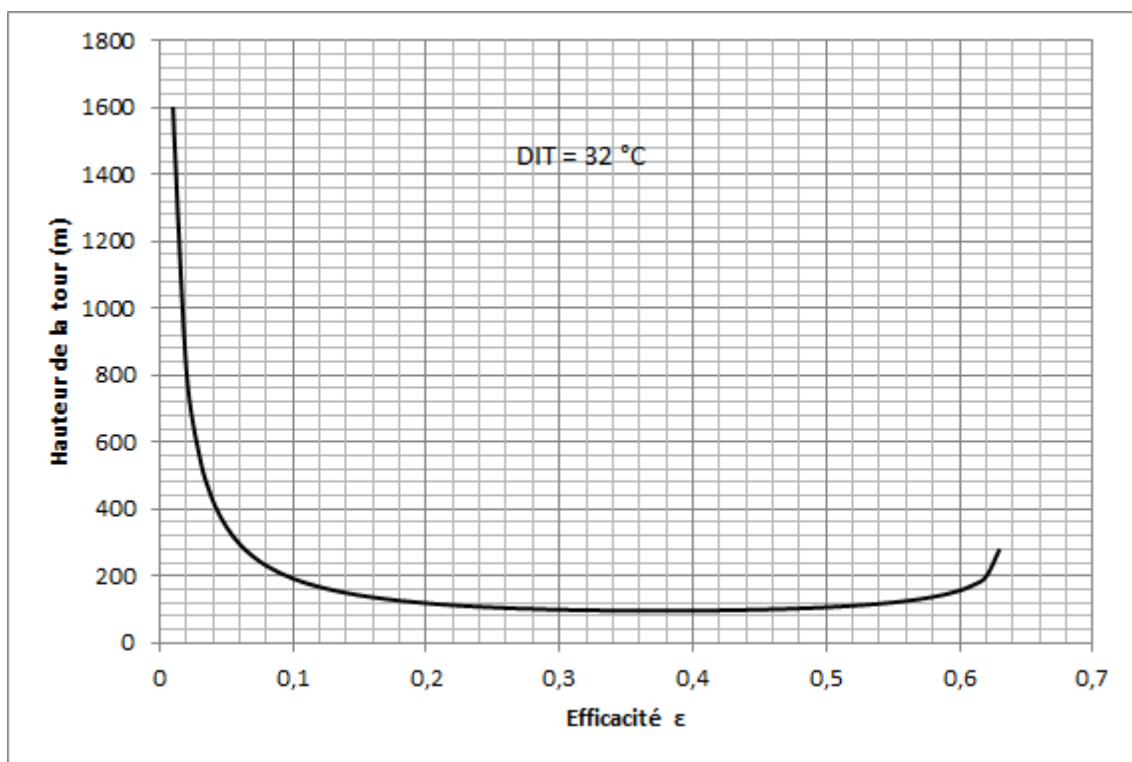


FIGURE 5.5 – Variation de la hauteur de la tour en fonction de l'efficacité de l'échangeur pour une différence de température de 32 °C

5.3.3 Influence de V_{air}

La vitesse de l'air V_{air} dépend directement de la hauteur de la tour car elle représente une des composantes variables du débit d'air avec la surface frontale de l'échangeur A_f . V_{air} est d'autant plus grande que la tour est haute, aussi, pour une grande vitesse de l'air nous aurons une surface frontale réduite (équation 4.31). Le choix de la vitesse de l'air est donc un compromis entre la hauteur de la tour et la puissance du ventilateur.

5.3.4 Influence du nombre de passage de tubes

Le nombre de passages de tubes influe sur la hauteur de l'échangeur et sur le diamètre de base de la tour. En augmentant, la hauteur de l'échangeur diminue et le diamètre de base augmente (equations 4.47, 4.49). A priori, on peut manipuler ce paramètre à notre guise afin d'obtenir des dimensions correctes, mais ce n'est pas le cas, car la puissance de pompage augmente avec le nombre de passages de tubes [10]. Donc encore une fois, le choix du nombre de passages de tubes est un compromis entre les dimensions de l'échangeur (surtout de la hauteur) et la puissance de pompage.

5.3.5 Influence de la vitesse V_{eau}

La puissance de pompage dans notre système de refroidissement est fortement influencée par la vitesse de l'eau. En effet, $P_p \propto V_{eau}^3$, d'autre part, la vitesse de l'eau agit sur les dimensions de l'échangeur et celles du condenseur, donc la vitesse de l'eau est un compromis entre les dimensions du système et la puissance de pompage.

5.4 Choix des paramètres de fonctionnement

Lors de l'analyse des résultats nous avons constaté que pour des dimensions correctes des 8 tours en tirage naturel (figure 5.6), on avait toujours un échangeur de hauteur inacceptable (environ 40 m). La première solution qui s'est présentée à nous, a été d'augmenter le nombre de tours à 12. Le flux de chaleur à dissiper ayant ainsi diminué pour chaque tour, nous pouvions choisir une *DIT* moins importante et ainsi

générer plus d'électricité, mais ceci ne change rien à d'autres paramètres comme la hauteur de l'échangeur et le diamètres de base qui dépendent plus des spécifications de l'échangeur (équations 4.47, 4.49). De plus, si on essaie de quantifier le gain d'énergie électrique, on trouve qu'il sera au maximum de 40 *MW*. Même sans ramener les dimensions à des coûts, le gain d'énergie ne justifie pas le passage à un système de 3 tours par tranches.

Une autre solution serait de mettre en place un système de ventilation pour augmenter la vitesse de l'air. Dans ce cas, les dimensions de la tour restent inchangées, mais on remarque une grande diminution de la hauteur de l'échangeur ; nous avons donc opté pour la ventilation à condition que celle-ci reste à des coûts corrects.

La hauteur de la tour a été choisie pour véhiculer une vitesse de l'air de 2,5 *m/s* en tirage naturel. D'un côté, cette vitesse donne des proportions correctes de la tour ; d'un autre, elle permet de diminuer la puissance de ventilation.

5.5 Solution préconisée

Pour les deux températures ambiantes considérées nous avons déterminé une configuration qui selon les données disponibles semble la plus appropriée.

Nous avons choisi pour ces dimensions une efficacité de 0.46 et des *DIT* de 36 et 37 °C ; ces choix ont été fait pour permettre de faire la comparaison avec les résultats donné pas Gliksman dans ces travaux. pour la vitesse de l'air nous avons choisie 2,5 *m/s* car c'est la vitesse qui nous permet d'avoir des tours correctement proportionnées ; il s'en est suivi une vitesse de l'écoulement de l'eau dans les tubes égale à 1,5 *m/s* ; d'un côté, cette vitesse donne une hauteur de la tour correcte, d'un autre, nous remarquons que le système de pompage devient moins énergivore. pour le rapport de la surface frontale à la surface de sortie nous avons pris des valeur allant de 2,5 à 3, quant au rapport de la surface cylindrique de la jupe à la surface frontale, nous lui avons affecter une valeur de 1, considérant ainsi que l'échangeur se distribue sur toute la surface de la jupe sans contraction ni élargissement entre les panneaux de l'échangeur.

Le nombre de passage de tube a été imposé au nombre de 8 pour que l'on

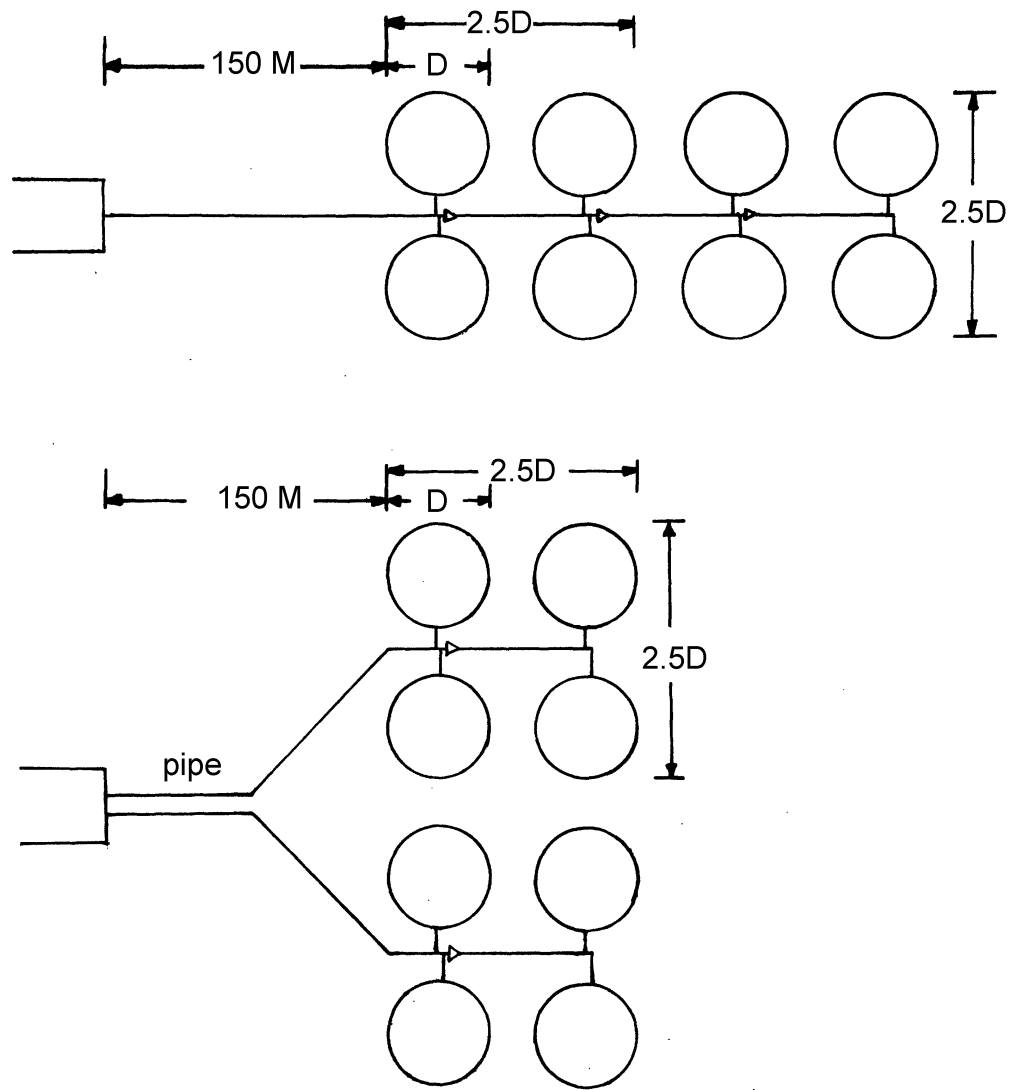


FIGURE 5.6 – Différentes configurations possible du système de tours sèches

puisse avoir une hauteur acceptable de l'échangeur. Toutefois, ce paramètre n'a pas été assez bien étudié pour manque d'informations précises sur la technologie de l'échangeur.

La table 5.1 montre une comparaison entre nos deux configurations et celle de Gliksman. Nous remarquons qu'à part la hauteur de la tour; tous les autres paramètres se rapprochent; ceci est dû au fait que nous avons choisi les mêmes ϵ et DIT ; la différence étant due aux températures ambiantes de notre environnement. Ce qu'on remarque aussi, c'est les grandes pertes d'électricité qui sont de 20 MW pour 25 °C et 50 MW pour 35 °C; ceci veut dire que même si la solution du refroidissement sec est possible, elle nous coûtera très cher. Par ailleurs, les résultats obtenus montrent la puissance du critère de Kays and London pour le fonctionnement optimum des systèmes d'échangeurs couplés.

	Étude ENP 25	Étude ENP 35	Gliksman
T ($^{\circ}C$)	25	35	10
Z (m)	95	100,30	$\simeq 80$
D_{base} (m)	65,29	67,95	53
D_{sortie} (m)	37	37,73	- -
DIT ($^{\circ}C$)	37	36	37,77
ϵ	0.46	0.46	0.453
A_f (m)	21487	22365	30426
P générée (MW)	1127,9	1096,7	1146,2
P_v (MW)	30.14	31,29	27,10
P_p (MW)	5,61	5,85	6,23
H (m)	13,09	13.09	- -
V_{air} (m/s)	6	6	6,5
U_{ech} (W/m^2K)	90,16	90,23	78
$\frac{(UA)_{chaud}}{(UA)_{froid}}$	1,98	1.96	- -

TABLE 5.1 – Comparaison des dimensions obtenues avec celles de Gliksman

CONCLUSION

Cette étude nous a permis d'obtenir une première évaluation des dimension d'un système de refroidissement à tours sèches destiné à la condensation d'un cycle BWR de 1200 MW à implanter dans les zones arides des hauts plateaux et confins sahariens algériens. Ces contraintes sont principalement liées aux grandes températures que l'on enregistre par les temps chauds. Ce système s'est révélé l'objet de contraintes sévères liées à l'échange par convection libre insuffisant pour obtenir des dimensions physiques raisonnables de l'échangeur et de la tour. Un tirage par ventilation forcée a été nécessaire pour palier à ce manque de tirage ; il nécessite une puissance mécanique de plus de 30 MW.

La méthode d'évaluation utilisée est celle des coefficients d'influence développée par Ascher Shapiro dans ses deux traités de gazodynamique et appliquée par Ali Mountakhab et Nouredine Younsi dans deux études précédentes [9][7][10] .

La recherche d'un optimum est basée sur des évaluations numériques réalisées au moyen de deux programmes élaborés en MATLAB, l'un pour l'analyse des coefficients d'influence et l'autre pour les dimensions de la tour de refroidissement. Les résultats ont été comparés à ceux de Gliksman obtenus dans une optimisation économique du coût global.

Plus précisément, une analyse de sensibilité des dimensions de la tour et de la puissance de ventilation a été réalisée en faisant varier la vitesse de l'air à travers la surface d'échange entre 1,5 et 2.5 m/s. On remarque que pour ces deux valeurs, les hauteurs de la tour sont respectivement de 70 et 105 m ce qui semble acceptable, mais les dimensions de l'échangeur semblent exagérées, notamment sa hauteur qui atteint les 40 m. Une solution à cette problématique consiste à augmenter la vitesse de convection à 6 m/s ce qui nécessite une convection forcée d'une puissance 30 MW pour un dimensionnement acceptable.

D'autres considérations relatives au contexte énergétique et géopolitique ont été abordées pour situer cette option du nucléaire civile dans son contexte géographique.

Les résultats de cette étude sont susceptibles d'être affinés pour servir de base à une évaluation économique éventuelle des coûts.

Bibliographie

- [1] Jean-François ASTOFLI, Patrice BRUNET, and Jean-Claude ITHIER. "choix des site de centrales nucléaires". *Techniques de l'ingénieur, bn3255*, 1998.
- [2] Michael CHOI and Leon R. GLIKSMAN. "*Computer optimization of dry and wet/dry cooling tower systems for large fossil and nuclear power plants*". PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1979.
- [3] Mohamed S. EL-GENK. "on the introduction of nuclear power in middle east countries : Promise, strategies, vision and challenges". *Elsevier*, 2008.
- [4] Incropera, DeWitt, Bergman, and Lavine. "*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*". Wiley, 6th edition, 2006.
- [5] Kays and London. "*Compact Heat Exchangers*". McGraw-Hill, 1964.
- [6] Ministère de l'énergie et des mines. "*Évolution du secteur de l'énergie et des mines*", 2007.
- [7] Ali MOUNTAKHAB. "waste heat disposal to air forced and natural draft ; some analytical design considerations". Master's thesis, Stanford University, 1978.
- [8] Massachusetts Institute of Technology. "future of nuclear power". 2009.
- [9] Ascher SHAPIRO. "*The dynamics and thermodynamics of compressible flow*". The Ronald press company, 1964.
- [10] Nouredine YOUNSI. "Étude conceptuelle d'une tour de refroidissement sèche pour une centrale thermique a cycle combiné gaz/vapeur". Master's thesis, École Nationale Polytechnique, 1986.

Annexe A

Script MATLAB utilisé pour le calcul de dimensionnement

```
T = input('T=');
R = input('Rapport des capacités thermique (valeur entre 0.95 et 1.2)=');
%T est la température du bulbe sec du design choisie
DTT = input('DTT=');%écart de température dans le condenseur

P_tur = [3.38639 6.77278 10.1592 11.8524 13.5456 16.9319 20.3183 2
3.7047 27.0911 30.4775 33.8639 37.2503 40.6367 44.023 47.4094 50.7958];
%P_tur sont les valeurs de la pression utilisée pour l'interpolation du
%facteur des taux de chaleur
int_F = [1.06 1.05811 1.05684 1.05747 1.0579 1.0601 1.06526 1.07158
1.08 1.08842 1.09684 1.10614 1.1192 1.13163 1.14476 1.16];
%valeurs des taux de chaleur pour l'interpolation
P_c = 11.8524;%pression de référence pour une turbine conventionnelle
OUT_c = 1212377000;%énergie générée dans les conditions de référence
eta_c = 0.338808;%rendement dans les conditions de référence
c_l = 4120;%chaleur spécifique moyenne de l'eau
c_air = 1007;%chaleur spécifique moyenne de l'air
```

```

DIT = 12:1:53;%écart donnant le flux de chaleur max dans l'échangeur
xlswrite('DIT.xls',DIT');
e = 0.2:0.05:1;%valeurs de l'efficacité
xlswrite('epsilon.xls',e');

T_sat =zeros(1,length(DIT));
P_sat =zeros(1,length(DIT));

int_T_sat = [0.01 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 105 110];
int_P_sat = [0.6113 0.8721 1.2276 1.7051 2.339 3.169 4.246 5.628 7.384 9.593 12.349
15.758 19.940 25.03 31.19 38.58 47.39 57.83 70.14 84.55 101.35 120.82 143.27 169.06];

Q_flux = OUT_c /eta_c;
Q = zeros(1,length(DIT));%initialisation des flux de chaleur
F = zeros(1,length(DIT));
eta = zeros(1,length(DIT));

for i = 1:length(DIT)
    T_sat(i) = T + DIT(i) + DTT;
    P_sat(i) = spline(int_T_sat,int_P_sat,T_sat(i));
    F(i) = interp1(P_tur,int_F,P_sat(i));
    eta(i) = eta_c/F(i);
    Q(i) =Q_flux*(1-eta(i));
end

q = Q/8;
xlswrite('tsat.xls',T_sat')
xlswrite('chaleur.xls',Q'/(10^6))

C_l = zeros(length(DIT),length(e));

```



```

if R <= 1
    for i = 1:length(DIT)
        for j = 1:length(e)
            C_l(i,j) = q(i)/(DIT(i)*e(j));
        end
    end
else
    for i = 1:length(DIT)
        for j = 1:length(e)
            C_l(i,j) = (R * q(i)) / (DIT(i) * e(j));
        end
    end
end

C_air = C_l/R;%capacité thermique de l'air
M_air = C_air / c_air;
M_l = C_l/c_l;

Ntu = zeros(1,length(e));
dim = zeros(1,length(e));

if R <= 1
    for i = 1:length(e)
        Ntu(i) = -log(1+((1/R)*log(1-(R*e(i)))));
        for j = 1:length(DIT)
            dim(j,i) = Ntu(i)*C_l(j,i);
        end
    end
else
    for i = 1:length(e)

```

```

        Ntu(i) = -(R*log(1+((1/R)*log(1-(e(i))))));
        for j = 1:length(DIT)
            dim(j,i) = Ntu(i)*C_air(j,i);
        end
    end
end
end
xlswrite('Ntu.xls',Ntu');
xlswrite('débits d''air.xls',M_air');
xlswrite('dim.xls',dim');
rang_eau = zeros(length(DIT),length(e));

for i = 1:length(DIT)
    for j = 1:length(e)
        rang_eau (i,j) = DIT(i) * e(j);
    end
end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%spécifications de l'échangeur%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
D_e = 0.0245;          %
epp_tub = 0.001245;   %
D_root = 0.02601;     %
D_ail = 0.04412;      %
epp_ail = 0.000305;   %
pas_ail = 346.457;    %
                    %
pas_trans = 0.078207; %
pas_long = 0.052382;  %

```

```

%
R_sur = 0.825; %
ALPHA = 58.1; %
SIGMA = 0.643; %
SIGMA_eau = 0.0928; %%%%%%%%%%%
ALPHA_eau = pi * 0.022911/(pas_long*pas_trans);%
D_eq = 0.011252; %%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%

%calcul de l'échangeur%

visc = 0.000020;
disp('choisir maintenant le débit d''air optimal après l''analyse des données :');

DIT_opt= input('DIT=');
e_opt = input('e=');

i_DIT_opt = find(DIT==DIT_opt);
i_e_opt = find(e==e_opt);

M_air_opt = M_air(i_DIT_opt,i_e_opt);
V_air = 1.5:0.1:4;
Re = zeros(1,length(V_air));
K_air = 0.027;
K_f = 237;
E_f = ((D_ail/D_e)+(4/3))/7;
rho = 1.109;
Pr = (visc*c_air)/K_air;
Re_int = [2000 3000 4000 5000 6000 7000 8000 9000 10000];
j_int = [0.0117 0.0098 0.0087 0.008 0.00764 0.007 0.00576 0.00546 0.00515];
f_int = [0.0513 0.0466 0.0433 0.0405 0.0383 0.0366 0.035 0.0341 0.0333];

```

```

j_h = zeros(1,length(V_air));
f = zeros(1,length(V_air));
H_e = zeros(1,length(V_air));
eta_f = zeros(1,length(V_air));
eta_t = zeros(1,length(V_air));

for i = 1:length(V_air)
    Re(i) = rho * V_air(i) * D_eq /(SIGMA*visc);
    j_h(i) = spline(Re_int,j_int,Re(i));
    f(i) = spline(Re_int,f_int,Re(i));
    H_e(i) = j_h(i)* (rho * V_air(i)/SIGMA) * c_air /Pr^(2/3);
    eta_f(i) = 1/ (1+((E_f * H_e(i) * ((D_ail-D_e)^2)))/(24 * K_f * epp_ail)));
    eta_t(i) = 1 - (R_sur*(1-eta_f(i)));
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%condenseur%

V_tube = 1:0.05:4;
xlswrite('vitesse dans les tubes.xls',V_tube');
A_h = zeros(1,length(V_tube));
n_tube_cond = zeros(1,length(V_tube));
U_cond = zeros(1,length(V_tube));

for i = 1:length(V_tube)
    A_h(i) = M_l(i_DIT_opt,i_e_opt)/(1000*V_tube(i));
    n_tube_cond(i) = 4* A_h(i)/(pi*(0.022911^2));
    U_cond(i) = (1055.05585262/(3600*0.09290305*(5/9)))*(263 * sqrt(V_tube(i)/0.3048))
end

xlswrite('nombre de tubes.xls',n_tube_cond');
A_cond = zeros(length(q),length(U_cond));

```

```

dim_cond = zeros(length(q),length(U_cond));
for i = 1:length(DIT)
    for j = 1:length(V_tube)
        A_cond(i,j) = q(i)/(U_cond(j)*(rang_eau(i_DIT_opt,i_e_opt)/ log((rang_eau(i_DIT_opt,i_e_opt)/rang_eau(i_DIT_opt,i_e_opt)))));
        dim_cond(i,j) = A_cond(i,j) * U_cond(j);
    end
end
end
%suite calcul échangeur%
Re_l = zeros(1,length(V_tube));
Pr_l = 3.77;
K= 0.640;
H_i = zeros(1,length(V_tube));
U_ech = zeros(length(V_air),length(V_tube));
A = zeros(length(V_air),length(V_tube));
v_ech = zeros(length(V_air),length(V_tube));
D_ech = zeros(length(V_air),length(V_tube));
n_ech = zeros(length(V_air),length(V_tube));
if R<1
    C_min = C_l;
else
    C_min = C_air;
end
end
for i = 1:length(V_tube)
    for j = 1:length(V_air)
        Re_l(i) = 1000 * V_tube(i) * 0.022911 / (0.547 * 10^(-3));
        H_i(i) = 0.023 * K * Pr_l^(0.4) * Re_l(i)^(0.8)/0.022911;
        U_ech(j,i) = ((1/(eta_t(j)*H_e(j)))+(1/((1-R_sur)*H_i(i))))^(-1);
        A(j,i) = Ntu(i_e_opt)*C_min(i_DIT_opt,i_e_opt)/U_ech(j,i);
        v_ech(j,i) = A(j,i)/ALPHA;
    end
end

```

```

end

V_tube_opt = input('V=');
V_air_opt = input('vitesse de l''air =');
n=input('nombre de passage de tubes =');
i_V_tube_opt = find(V_tube==V_tube_opt);
i_V_air_opt = find(V_air==V_air_opt);
%dimensions de la tour

%calcul des elements

St = j_h(i_V_air_opt)/(Pr^(2/3));
f_opt = f(i_V_air_opt);

LAMBDA = H_e(i_V_air_opt)/U_ech(i_V_air_opt,i_V_tube_opt);
theta = ((e(i_e_opt)*DIT(i_DIT_opt))+T+273.2)/(T+273.2);
theta_m = (theta+1)/2;
Ntu_opt = Ntu(i_e_opt);
delta = ((T+DIT(i_DIT_opt)+273.2)/(T+273.2))-1;

Z_E = (1/(SIGMA^2))*(f_opt*LAMBDA/St)*((V_air_opt^2)/(2*9.81))*(theta*theta_m)*(Ntu_opt/
Z_A = 5.29*((V_air_opt^2)/(2*9.81))*((theta^2)/(theta-1));
Z_theta = (1/(SIGMA^2))*((V_air_opt^2)/(2*9.81))*theta;
A_front = (1/(rho * c_air * (T+273.2)))*(1/V_air_opt)*(1/(theta-1))*q(i_DIT_opt);
A_finale = (1/(rho * c_air * (T+273.2))) * SIGMA * (LAMBDA/(St*V_air_opt))*(Ntu_opt/
H = (1/(rho * c_air ))*1000*4120*(SIGMA*SIGMA_eau/ALPHA)*(LAMBDA/(St*V_air_opt))*(Ntu
d = (SIGMA/ALPHA)*(LAMBDA/St)*(Ntu_opt);

Z = Z_E + Z_A +Z_theta;

```

```

disp('hauteur de la tour');
disp(Z);
disp(A_front);
disp(A_finale);
disp(H);
disp(d);

rapport = zeros(length(DIT),length(e));
for i = 1:length(DIT)
    for j = 1:length(e)
        rapport(i,j)= dim_cond(i,i_V_tube_opt)/dim(i,j);
    end
end
er = zeros(1,length(DIT));
for i = 1:length(DIT)
    er(i) = Q_flux - Q(i);
end
xlswrite('Q.xls',er'/(10^6));
disp(rapport(i_DIT_opt,i_e_opt));
disp(Q_flux - Q(i_DIT_opt));

```

Annexe B

Caractéristiques de l'échangeur

Diamètre extérieur (D_e) : 25,400 *mm*

Épaisseur du tube (e) : 1,245 *mm*

Diamètre de l'ailette (D_{ail}) : 44,120 *mm*

Épaisseur de l'ailette (e_{ail}) : 0,305 *mm*

Nombre d'ailette pas *mm* : 0,346 *ail/mm*

Pas transversal des tubes (p_{trans}) : 78,207 *mm*

Pas longitudinale des tubes (p_{long}) : 52,382 *mm*

Rapport de la surface des ailettes sur la surface globale d'échange ($\frac{A_{ail}}{A_{totale}}$) : 0,825

Rapport de la surface globale d'échange sur le volume de l'échangeur (α) : 58

Rapport de la surface libre sur la surface frontale (σ) : 0,643

Diamètre équivalent (hydraulique) (D_{eq}) : 1,125 *mm*