

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de projet de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme
d'ingénieur d'état en Génie mécanique

Modélisation, dimensionnement et analyse des performances des tours de refroidissement sèches à tirage naturel avec et sans pré- refroidissement

Réalisé par : M^{lle}. Ghamri Assia Oum Salama

Sous la direction de M. H. Bennour, MA-A ENP

Présenté et soutenu publiquement le 09 juillet 2019

Composition du Jury :

Président	M. S.Larbi,	Professeur, ENP
Examineur	M. M.Benbraika,	MA-A, ENP
Promoteur	M. H. Bennour,	MA-A, ENP

ENP 2019

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de projet de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme
d'ingénieur d'état en Génie mécanique

Modélisation, dimensionnement et analyse des performances des tours de refroidissement sèches à tirage naturel avec et sans pré- refroidissement

Réalisé par : M^{lle}. Ghamri Assia Oum Salama
Sous la direction de M. H. Bennour, MA-A ENP
Présenté et soutenu publiquement le 09 juillet 2019

Composition du Jury :

Président	M. S.Larbi,	Professeur, ENP
Examineur	M. M.Benbraika,	MA-A, ENP
Promoteur	M. H. Bennour,	MA-A, ENP

ENP 2019

ملخص : في هذه الدراسة نقترح برج التبريد الجاف ذو السحب الطبيعي كنظام تبريد محطات توليد الكهرباء الحرارية، المركبة أو الشمسية التي قد يتم إنشاؤها في المناطق الجافة أو الشبه جافة . نمذجة برج التبريد الجاف ذو السحب الطبيعي أمكنتنا من تحقيق نظام اجراء حسابات التحجيم. دراسة تحليلية حسب عوامل التحجيم و تقييم فعالية البرج. تم إثبات فعالية جهاز التبريد المسبق للهواء بالترطيب في تعويضه لانخفاض فعالية التبريد الجاف خلال الفترات الجد حارة لسنة بعد ما أجريت دراسة مقارنة بين فعالية برج توريد مزود و آخر غر مزود ب بجهاز التبريد المسبق. التطبيقات المتعلقة بالسياق الجزائري التي تخص إحداهما بمحطة الدورة المركبة عين أرناط والأخرى للمحطة لتوليد الكهرباء بالطاقة الشمسية المبرمج لها في النعامة أظهرت أن أبراج التبريد الجاف ذو السحب الطبيعي تمثل حلا من الممكن اعتبارها في إنشاء محطات توليد الكهرباء جديدة في مناطق المرتفعات البلاد أو أكثر جنوبا.

الكلمات الدالة : برج التبريد ، السحب الطبيعي ، التبريد المسبق ، النمذجة ، الفعلية ، القاحلة

Abstract : In this study, we propose the natural draft dry cooling tower as a cooling system for new thermal, combined cycle or solar power plants that would be installed in arid or semi-arid regions. The modeling of this dry tower allowed us to elaborate a sizing calculations procedure, to carry out a parametric analysis as well as to evaluate the performances of the tower. The effectiveness of pre-cooling by humidification to compensate the drop in performance of dry cooling during the hottest periods of the year, was shown following a comparative study between operation with and without pre-cooling. The applications relating to the Algerian context, one concerning the Aïn-Arnât combined cycle plant and the other concerning a solar power station planned for Naâma, have shown that natural draft dry cooling towers are a perfectly conceivable solution for the future. installation of new power plants in the Hauts-Plateaux region or more in the south of the country.

Key words: cooling tower, natural draft, pre-cooling, modeling, performance, power plants, arid zones

Résumé : Dans cette étude, nous proposons la tour de refroidissement sèche à tirage naturel comme système de refroidissement pour de nouvelles centrales thermiques, à cycle combiné ou à concentration solaire qui seraient implantées dans les régions arides ou semi-arides. La modélisation de cette tour sèche nous a permis d'élaborer une procédure de calculs de dimensionnement, d'effectuer une analyse paramétrique ainsi que d'évaluer les performances de la tour. L'efficacité du pré-refroidissement par humidification à compenser la chute de performance du refroidissement sec lors des périodes les plus chaudes de l'année, a été montrée suite à l'étude comparative entre un fonctionnement avec et sans pré-refroidissement. Les applications relatives au contexte algérien l'une concernant la centrale à cycle combiné d'Aïn-Arnât et l'autre concernant une centrale solaire prévue à Naâma, ont montré que les tours de refroidissement sèches à tirage naturel constituent une solution parfaitement envisageable pour l'installation de nouvelles centrales dans des régions des Hauts-Plateaux ou plus au sud du pays.

Mots clés: tour de refroidissement, tirage naturel, pré-refroidissement, modélisation, performances, centrales électriques, zones arides

A mes parents, ma famille et toutes les personnes chères à mon cœur

GA

Remerciements

Ces quelques mots ne pourraient me suffire à exprimer toute la gratitude que j'ai à l'égard de mon enseignant et promoteur M. Bennour au côté de qui, je me suis formée ces trois dernières années. Je le remercie pour sa patience, sa disponibilité et ses judicieux conseils qui ont rendu possible ce travail. Je remercie également l'ensemble de mes professeurs du département de Génie mécanique, en particulier le président de jury M. S.Larbi, l'examineur M. M.Benbraika, qui m'ont fait l'honneur d'évaluer mon projet de fin d'études. Enfin je remercie toutes les personnes qui m'ont soutenue et qui ont cru en moi

La véritable science enseigne, par-dessus tout, à douter et à être ignorant.

Miguel de Unamuno

TABLE DES MATIERES

Table des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale	16
1. Mise en contexte de l'étude	19
1.1. Introduction	19
1.2. Refroidissement humide et refroidissement sec dans l'industrie	23
1.3. Généralités sur les tours de refroidissement à tirage naturel	23
1.4. Applications des trstn dans le monde.....	25
1.5. Etat de l'art sur les TRSTN	288
1.5.1. La modélisation et l'évaluation des performances des TRSTN	299
1.5.2. Vers l'optimisation de la conception des TRSTN	31
1.5.3. Systèmes permettant de Réduire les pertes de performance lors des pics de température ambiante.....	32
1.5.4. Système permettant de réduire de la hauteur de la tour	33
1.6. Conclusion.....	35
2. Modélisations des TRSTN et procédure de dimensionnement	36
2.1. Description du système étudié	36
2.1. Modélisation unidimensionnelle.....	37
2.1.1. Bilan énergétique et transfert de chaleur.....	396
2.1.2. Profil de température	422
2.1.3. Chute de pression et équation de tirage.....	433
2.1.4. Type, configuration et disposition des échangeurs	49
2.1.5. Géométrie simplifiée de la tour	53
2.2. Procédure de dimensionnement.....	55
2.3. Conclusion :.....	58

3. Evaluation du modèle et analyse paramétrique	59
3.1. Introduction.....	59
3.1. Evaluation du modèle développé pour la TRSTN.....	60
3.1.1. TRSTNs réalisées.....	61
3.1.2. TRSTN citées dans les travaux de recherche.....	65
3.2. Synthèse des résultats des calculs comparatifs	67
3.3. Analyse paramétrique.....	68
3.4. Conclusion.....	71
4. Modélisation du pré-refroidissement et analyse des performances	72
4.1. Introduction	72
4.1. Description du système de pré-refroidissement	72
4.2. Les mediums d'humidification	73
4.3. Modélisation du pré-refroidissement évaporatif	74
4.3.1. Bilans massique et énergétique.....	75
4.3.2. Détermination de la température de l'air humide a la sortie	76
4.3.3. Chute de pression a travers l'humidificateur	78
4.3.4. Efficacité du pré-roidissement évaporatif.....	79
4.4. Procédure d'analyse des performances	79
4.5. Analyse des performances et comparaison	84
4.5.1. Performances de refroidissement.....	85
4.5.2. Consommation d'eau.....	87
4.6. Interprétations des résultats.....	89
4.7. Conclusion.....	90
5. Application à une tranche de 400 MW de la centrale de AïnArnat et à une centrale solaire de 25 MW :	91
5.1. Introduction	91
5.2. Centrale électrique de Aïn-Arnat	91

5.2.1. Présentation de la centrale.....	92
5.2.2. Dimensionnement de la TRSTN.....	93
5.2.3. Analyse des performances en mode sec et en mode pré-refroidi.....	94
5.3. Centrale solaire.....	96
5.3.1. Potentiel solaire en Algérie.....	97
5.3.2. Dimensionnement de la TRSTN.....	98
5.3.3. Analyse des performance en mode sec et en mode pré-refroidi.....	99
5.4. Conclusion.....	100
Conclusion générale	101
Références Bibliographiques	103

TABLE DES FIGURES

Figure 1.1 : Tours de refroidissement à structure hyperbolique en béton	21
Figure 1.2 : Tour de refroidissement modulaire	21
Figure 1.3 : Diagramme des types de tours refroidissements	21
Figure 1.4 : Tours de refroidissement de la centrale de Rugeley en Grande Bretagne	24
Figure 1.5 : Type de disposition des batteries d'échangeur dans une TRSTN.....	25
Figure 1.6 : Tours de refroidissement sèche à tirage naturel de la central de Màtra, à Gyöngyös, en Hongrie	26
Figure 1.7 : Tours de refroidissement de la central de Razdan en Arménie	26
Figure 1.8 : Tours de refroidissement sèches à triage naturelles, Mpumalanga en Afrique du Sud	27
Figure 1.9 : Tour sèche de la centrale nucléaire de Hamm-U à Schmehaus en en Allemagne	27
Figure 1.10 : Schéma d'une TRSTN pré-refroidie	33
Figure 1.11 : Représentation d'une TRSTN utilisant des miroirs pour exploiter l'énergie solaire	34
Figure 1.12 : Système d'injection des gaz de cheminée dans une TRST	35
Figure 2. 2 : Circuit d'eau de refroidissement comprenant une TRSTN et un condenseur à contact direct	36
Figure 2. 3: Représentation schématique d'une TRSTN avec (a) une disposition horizontale des échangeurs (b) une disposition verticale des échangeurs	38
Figure 2. 4: Profils de températures des deux fluides dans un échangeur à contre-courant.....	41
Figure 2. 5: Représentation des batteries d'échangeurs de chaleur du type compacte utilisées dans les TRSTN.....	49
Figure 2. 6: Représentation des tubes des batteries d'échangeur pour différentes configurations de nombre de rangée et de passes	49
Figure 2.7: Géométrie des tubes ailetés.....	49
Figure 2. 8: Deux dispositions horizontales en dents de scie des batteries d'échangeurs (a) et (b)	50
Figure 2. 10: Schéma de section ou sont disposés les batteries d'échangeurs horizontalement.....	51
Figure 2. 11: Géométrie de base d'une TRSTN parabolique (a) avec une disposition horizontale des échangeurs (b) avec une disposition verticale des échangeurs	53
Figure 2. 12: Représentation des entrées/sortie du processus de dimensionnement.....	55
Figure 2. 13: Diagramme de la procédure de dimensionnement	57

Figure 3. 1: Schéma comparatif de tours de dimensions différentes.....	59
Figure 3. 2: Vue de dessus de la TRSTN de Kendal montrant la disposition radiales des batteries d'échangeur à coté du type de tubes ailettés utilisés	63
Figure 3. 3: Compromis entre le diamètre et la hauteur de la tour pour des paramètres de fonctionnements fixes.....	69
Figure 3. 4: Evolution des dimensions de la TRSTN en fonction de l'angle d'inclinaison des batteries (θ°).....	70
Figure 3.5 : Effet du nombre de rangées de tubes sur les caractéristiques de la TRSTN.....	70
Figure 4. 1: Schéma d'une TRSTN pré-refroidie.....	73
Figure 4. 2: Médium de pré-refroidissement (a) en fibre (b) rigide.....	74
Figure 4. 3: Refroidissement évaporatif et refroidissement sec.....	75
Figure 4. 4: Entrées/Sortie de la procédure d'analyse des performances.....	80
Figure 4. 5 : Diagramme de la procédure d'analyse des performances d'une TRSTN pour un fonctionnement sans pré-refroidissement.....	82
Figure 4. 6 : Diagramme de la procédure d'analyse des performances d'une TRSTN pour un fonctionnement avec pré-refroidissement.....	83
Figure 4.7 : Evolution de la charge thermique en fonction de la température pour les trois cas de conditions opératoires définies au tableau (4.4)	86
Figure 4. 8 : Evolution du débit d'air en fonction de la température pour les trois cas de conditions opératoires définies au tableau (4.4)	87
Figure 4.9 : Evolution de la consommation d'eau à travers le medium de pré-refroidissement en fonction de la température pour 20% et 60% d'humidité relative.....	88
Figure 5. 1 : Schéma d'une tranche de la centrale à cycle combiné de AïnArnat avec, à la place des aérocondenseurs une TRSTN	92
Figure 5. 2 : Données météorologiques concernant la région de Aïn-Arnat [41].....	93
Figure 5. 3 : Performances de la TRSTN dimensionnée pour une tranche de la centrale de Aïn-Arnat	95
Figure 5. 4 : Performance de la TRSTN dimensionnée pour une tranche de la centrale de Aïn-Arnat en mode sec et en mode pré-refroidi.....	96
Figure 5. 5 : Types de centrales électriques à concentration solaire	76
Figure. 5. 6: Données météorologiques concernant la région de Naâma[41].....	98
Figure 5. 7 : Performance de la TRSTN dimensionnée pour une tranche de la centrale de Aïn-Arnat pour un fonctionnement avec et sans pré-refroidissement	100

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1: Paramètres géométriques caractérisant la batterie d'échangeur.	50
Tableau 3.1: Spécification des tubes ailettés [36]	60
Tableau 3.2: Configuration des batteries d'échangeurs	60
Tableau 3.3: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de Rugeley)	61
Tableau 3.4: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de Bursa)	62
Tableau 3.5: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de Kendal)	64
Tableau 3.6: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de 296MW)	65
Tableau 37: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de 221MW)	66
Tableau 3.8: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de 25 MW)	66
Tableau 4.1 : Résultats du dimensionnement d'une TRSTN de 296 MW	84
Tableau 4.2: Spécifications du medium de pré-refroidissement [23]	85
Tableau 4.3: charge thermique et débit d'air d'une tour de refroidissement de 296 MW en fonction de la température ambiante pour un fonctionnement sec et un fonctionnement pre-refroidi avec un air ambiant a 20% et 60% d'humidité relative	86
Tableau 4.4: Evolution de la consommation d'eau m_e en fonction de la température ambiante lors d'un fonctionnement pré-refroidi d'une tour sèche a tirage naturel de 296 MW pour deux valeur de l'humidité relative, 20% et 60%	888
Tableau5.1: Résultats du dimensionnement de la TRSTN pour une tranche de la centrale thermique à cycle combiné de AïnArnat.....	94
Tableau 5.2: Résultats du dimensionnement de la TRSTN pour la centrale solaire prévue à Naâma	99

NOMENCLATURE

Grandeurs physiques

A_a	Surface d'échange thermique coté air	m^2
A_e	Surface de passage de l'air à l'entrée de la tour	m^2
A_{fr}	Surface frontale d'une batterie d'échangeur	m^2
A_f	Surface d'échange thermique coté eau	m^2
A_m	Surface d'échange du médium	m^2
A_{frm}	Surface frontale du médium	m^2
A_{net}	Surface frontale nette de passage de l'air à travers une batterie d'échangeur	m^2
A_p	Surface projetée d'une batterie sur la section de la tour	m^2
A_t	Surface d'échange thermique totale	m^2
a	Coté du carré	m
c_p	Chaleur spécifique	$J/kg \cdot K$
D_{base}	Diamètre de base de la tour	m
D_{somet}	Diamètre du sommet de la tour	m
d_i	Diamètre intérieur des tubes des batteries l'échangeur	m
d_r	Diamètre à la racine des ailettes des tubes des batteries l'échangeur	m
d_h	Diamètre hydraulique	m
e	Epaisseur du médium d'humidification	mm
F_r	Nombre de <i>Froud</i>	

F_T	Facteur de correction e la différence de température moyenne logarithmique	$^{\circ}\text{C}$
F_a	Facteur d'amélioration	
H_{tour}	Hauteur de la tour	m
H_{ech}	Hauteur de l'emplacement des échangeurs	m
h_{ech}	Hauteur des échangeurs à l'intérieur de la tour	m
h	Coefficient de convection	$\text{W}/\text{K}^{\circ}$
\hat{h}	Enthalpie spécifique	J/kg
h_{LV}	Chaleur latente de vaporisation de l'eau	J/kg
K	Coefficients de pertes de charge singulières	
k	Conductivité thermique	$\text{W}/(\text{K}.\text{m})$
L	Longueur des batteries d'échangeur	m
l	Largeur des batteries d'échangeur	m
le	Nombre adimensionnelle représentant la géométrie du médium d'humidification	
m	Débit massique	kg/s
m_e	Débit d'eau évaporée à travers le médium d'humidification	kg/s
Nu	Nombre de <i>Nuselt</i>	
n_{ech}	Nombre d'échangeur	
n_{tr}	Nombre de tubes par rangée	
n_p	Nombre passes	
n_r	Nombre de rangé	
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de <i>Prandetl</i>	
p_l	Pas longitudinal des tubes d'échangeur	
p_t	Pas transversal des tubes d'échangeur	
pf	Pas des ailettes des tubes d'échangeur	
Q	Taux de chaleur à évacuer	W
Q_s	Taux de chaleur sensible transfert dans le processus du pré-refroidissement	W
q_e	Débit d'eau d'alimentation du médium	$\text{l}/(\text{s}.\text{m}^2)$

R	Constante spécifique de l'air	J/kg.K
Re	Nombre de <i>Reynolds</i>	
S_e	Section de la tour ou sont placés les échangeurs	m^2
$S_{sommets}$	Section de la tour au sommet	
S_f	Section de passage de l'eau à travers un tube	m^2
T	Température	°C
t_f	Épaisseur de l'ailette des tubes d'échangeurs	m
UA_a	Conductance thermique de l'échangeur basée sur la surface extérieure	W/K
u	Vitesse de circulation	m/s
z	Coordonnée d'altitude	m
ρ	Masse volumique	kg/m ³
μ	Viscosité dynamique	kg/(m.s)
ΔP	Chute de pression	Pa
ΔT_{lm}	Différence de température moyenne logarithmique	°C
ξ	Surface spécifique par unité de volume du médium.	
θ	Angle d'inclinaison des batteries d'échangeur	deg °
α	Angle d'inclinaison des supports de la tour	deg °
σ	Surface de passage de l'air par unité de surface frontale des batteries d'échangeur	m^2/m^2
β	Surface de transfert par unité de volume des batteries d'échangeur	m^2/m^3
ω	Humidité spécifique	kg de vapeur/ kg d'air sec

Symboles

Δ	Variation
η_T	Rendement de la tour
η_{PR}	Rendement du pré-refroidissement
η_f	Rendement des ailettes
σ_c	Coefficient de contraction

Indices

<i>a</i>	Air sec
<i>ah</i>	Air humide
<i>f</i>	Fluide (eau)
<i>v</i>	Vapeur d'eau
<i>moy</i>	Valeur moyenne entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur
<i>0,1,2,3,4</i>	Position le long de la tour

Abréviations

<i>DTI</i>	Différence de température initiale
<i>CP</i>	Condenseur à pulvérisation
<i>GE</i>	Générateur électrique
<i>TG</i>	Turbine à gaz
<i>TV</i>	Turbine à vapeur
<i>TRSTN</i>	Tour de refroidissement sèche à tirage naturel
<i>TRHTN</i>	Tour de refroidissement humide à tirage naturel

INTRODUCTION GENERALE

Actuellement, l'Algérie produit plus de 19.000 mégawatts d'électricité et envisage d'atteindre, dans quelques années, une production de 27.000 mégawatts, selon la déclaration à la presse de l'ex- ministre de l'Énergie en Janvier 2019. L'Algérie disposait, avant l'année 2000, d'une capacité de 6.000 mégawatts seulement, a-t-il aussi souligné [1]. Cet ambitieux programme devrait accompagner le développement de l'agriculture, de l'industrie et répondre aux besoins de plus en plus importants de la population, avec notamment l'augmentation substantielle du parc de logements et la croissance de la consommation en électricité moyenne individuelle.

Alors que le vaste territoire algérien est constitué de plus de 84% de zones arides et semi-arides [2], la majeure partie de l'industrie de production se situe le long des côtes. En plus de la large densité de population qui y règne, bientôt, si ce n'est pas déjà le cas, cet espace se verra saturé et son potentiel d'exploitation réduit. Dans le but de développer la capacité de production d'électricité et industrialiser les zones arides et semi-arides du territoire national, la Société Algérienne de Production de l'Electricité (SPE) société filiale de la SONALGAZ, a prévu de mettre en service d'ici 2021 des centrales à cycle combiné toutes dépassant le GW comme celle de Naâma, de Biskra, et de Aïn-Arnâat [3]. De tels projets permettraient en plus de soulager les zones côtières, de décentraliser la production d'électricité en les répartissant à travers le pays et ainsi minimiser les pertes d'énergie associées au transport et la distribution.

D'autre part, les centrales solaires sont les principales candidates des systèmes de production d'électricité à énergie renouvelable et sans émission de gaz à effet de serre parfaitement adapté aux zones arides et semi-arides. Cette technologie n'a pas encore atteint un stade avancé de commercialisation, le défi pour le pays est de trouver des moyens de les utiliser efficacement.

L'idéal serait de construire de petites centrales solaire pour les communautés isolées dont la demande est limitée à quelques mégawatts.

L'un des principaux défis technologiques auquel doit faire face tout projet d'implantation de centrale électrique ou d'une usine quelconque dans des zones arides ou semi-arides, se trouve être la conception du système de refroidissement. En effet, les centrales à vapeur (Cap Djinet, Alger port, Oran, Jijel, Skikda, etc) et les centrales à cycle combiné (Hadjret-Ennous, EL-Taref, Skikda, Ain-temouchent, etc) ont toutes été implantées en bord de mer pour bénéficier de cette dernière en tant que source froide pour la condensation de la vapeur [3]. Pour des centrales qui se situeraient dans les Hauts-plateaux ou plus au sud, bien que le refroidissement par voie humide soit plus efficace que le refroidissement par voie sèche, les pénuries d'eau et les conditions environnementales de ces régions, imposent l'utilisation du refroidissement à air sec. Ce type de refroidissement se présente comme une solution efficace adaptée aux régions où l'eau d'appoint n'est pas disponible ou dont le coût serait très élevé, aussi dans la cas de restrictions environnementales telles que l'interdiction de formation de panache, les restrictions sur la consommation d'eau ou la limitation sur les émissions sonores dans le cas des systèmes avec machines tournantes (tirage mécanique) [4, 5]. Le refroidissement à sec peut être réalisé en utilisant des ventilateurs c'est ce qu'on appelle les aérocondenseurs, ou en utilisant un tirage naturel à travers une tour de refroidissement. Les systèmes à ventilateur peuvent être construits rapidement et à un coût relativement moins élevé, mais leurs coûts de fonctionnement sont plus importants en raison de leurs exigences en maintenance et des diverses pertes parasites associées au fonctionnement des ventilateurs. Dans le contexte algérien, l'utilisation des aérocondenseurs impose à l'industrie une dépendance technologique et technique continue en raison de l'absence de fabrication locale de tels systèmes ou des pièces de rechanges.

Bien que les tours de refroidissement à tirage naturel requièrent un coût de réalisation plus important, elles présentent une durée de vie plus longue que celle des aérocondenseurs. Elles peuvent aussi économiser jusqu'à 2% de la puissance émise de la centrale par rapport à un système de refroidissement sec à tirage mécanique [4], éliminer le bruit et toute maintenance relative aux ventilateurs.

Dans cette étude, on s'intéresse aux tours de sèches à tirage naturel comme l'une des solutions envisageables pour le refroidissement de centrales thermiques ou solaires installées dans des zones où l'eau n'est pas disponible pour le refroidissement. A cet effet, nous nous proposons de développer un modèle mathématique sur la base des bilans d'énergie, des équations de transfert de chaleur

et de masse et de l'aéraulique qui ont lieu dans une tour de refroidissement sèche à tirage naturel fonctionnant avec et sans système de pré-refroidissement.

Ce modèle permettra de mener des calculs de dimensionnement de tours, des analyses paramétriques et une évaluation des performances des tours dimensionnées. L'étude à été structurée de la façon suivante :

- 1) Un premier chapitre sera dédié à la mise en contexte de l'étude. Nous y exposerons brièvement les technologies les plus modernes des systèmes de refroidissent et nous parlerons des tour de refroidissement sèches à tirage avec plus de détails.
- 2) Le second chapitre sera consacré au développement du modèle mathématique et de l'élaboration de la procédure de dimensionnement.
- 3) Le troisième chapitre consistera en une évaluation du modèle et de la procédure de dimensionnement suivie d'une analyse paramétrique.
- 4) Dans le quatrième chapitre le pré-refroidissement sera proposé comme solution pour remédier à la chute de performance que connait le refroidissement durant les périodes les plus chaudes de l'année. Cette technique sera modélisée et la performance d'un fonctionnement avec et sans pré-refroidissement seront comparées.
- 5) Dans le chapitre cinq nous présenterons deux applications qui s'inscrivent dans le contexte des centrales destinées à des zones à climat aride et semi-aride en Algérie : une première consistera en le dimensionnement d'une TRSTN pour une tranche de la centrale à cycle combiné de Aïn-Arnat et, la seconde et une tour de refroidissement pour une centrale solaire installée à Naâma.

CHAPITRE 1:

MISE EN CONTEXTE DE L'ETUDE

1.1. INTRODUCTION

Dans le passé, l'hydrosphère était le puits de chaleur couramment utilisé dans les installations industrielles. La méthode de refroidissement la plus simple et la moins chère consistait à diriger l'eau d'un fleuve, d'un barrage ou d'un océan vers un échangeur de chaleur et à la renvoyer, après qu'elle ait absorbé toute la chaleur résiduelle qui doit être évacuée, à sa source. Dans les pays industrialisés, l'élévation de température admissible de cette eau de refroidissement est souvent limitée et limite l'utilisation d'eaux naturelles pour un refroidissement à passage unique.

En raison des restrictions imposées aux rejets thermiques dans les eaux naturelles, la plupart des nouvelles capacités de production ou des grandes industries nécessitant un refroidissement devront utiliser des systèmes de refroidissement à cycle fermé. Les tours de refroidissement humides constituent généralement la solution la plus utilisée pour le refroidissement en circuit fermé lorsqu'un approvisionnement adéquat en eau est disponible à un coût raisonnable. L'utilisation de systèmes de refroidissement à air (également appelé système de refroidissement sec) dans l'industrie ou dans les centrales électriques fut seulement utilisé lorsque l'eau de refroidissement n'était pas disponible ou bien était très coûteuse [4]

En générale, les systèmes de refroidissement peuvent être différenciés comme suit [6]:

Refroidissement par voie sèche ou refroidissement par voie humide: dans le refroidissement par voie humide (dit également évaporatif), l'essentiel de la chaleur est transféré à l'air sous forme de chaleur latente de vaporisation d'une très petite quantité de l'eau à refroidir. Dans le cas du refroidissement par voie sèche, seul le transfert de chaleur sensible se produit sans qu'il soit combiné à un transfert de masse.

- Systèmes ouverts ou fermés : dans un système ouvert, le fluide de procédé ou le fluide de refroidissement est en contact avec l'environnement ; dans un système fermé, le fluide de procédé ou le fluide de refroidissement est en circuit fermé et n'entre jamais en contact avec l'environnement.
- Systèmes directs ou indirects : dans un système direct, il y a un seul échangeur de chaleur où le fluide de refroidissement et le fluide à refroidir échangent de la chaleur ; dans un système indirect, il y a au moins deux échangeurs de chaleur et un circuit de refroidissement secondaire fermé entre le procédé ou le fluide à refroidir et le fluide de refroidissement primaire. Les systèmes directs et indirects sont également connus sous les noms de systèmes primaire et secondaire.
- Systèmes à contact direct ou à contact indirect : le contact direct signifie que le fluide à refroidir et le fluide de refroidissement entrent en contact physique, tandis que le contact indirect signifie que ces deux fluides sont séparés par un milieu solide non poreux, comme dans les échangeuses à surface.
- Les systèmes de refroidissement habituellement rencontrés dans les centrales électriques sont les suivants :
 - Systèmes à passage unique (avec ou sans tour de refroidissement), également dits "systèmes de refroidissement ouverts".
 - Les aéroréfrigérants, qui sont des tours de refroidissement par voie humide.
 - Les systèmes de refroidissement par voie sèche, qui sont soit des aérocondenseurs soit des tours de refroidissement sèches.
 - Les systèmes de refroidissement combinant les modes sec et humide, qui sont des tours de refroidissement hybrides, ouvertes ou fermées.
- Le terme « tour » s'applique à la fois aux constructions en béton, de grandes tours à tirage naturel (Figure 1.1) et aux constructions modulaires qui peuvent être petites et moyennes (Figure 1.2). Les tours de refroidissement peuvent être Classifiées comme montré sur le schéma de la Figure 1.3.



Figure 1.1 : Tours de refroidissement à structure hyperbolique en béton

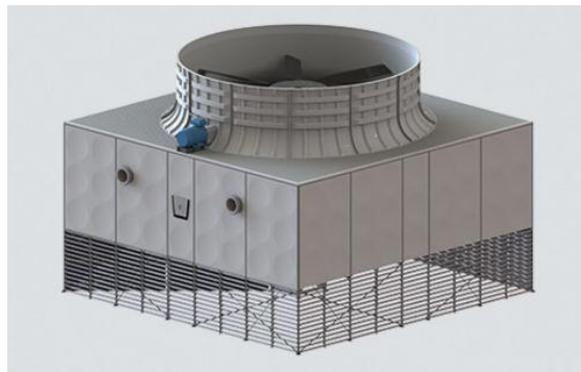


Figure 1.2 : Tour de refroidissement modulaire

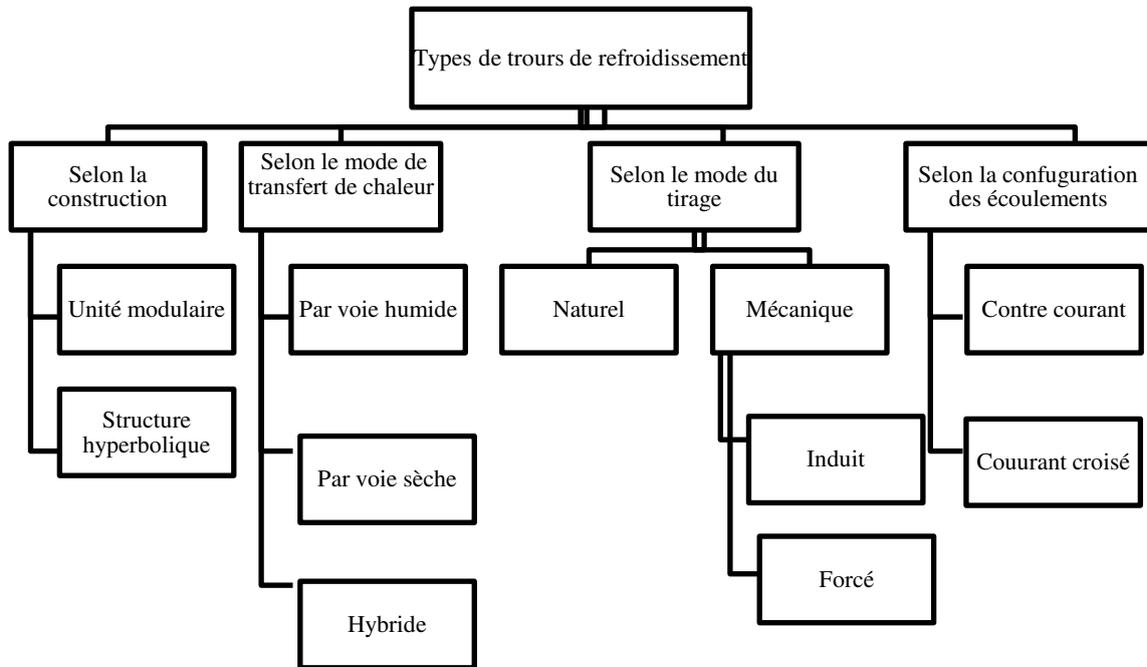


Figure 1.3 : Diagramme des types de tours refroidissement

1.2. REFROIDISSEMENT HUMIDE ET REFROIDISSEMENT SEC DANS L'INDUSTRIE

Le refroidissement humide ou refroidissement par évaporation encore refroidissement évaporatif, est l'un des procédés les plus répandus pour l'évacuation de la chaleur résiduelle dans l'industrie [4, 6, 5]. Un refroidissement évaporatif se base sur le fait que l'évaporation d'un liquide absorbe bien plus de chaleur que la quantité requise pour faire augmenter sa température de quelques degrés. Pour prendre un exemple concret, on peut penser à la sensation de froid que l'on ressent quand on sort d'une piscine en plein air, même par temps chaud, sous l'effet du vent : l'eau présente sur la peau s'évapore, en retirant du corps la chaleur d'évaporation correspondante, ce qui le refroidit. Plus la différence entre la température du fluide à refroidir et la température de l'air ambiant est grande, plus le potentiel de refroidissement par évaporation est important. Cette propriété thermodynamique est la raison pour laquelle les systèmes de refroidissement par voie humide fonctionnent mieux que les systèmes de refroidissement par voie sèche dans les zones où la température ambiante est élevée. Toutefois, les options de refroidissement dépendent de la disponibilité en eau des sites et des contraintes environnementales. Choisir la source d'eau pour le refroidissement des grandes installations industrielles devient de plus en plus complexe, en raison de la diminution des réserves d'eau de refroidissement et des sites adéquats pour l'implantation des usines, la hausse rapide des coûts de l'eau bien au-delà des taux d'inflation dans la plupart des pays industrialisés ainsi que les restrictions sonores et autres considérations environnementales .

Au fait que le refroidissement par voie humide requiert des quantités d'eau colossales, viennent s'ajouter d'autres coûts liés à l'utilisation de tels systèmes : pompage, traitement de l'eau, élimination par purge, étude environnementale, acquisition de permis [4]. Dans la pratique du refroidissement par voie humide, il est également indispensable de tenir compte de facteurs très divers tels que : les changements dans le microclimat, la corrosion des équipements, de la tuyauterie et de l'acier entrant dans la composition de certains éléments de construction des tours, les émissions de produits chimiques dans l'environnement, la visibilité réduite, le gel du sol ou des revêtements de routes situées près des panaches de tours de refroidissement, les risques potentiels pour la santé, tels que la maladie du légionnaire.

De nos jours, plusieurs options existent [4, 6, 7] qui permettraient de contourner certaines de ces difficultés ou du moins d'atténuer leurs effets. Parmi elles figure les systèmes de refroidissement par voie humide conçus pour fonctionner avec des cycles élevés de concentration de solides dissous, différents types de systèmes de tours combinant les modes de refroidissement sec et humide, ou encore, des systèmes de refroidissement par voie sèche ne faisant pas usage d'eau de consommation. Pour une même puissance, le refroidissement par voie sèche requiert une plus grande surface au sol que le système de refroidissement par voie humide, et est considéré en général comme étant plus onéreux. Dans un système de refroidissement par voie sèche, la consommation d'eau est nulle, à moins qu'elle soit utilisée comme fluide de refroidissement secondaire dans une boucle d'un système indirect. Toutefois, même dans ce dernier cas, le système étant fermé, cette eau nécessite peu ou pas de maintenance [4]. Le nettoyage de l'extérieur des tubes à ailettes est nécessaire et parfois des problèmes peuvent se poser du fait de l'accumulation de débris atmosphériques et de petits insectes. Cependant, en tout état de cause, un tel système offrirait plus de flexibilité quant à l'implantation des installations. L'utilisation d'une tour de refroidissement sèche pourrait permettre d'agrandir les installations de production existantes sur un site dépourvu d'eau en quantité suffisante pour le refroidissement par voie humide et tirer parti des installations de support et de service existantes.

1.3. GENERALITES SUR LES TOURS DE REFROIDISSEMENT A TIRAGE NATUREL

Les tours de refroidissement sèches à tirage naturel (TRSTN) sont un cas particulier d'échangeur de chaleur air/eau à contact indirect. Reconnaisables par leur structure imposante, le plus souvent hyperbolique en béton armé, elles se distinguent des tours de refroidissement humides à tirage naturel (TRHTN) par leur taille et l'entrée d'air relativement plus grandes, ainsi que par l'absence du panache qui caractérise parfois les tours de refroidissement humides comme montré sur la figure 1.4 ci-dessous où la tour sèche à droite se distingue des quatre tours humides à gauche.

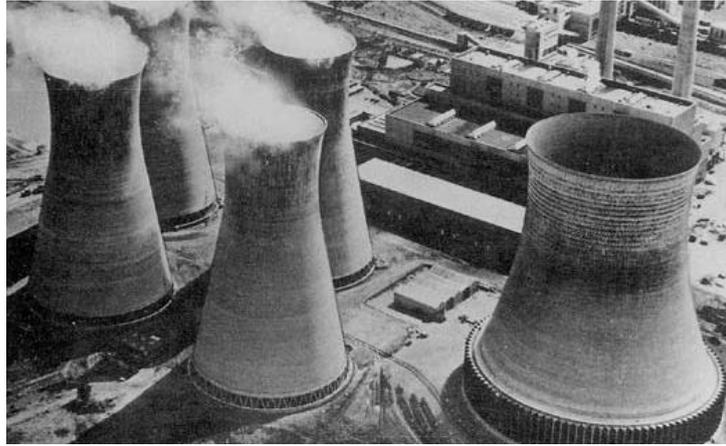


Figure 1.4 : Tours de refroidissement de la centrale de Rugeley en Grande Bretagne [4]

0 Le fonctionnement des TRSTN repose sur l'effet cheminé grâce auquel le flux d'air ascendant à l'intérieur de la tour est généré par une convection naturelle due à la différence de densité de l'air entre l'intérieur et l'extérieur de la tour [8, 9].

Le transfert de chaleur dans une tour de refroidissement sèche s'effectue presque uniquement par convection. Cependant, la faible chaleur spécifique de l'air, impose de faire circuler un débit massique d'air d'environ quatre fois celui de l'eau à refroidir [4], ce qui explique l'entrée d'air beaucoup plus grande dans une tour sèche comparativement à celle d'une tour humide conçue pour une même charge thermique (Figure 1.4).

Le taux de rejet de chaleur dans une tour de refroidissement sèche dépend de la température de l'air ambiant et du débit massique d'air circulant à travers les échangeurs de chaleur. Ses performances sont plus fortement dépendantes des fluctuations de la température ambiante que celles d'une tour humide. Les tours sèches souffrent également d'une plus faible efficacité de refroidissement pendant les périodes les plus chaudes de l'année, qui coïncident malheureusement souvent avec de fortes demandes de production d'énergie par les centrales.

Les principaux facteurs de performance d'une TRSTN sont [8]: la "**variation**" de température que subit l'eau en traversant les échangeurs, "**l'approche**" définie par la différence de température entre l'eau à sa sortie de la tour et l'air à son entrée dans la zone des échangeurs. De manière générale, plus l'approche est faible, meilleure sera la performance et l'**efficacité de la tour**. Cette dernière est définie par le rapport de la variation de température actuelle de l'eau sur la variation idéale correspondant à une température de sortie d'eau égale à la température d'entrée d'air.

Dans une TRSTN, les batteries d'échangeurs peuvent être disposées verticalement autour de la périphérie de la tour, ou bien horizontalement dans la section transversale d'entrée de la tour. Malgré la facilité de réalisation d'une disposition

verticale supportée à même le sol, et la taille de la tour relativement plus petite que pour une disposition horizontale, cette dernière s'est révélée plus performante grâce à une meilleure distribution du flux d'air et une moindre sensibilité aux perturbations en présence du vent [7]. Diverses configurations peuvent être réalisées dans le cas d'une disposition horizontale comme montré sur la Figure 1.5 ci-dessous.

Un arrangement en dents de scie composé de deux batteries d'échangeurs inclinées d'un certain angle θ l'une par rapport à l'autre (Figure 3.8), est souvent adoptée dans le but de maximiser la surface frontale des échangeurs de chaleur sans augmenter le diamètre de la tour [8,9].

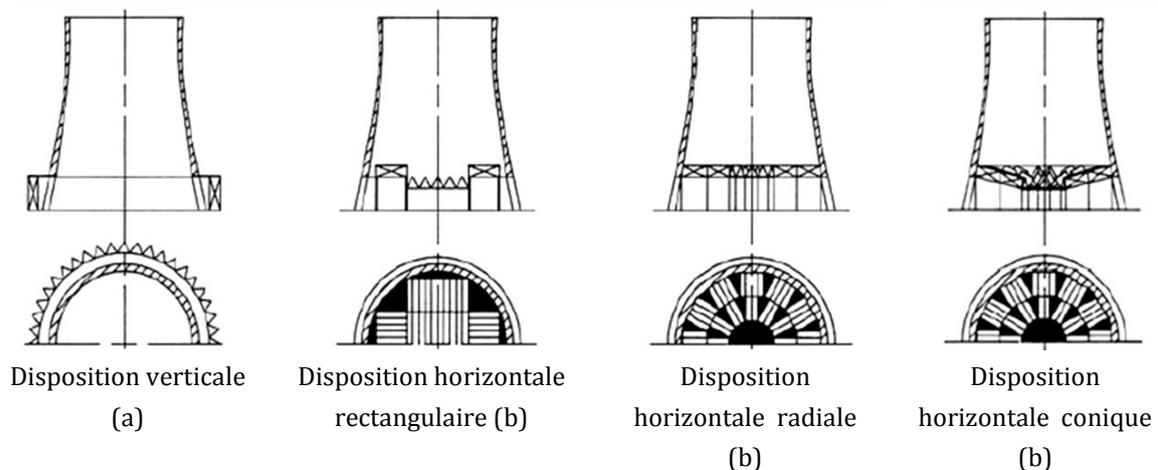


Figure 1.5 : Types de dispositions des batteries d'échangeur dans une TRSTN [4]

1.4. APPLICATIONS DES TRSTN DANS LE MONDE

Les premières tours de refroidissement ont fait leur apparition dès les années 60. En 1962, la première grande TRSTN fut bâtie à la Centrale de Rugeley en Grande Bretagne pour une capacité de 120 MWe (Figure 1.4). En 1967, une tour similaire a été mise en service à la centrale de 150 MWe d'Ibbenbüren en d'Allemagne. Au cours de la période 1969-1972, la centrale de Gagarine, également connue sous le nom de Visonta ou Måtra, à Gyöngyös, en Hongrie, d'une puissance totale de 2 x 100 MWe et 2 x 220 MWe a été dotée de deux TRSTN (Figure 1.5). [4]



Figure 1.6 : Tours de refroidissement sèche à tirage naturel de la centrale de Mátra, à Gyöngyös, en Hongrie

L'unité 5 de la centrale de Grootvlei en République sud-africaine fut la première à se doter en 1971 d'un système de refroidissement par voie sèche dans cette région, ce fut un système direct (condenseur à pulvérisation, Heller). En 1978, une deuxième tour, cette fois-ci associée à un condenseur à surface (système classique indirect), a été mise en service dans la même centrale [4, 5].

Au cours de la période 1971-1974, des centrales de 2 x 210 MWe et 2 x 200 MWe, munies de quatre tours de refroidissement sèches, ont vu le jour à Razdan en Arménie. Les deux tours sont d'une construction spéciale avec des cadres en acier soudés, recouverts de tôles en aluminium ondulées. Ce type de construction a été utilisé en raison des risques de tremblement de terre dans la région. Les tours ont une hauteur de 120 m et un diamètre de sortie de 60 m. Des faisceaux de tubes à ailettes de type Heller de 15 m de haut sont disposés autour de la périphérie à la base des tours. Les volets motorisés montés devant les deltas protègent les tubes à ailettes et permettent le contrôle de la circulation d'air [4].



Figure 1.7 : Tours de refroidissement de la centrale de Razdan en Arménie

D'autres TRSTN ont fait leur apparition dans divers pays comme celles équipant les centrales de Shahid Rajaien en Iran, Datong en Chine, Teshreen en Syrie, Candiota au Brésil et Bursa en Turquie.

La centrale de Kendal, province de Mpumalanga en Afrique du Sud, est la plus grande centrale au monde à adopter un système de refroidissement exclusivement par voie sèche. Elle compte six turbines de 686 MWe chacune avec six tours de refroidissement sèches à tirage naturel réalisées en béton armé, hautes de 165 m et présentant un diamètre à la base atteignant 144 m [4,10].



Figure 1.8 : Tours de refroidissement sèches à tirage naturel de Mpumalanga en Afrique du Sud

La centrale nucléaire de Hamm-U à Schmehaus en Allemagne, s'est dotée d'une tour de refroidissement qui présente une structure en réseau de câbles en treillis triangulaires qui s'étend entre un anneau de fondation en béton, solidement ancré dans le sol, et un anneau en acier au sommet, suspendu à l'extrémité d'un mât en béton central. Le filet est revêtu de l'intérieur de tôles aluminium ondulées trapézoïdales [4, 11].



Figure 1.9 : Tour sèche de la centrale nucléaire de Hamm-U à Schmehausen en Allemagne

A cause de l'efficacité du refroidissement par voie humide et de l'abondance autrefois des ressources en eau, mais également de l'absence de restrictions environnementales concernant les problèmes accompagnant les tours de refroidissement par voie humide, les TRSTN ont été pendant un certain temps délaissées. Aujourd'hui, pour les diverses raisons citées précédemment, de nombreuses régions dans le monde, comme en Australie ou en Afrique du Sud, se sont tournés vers le développement du refroidissement par voie sèche et de nombreux travaux de recherche sont menés pour trouver les moyens d'améliorer puis d'optimiser les TRSTNs.

1.5. ETAT DE L'ART SUR LES TRSTN

Dans cette section, il sera question de capitaliser le savoir et les travaux déjà réalisés sur l'étude des TRSTN, en effectuant une synthèse des publications scientifiques qui nous avons pu consulter sur le sujet. Le but étant, dans un premier temps, de développer une connaissance suffisante des approches utilisées pour l'analyse de ce type de système de refroidissement et, dans un deuxième temps, de s'en inspirer pour préciser les contours de la présente étude et de proposer de nouvelles pistes de recherche éventuelles.

Depuis la fin du XX^e siècle, plusieurs travaux furent menés dans le cadre de la modélisation des TRSTN, pour leur dimensionnement et leur optimisation. Avec l'augmentation de la demande en refroidissement pour pratiquement toutes les installations dont le bon fonctionnement nécessite l'évacuation d'une chaleur résiduelle dans l'environnement, des systèmes de climatisation aux installations industrielles les plus diverses, dont en particulier les centrales électriques, à l'aspect économique qui s'est positionné au même degré d'importance que l'aspect technologique, vient s'ajouter la prise de conscience quant à la nécessité de préserver les matières premières et les ressources naturelles, sans oublier l'apparition des restrictions environnementales. Les chercheurs se sont intéressés à l'optimisation du fonctionnement, des dimensions et surtout des coûts d'installation et d'exploitation des systèmes de refroidissement dont font partie les TRSTN.

Dans ce qui suit, seront présentées brièvement les différentes approches recueillies dans la littérature concernant l'étude des TRSTN. Ces approches se différencient par les principes physiques utilisés, les hypothèses et simplifications émises ainsi que les objectifs visés.

1.5.1. LA MODELISATION ET L'EVALUATION DES PERFORMANCES DES TRSTN

Toute étude des TRSTN doit commencer par une description et une modélisation des phénomènes physiques qui s'y produisent. Dans un tel système de refroidissement, les principaux phénomènes rencontrés sont : le transfert thermique, l'écoulement de l'air grâce aux effets de flottabilité qui doivent compenser les pertes de charge occasionnées par les divers obstacles que l'air rencontre en traversant la tour. Ces phénomènes sont fondamentaux et interviennent de manière essentielle même dans les modèles les plus simples qui sont unidimensionnels. D'autres effets bidimensionnels et tridimensionnels, tels que les effets de bords et l'apparition de vortex, sont traités de façon plus précise. L'évaluation de la performance des systèmes de refroidissement par voie sèche repose en grande partie sur la capacité de modéliser ces phénomènes physiques et de prédire le comportement des fluides impliqués dans les écoulements. Des équations reliant les différents paramètres du processus de refroidissement dans une TRSTN sont élaborés. Ces modèles mathématiques sont construits à partir d'approches et d'hypothèses qui diffèrent d'un modèle à l'autre selon le degré de précision recherché et les objectifs à attendre.

De nombreux chercheurs se sont basés sur des approches simplifiées et globales [8, 9, 13, 14, 15] Des hypothèses simplificatrices sont émises dans ces approches, telles que l'approximation de l'écoulement de l'air par un écoulement moyen unidimensionnel en régime stationnaire, la prise en compte des pertes de charge au niveau de l'échangeur seulement[16], la considération que l'écoulement de l'air est isentropique en amont et en aval de l'échangeur, etc. Les équations obtenues sont basés sur les principes de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement, les principes régissant le transfert thermique et une loi de comportement des fluides, et elles sont adaptées à l'approche unidimensionnelle. Elles permettent d'évaluer les performances d'une TRSTN et de la dimensionner. Ces modèles sont très utiles en ce sens qu'ils peuvent servir dans les études d'avant-projets ou de point de départ pour des modèles plus sophistiqués.

D'autres encore, tout en gardant le modèle de l'écoulement unidimensionnel admettent la variation des propriétés physiques de l'air le long de la tour. Dans ce cas, on écrit d'abord les équations sous forme différentielle pour un volume de contrôle d'épaisseur élémentaire suivant la ligne du flux d'air, avant de procéder à leur résolution [12].

Une autre approche théorique, aborde le problème en assimilant l'échangeur de chaleur de la tour de refroidissement à un milieu poreux [18, 19]. La force motrice dans une TRSTN résulte de la différence de densité entre l'air ambiant et celui qui circule à l'intérieur de la tour, différence qui suit selon cette approche l'approximation de Boussinesq. Dans ce modèle, on considère que les pertes de charge sont directement liées au coefficient de traînée et à la perméabilité du milieu d'échange poreux, tous deux dépendant de l'écoulement interne et de la porosité du milieu. On tient compte également des chutes de pression dues au frottement le long de la tour dans ce modèle.

Grâce aux progrès réalisés dans la technologie des ordinateurs au cours des vingt dernières années, la simulation des TRSTN à l'aide des outils CFD (Computational Fluid Dynamics) a rendu possible la mise en œuvre de modélisations poussées se passant de la plupart des hypothèses. Des modèles 3D ont pu ainsi voir le jour permettant de valider les approches unidimensionnelles classiques ou d'étudier des effets négligés auparavant comme par exemple l'effet du vent sur l'écoulement et les performances des TRSTN [8, 20]

Etant donné que la taille d'une tour de refroidissement est énorme, il est très difficile de mener des expériences sur site pour collecter des données. Pour de nombreuses raisons, de telles structures ne peuvent être conçues comme un simple agrandissement de structures plus petites. Au contraire, elles regorgent d'éléments de conception novateurs. Ceci n'a pas empêché qu'un certain nombre de travaux essaient d'étudier les tours de refroidissement en laboratoire à l'aide de modèles réduits, études dont les résultats sont ensuite comparés à ceux de modèles théoriques et de simulations numériques [20].

Après la température ambiante, le vent est le facteur environnemental qui affecte le plus les performances des tours de refroidissement à tirage naturel, en particulier celles des tours sèches. Les approches classiques ne prennent pas en compte l'effet de vent. Aujourd'hui, certaines études expérimentales et numériques s'intéressent à l'effet du vent sur les performances des tours de refroidissement à tirage naturel afin d'en optimiser la conception [8, 21,22].

1.5.2. VERS L'OPTIMISATION DE LA CONCEPTION DES TRSTN

L'optimisation des tours sèches à tirage naturel consiste à trouver une solution qui garantit une performance donnée avec la taille de tour la plus réduite. C'est également la recherche d'un meilleur compromis entre les coûts d'investissement qui augmentent avec la taille de la tour et les coûts d'exploitation liés à l'efficacité énergétique qui ont tendance à tirer avantage de la taille de la tour. Pour qu'un tel système de refroidissement soit compétitif sur le plan économique, la tour à coût minimal est devenue un objectif primordial pour les concepteurs. Les approches traditionnelles reposent sur des procédures itératives qui modifient progressivement les paramètres de conception jusqu'à ce qu'une solution satisfaisante, répondant aux spécifications de l'application soit atteinte. Cependant, ces méthodes, en plus du temps qu'elles nécessitent, conduisent à une solution qui n'est pas forcément la meilleure d'un point de vue économique [22].

Les nouvelles approches d'optimisation suggérées se distinguent principalement par le choix de la "fonction objectif", le type et le nombre de variables utilisées et la méthode d'optimisation appliquée. Par exemple, *Michael Choi et Leon R. Glicksman* [16] proposent une méthode d'optimisation des TRSTN comportant les six variables suivantes : la température ambiante, la différence de température initiale (DTI), la plage de variation de la température de l'eau, le rapport des vitesses massiques eau-air, la surface frontale de l'échangeur côté air et le rapport de la largeur sur la longueur de l'échangeur.

En ce qui concerne la fonction objectif, la plupart des auteurs considèrent la somme des investissements en capital liés à la surface des échangeurs, ainsi qu'à la hauteur et l'épaisseur de la tour, et les coûts d'exploitation (pompage, maintenance...). D'autres supposent que la génération d'entropie ou la destruction d'exergie est la fonction objectif à minimiser, c'est ce qu'on désigne par l'approche technico-économique, exergo-économique ou thermo-économique.

Certains auteurs présentent des modèles détaillés de coûts comprenant les coûts d'investissement, de main-d'œuvre, de maintenance et d'exploitation pour chaque composant. Sur la base de ces modèles, la solution optimale peut être identifiée en termes de coût annuel relativement bas et de revenus globaux relativement plus élevés au cours de la durée de vie de la TRSTN [13]. Différents schémas d'optimisation sont ensuite appliqués pour trouver le jeu de paramètres correspondant à la configuration optimale de la tour. On peut citer parmi ces schémas les méthodes classiques SQP ou encore des méthodes numériques qui font appel à des

algorithmes puissants comme par exemple les solveurs d'optimisation intégrés à MATLAB: GlobalSearch, Pattern-Search et MultiStart.

1.5.3. SYSTEMES PERMETTANT DE REDUIRE LES PERTES DE PERFORMANCE LORS DES PICS DE TEMPERATURE AMBIANTE

Au cours des chaudes journées d'été, la puissance d'une station utilisant le refroidissement par voie sèche se détériore. Ceci est d'autant plus contraignant que ça intervient au moment même où la demande en électricité et les prix de cette dernière sur le marché s'élèvent. Comme déjà expliqué au chapitre premier, le taux de rejet de chaleur dans une TRSTN dépend de la température de l'air ambiant et de son débit à l'entrée des échangeurs [8, 9] Les performances du refroidissement par voie sèche sont particulièrement réduites lorsque l'air ambiant est chaud. Une chute de performance des tours de refroidissement entraîne une réduction de l'efficacité des installations, particulièrement les centrales électrique. Pour compenser cette chute de performance de la tour sèche durant les périodes caractérisées par une hausse de la température ambiante au-delà d'un certain seuil de tolérance, les solutions suivantes peuvent être envisagées :

- Utilisation d'une tour hybride

Dans les environnements semi-arides où l'eau douce disponible pour le refroidissement par évaporation est limitée, les systèmes de refroidissement combinés sec-humide dits hybrides offrent des avantages significatifs. Il existe deux solutions générales pour le refroidissement hybride :

- Une première solution dans laquelle une quantité d'eau limitée est utilisée de manière continue pour maintenir les performances de la tour à un bon niveau tout au long de l'année.
- Une seconde solution où le refroidissement par voie sèche est utilisé la plupart du temps, tandis que l'eau disponible en quantité limitée est réservée aux périodes de forte chaleur ou de hausse de la demande.

Une tour hybride peut s'agir d'une tour où les deux modes de refroidissement sont pratiqués en série et de façon continue ou, d'une tour qui opère normalement en mode sec combinée à une tour humide opérant par intermittence [8]. L'obstacle principal à l'utilisation de tours hybrides est leur coût relativement élevé. Actuellement, seules les tours de refroidissement hybrides à tirage mécanique ont connu une assez large application [6], mais leurs coûts d'exploitation et de

maintenance très élevés limite leur domaine d'application à des installations de faible et moyenne puissances.

- Le recours à un pré-refroidissement évaporatif de l'air

Cette technique qui consiste en un pré-refroidissement évaporatif de l'air à l'admission de la tour en traversant un médium poreux qui regorge d'eau, offre une alternative très économe en eau, comparativement au refroidissement évaporatif des tours humides ou même hybrides [6]. Le pré-refroidissement intervient lors d'une hausse de la température ambiante au-dessus d'un seuil de tolérance par rapport à la température nominale de fonctionnement.

Dans ces tours dotées d'un pré-refroidissement, la baisse de la température de l'air à l'entrée des échangeurs est de nature avantageux en ce sens qu'elle offre la possibilité de refroidir l'eau à une plus basse température, mais il y a une perte de charge supplémentaire introduite par l'humidificateur qui réduit le débit massique d'air traversant la tour et conduit à une baisse de la performance thermique de la tour. Il doit donc exister un compromis à réaliser lors du dimensionnement du système de pré-refroidissement, entre ces deux aspects antagonistes [24]

Des études technico-économiques ont été consacrées aux TRSTN pré-refroidies, détaillant les aspects liés aux différents garnissages pouvant être utilisés [24, 25].

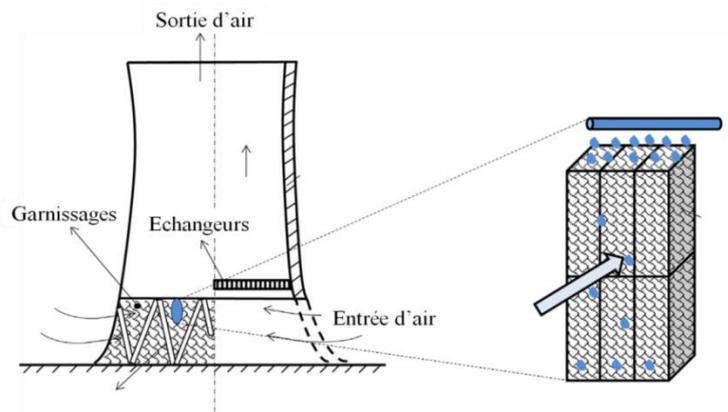


Figure 1.10 : Schéma d'une TRSTN pré-refroidie

1.5.4. SYSTEME PERMETTANT DE REDUIRE DE LA HAUTEUR DE LA TOUR

- Amélioration de l'effet cheminée grâce à l'énergie solaire

Pour améliorer le tirage sans avoir à augmenter la hauteur de la tour, il est possible d'utiliser la configuration représentée à la figure ci-dessous. Dans cette dernière, les échangeurs de chaleurs de la tour sèche sont placés dans une position

verticale tout autour de la tour à une certaine distance de sa base. Après avoir traversé ces échangeurs et refroidi l'eau qui y circule, l'air va circuler sous une serre où il sera réchauffé davantage grâce à l'énergie solaire, ce qui aura pour conséquence d'accélérer son mouvement vers la sortie de la tour un peu comme dans une cheminée solaire. Dans ce cas, l'énergie solaire sert à augmenter le débit d'air aspiré dans la tour. En effet, l'effet de serre en permettant d'accroître la différence de température entre l'air à l'intérieur et à l'extérieur de la tour, va améliorer l'effet cheminée et générer un flux d'air plus important à travers les échangeurs de chaleur. Ainsi, les performances thermiques de la tour seront améliorées avec une hauteur plus réduite [13, 28]. (Figure 1.11)

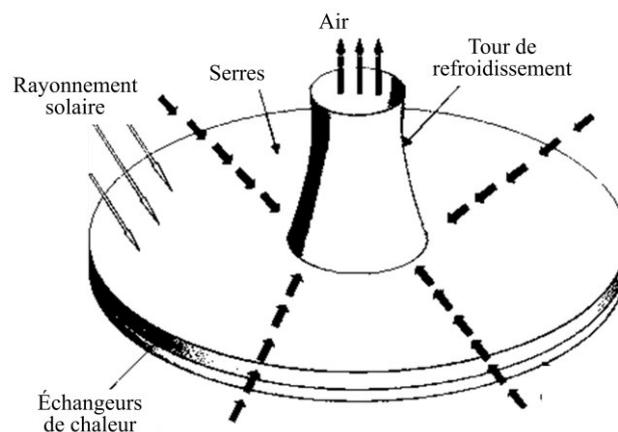


Figure 1.11 : Représentation d'une TRSTN utilisant des serres pour exploiter l'énergie solaire

- **Amélioration de l'effet cheminée par injection de gaz chauds**

Un autre système qui permet d'augmenter le tirage dans une TRSTN et par la même occasion d'éliminer le besoin d'avoir une cheminée pour évacuer les gaz de combustion d'une centrale thermique, est l'injection de ces gaz en aval des échangeurs de chaleur au sein même de la tour. Ces gaz chauds, mélangés avec l'air qui vient de quitter les échangeurs, produiront un résultat semblable à celui de l'air chauffé par effet de serre décrit ci-dessus [29].



Figure 1.12 : Système d'injection des gaz de cheminée dans une TRSTN

1.6. CONCLUSION

Ce chapitre nous a permis d'introduire les tours de refroidissement en générale et les tours de refroidissement sèches à tirage naturel (TRSTN) en particulier, quelques réalisations à travers le monde ont été également présentées, afin d'apporter la preuve de leur nécessité malgré leur coût élevé, à chaque fois que l'eau vient à manquer pour le refroidissement dans certaines régions. La modélisation des TRSTN fera l'objet du chapitre suivant.

CHAPITRE 2: MODELISATION DES TRSTN ET PROCEDURE DE DIMENSIONNEMENT

2.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous allons établir un modèle mathématique permettant de décrire les phénomènes qui se produisent au sein d'une TRSTN. Ce modèle sera utilisé pour le développement d'une procédure de calcul qui permettra de dimensionner une TRSTN pour une installation et des conditions de fonctionnement nominales données.

2.2. DESCRIPTION DU SYSTEME ETUDIE

Le circuit d'eau de refroidissement considéré est fermé, il comprend essentiellement une TRSTN et un condenseur à contact direct où la vapeur se condense au contact des gouttelettes obtenues par pulvérisation de l'eau de refroidissement. Un tel procédé est appelé système "Heller" (Figure 2.1)

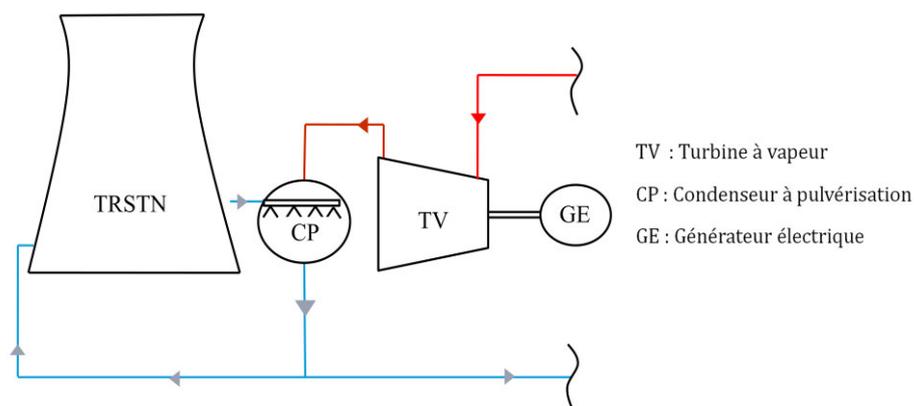


Figure 2. 1 : Circuit d'eau de refroidissement comprenant une TRSTN et un condenseur à contact direct

A sa sortie de la tour, l'eau de refroidissement est pulvérisée dans le condenseur au moyen d'injecteurs. Au contact des gouttelettes d'eau, la vapeur qui s'échappe de la turbine se condense. Une partie du condensat, correspondant à la quantité de vapeur condensée, est renvoyée vers la chaudière pour continuer à jouer le rôle de fluide thermodynamique décrivant le cycle à vapeur, tandis que la majeure partie sera de nouveau dirigée vers la tour pour subir un refroidissement par transfert de chaleur vers l'écoulement d'air dans les échangeurs à surface de la tour. Cette façon de procéder permet de réaliser des différences de température d'approche au sein du condenseur plus petites (Figure 2.2) que dans le cas d'un système indirect (condenseur à surface), où le fluide de refroidissement n'entre jamais en contact avec le fluide thermodynamique qui décrit le cycle de puissance

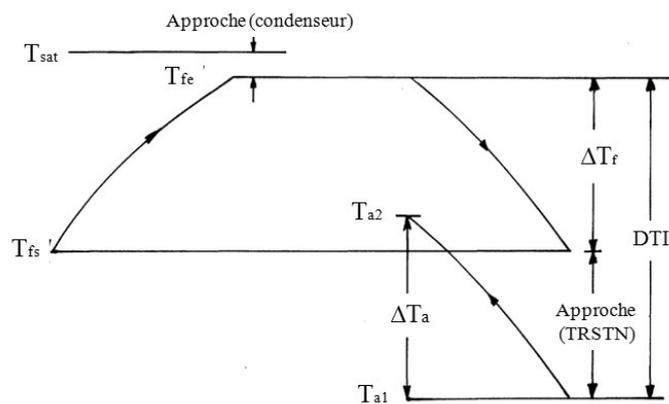


Figure 2. 2 : Profil des températures de la vapeur, du fluide de refroidissement et de l'air dans le condenseur et la TRSTN

2.3. MODELISATION UNIDIMENSIONNELLE

Dans cette approche unidimensionnelle, la tour est considérée comme une structure axisymétrique, suffisamment élancée pour que les gradients de débits transversaux soient négligés. Deux configurations peuvent se présenter. Une première configuration dans laquelle les échangeurs sont disposés horizontalement à l'intérieur de la tour (Figure 2.3a), et une deuxième configuration dans laquelle les échangeurs sont disposés verticalement, à même le sol, autour de la tour et sont traversés par l'air avant son arrivée dans cette dernière (Figure 2.3b).

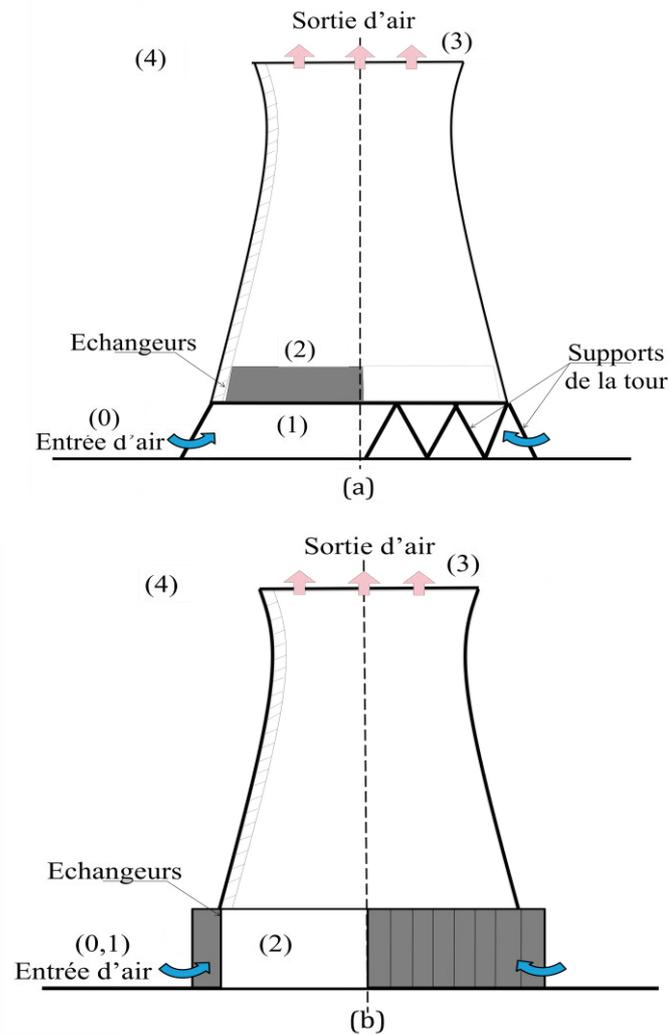


Figure 2. 3: Représentation schématique d'une TRSTN avec (a) une disposition horizontale des échangeurs (b) une disposition verticale des échangeurs

Les positions suivantes sont définies pour l'écoulement d'air à travers la tour :

- 0 : entrée de la tour
- 1 : entrée des batteries d'échangeurs
- 2 : sortie des batteries d'échangeurs
- 3 : sortie de la tour
- 4 : air extérieur au même niveau que la sortie de la tour

Dans la première configuration, l'air ambiant, supposé stagnant à l'extérieur de la tour, est aspiré au niveau de l'ouverture qui se situe à la base de cette dernière grâce à l'effet cheminée. A l'intérieur, son mouvement s'accélère progressivement, de manière supposée isentropique vers l'échangeur de chaleur où il refroidit l'eau du circuit de refroidissement du condenseur. L'air ainsi chauffé devient moins dense et

se déplace vers le haut grâce au gradient de densité qui constitue la force motrice de l'effet cheminée, de l'air plus frais en amont de l'échangeur vient prendre sa place donnant ainsi naissance à un flux d'air continu qui brasse de l'extérieur les surfaces de l'échangeur et absorbe la chaleur transférée de l'eau par convection naturelle.

2.3.1. BILAN ENERGETIQUE ET TRANSFERT DE CHALEUR

Dans ce modèle, l'échangeur de chaleur est considéré comme un volume de contrôle et toute déperdition vers le milieu ambiant est négligée, le bilan d'énergie du processus d'échange peut être exprimé en posant simplement que la chaleur cédée par l'eau à refroidir sera dans sa totalité absorbée par l'air qui traverse l'échangeur :

$$\dot{Q} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a1} - T_{a2}) = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fe} - T_{fs}) \quad (2.1)$$

Où \dot{Q} est le taux de chaleur échangé entre les deux fluides, \dot{m} représente le débit massique, c_p la chaleur spécifique et T la température des fluides. L'indice a est consacré à l'air, f à l'eau de refroidissement avec 1 et 2 indiquent respectivement l'entrée et la sortie de l'air dans les échangeurs, e et f indique l'entrée et la sortie de l'eau.

Cette même quantité de chaleur peut s'exprimer à l'aide de l'équation de transfert :

$$\dot{Q} = \Delta T_{lm} \cdot UA_a \cdot F_T \quad (2.2)$$

Dans cette expression, ΔT_{lm} est la différence de température moyenne logarithmique correspondant à un échange à contre-courant. En se référant aux notations de la Figure 2.4, elle s'exprime comme suit :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{fs} - T_{a1}) - (T_{fe} - T_{a2})}{\text{Ln} \left[\frac{(T_{fs} - T_{a1})}{(T_{fe} - T_{a2})} \right]} \quad (2.3)$$

Le produit UA_a représente la conductance de l'échangeur basée sur la surface d'échange extérieure (ici du côté air). La résistance à la conduction est négligée devant les deux résistances à la convection des côtés interne et externe, cette conductance sera donnée par :

$$UA_a = \left[\frac{1}{\eta_f h_a A_a} + \frac{1}{h_f A_f} \right]^{-1} \quad (2.4)$$

Différentes corrélations permettent de calculer les coefficients de transfert de chaleur par convection .nous retiendrons pour cette étude celles fournies par Zou. Z. et al. [13], soit :

$$h_a = \left(1 + \frac{u_a}{n_r^2} \right)^{-0.14} 0.13 \cdot \text{Pr}_a^{0.33} \text{Re}_a^{0.681} \left(\frac{k_a}{d_r} \right) \quad (2.5)$$

$$\eta_f h_a = h_a \left[\frac{2(p_f - t_f)}{(d_f - d_f)} \right]^{0.2} \left[\frac{(p_f - t_f)}{t_f} \right]^{0.1134} \quad (2.6)$$

$$h_f = \left(\frac{f_d}{8} \right) (\text{Re}_f - 1000) \text{Pr}_f \left[1 + \left(\frac{d_f}{h_{ech}} \right)^{0.67} \right] \left(\frac{k_f}{d_r} \right) \quad (2.7)$$

Dans les expressions ci-dessus, le coefficient de transfert de chaleur par convection est représenté par h , k est la conductivité, n_f est l'efficacité globale des ailettes et f_d est coefficient de friction . Pr est le nombre de Prandtl, Re et le nombre de Reynolds qui se calculent comme suit:

$$\text{Re}_a = \frac{u_a d_h \rho_{a_{moy}}}{\mu_{a_{moy}}} \quad (2.8)$$

$$\text{Re}_f = \frac{u_f d_i \rho_{f_{moy}}}{\mu_{f_{moy}}} \quad (2.9)$$

Où ρ représente la masse volumique du fluide et μ sa viscosité. Ces derniers sont évalués à la température moyenne du fluide (air ou eau) entre l'entrée et la sortie de l'échangeur d'où l'indice *moy* . d_i est le diamètre intérieur des tubes

d'échangeur et d_h le diamètre hydraulique qui se calcul selon l'équation (2.55). Le reste des paramètres dans les expressions (2.5), (2.6) et (2.7) sont les paramètres géométriques des batteries d'échangeur qui sont indiqués dans la séquence 2.1.2 de ce chapitre

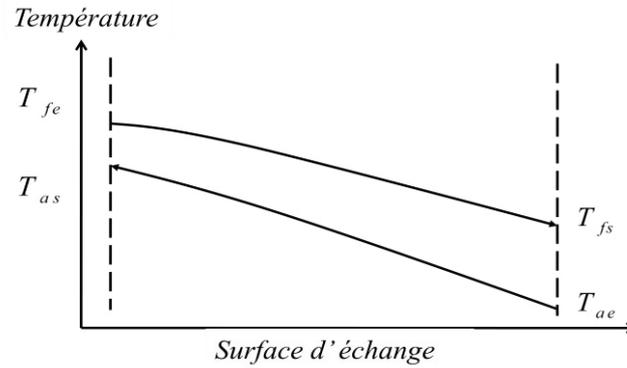


Figure 2. 4: Profils des températures des fluides dans un échangeur à contre-courant

Le facteur de correction F_T est là pour corriger la différence de température moyenne logarithmique, dans les configurations où les deux fluides ne circulent pas à contre-courant. Des abaques peuvent être utilisés pour le déterminer [30, 31], mais d'autres procédures existent pour le calculer, comme celle qui est décrite dans les équations suivantes [31] :

$$F_T = 1 - \sum_{i=1}^4 \sum_{k=1}^4 a_{i,k} (1 - \varphi_{aw})^k \sin \left(2i \arctan \frac{\varphi_w}{\varphi_a} \right) \quad (2.10)$$

$$\varphi_a = \frac{T_{a2} - T_{a1}}{T_{fe} - T_{a1}} \quad (2.11.a)$$

$$\varphi_f = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{T_{fe} - T_{a1}} \quad (2.11.b)$$

$$\varphi_{fa} = \frac{\varphi_a - \varphi_f}{\text{Ln} \left(\frac{1 - \varphi_a}{1 - \varphi_f} \right)} \quad (2.11.c)$$

Les $a_{i,k}$ sont six constantes empiriques qui dépendent des configurations tubulaires de l'échangeur de chaleur [32].

Une configuration à courant-croisé comportant plusieurs passes peut raisonnablement être assimilée à une configuration à contre-courant pour lui affecter un facteur de correction égale à l'unité [9] sans introduire d'erreur significative dans les calculs.

2.3.2. PROFIL DE TEMPERATURE

En assimilant l'air à un gaz parfait, sa masse volumique peut s'exprimer en fonction de la pression et de la température comme suit :

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (2.12)$$

L'atmosphère étant considéré comme un champ hydrostatique, le gradient de pression en fonction de l'altitude est donné par :

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g \quad (2.13)$$

En dehors de la zone des échangeurs, l'air est supposé subir des transformations isentropiques, ce qui permet de poser :

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = cte , \quad (2.14)$$

A partir de (2.12.) et (2.13) la formule suivante est établie:

$$\frac{dP}{P} = -\frac{g dz}{RT} \quad (2.15)$$

P représente la pression de l'air, T sa température, ρ la masse volumique, γ le rapport des chaleurs spécifiques. g est la constant de gravité et z représente l'altitude par rapport au niveau de la mer.

A partir d'une différenciation logarithmique des équations (2.12) et (2.14), puis une combinaison des expressions obtenues de façon à éliminer le terme $d\rho/\rho$ et finalement une division par γdz nous obtenons l'équation suivante:

$$\frac{(1-\gamma)}{\gamma P} \frac{dP}{dz} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dz} = 0 \quad (2.16)$$

Le terme (dp/dz) est remplacé à partir de l'équation (2.13) dans l'équation (2.16), puis l'équation (2.12) permet d'éliminer γ pour finalement obtenir :

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{g(\gamma-1)}{\gamma R} \quad (2.17)$$

Dans le cas de l'air sec :

$$\gamma = 1.4 \quad R = 287.08 \text{ j/kg.K}$$

Avec $g = 9.81 \text{ m/s}^2$, l'équation ci-dessus devient :

$$\frac{dT}{dz} = -0.00975 \text{ K/m} \quad (2.18)$$

Ce gradient de température est connu comme le gradient adiabatique sec (Dry adiabatic lapse rate DALR). Par une intégration de l'équation (2.17) l'expression de la température en fonction de l'altitude est obtenue:

$$T_a(z) = T_a(0) - \frac{g(\gamma-1)}{\gamma R} z = T_{a0} - 0.00975 z \quad (2.19)$$

Cette équation indique que la température de l'air diminue de 0.00975°C pour chaque mètre d'élévation au-dessus du sol. Elle est valable partout sauf à travers l'échangeur. Elle sera utilisée pour le calcul de la masse volumique de l'air, qui est très sensible aux variations de la température et qui détermine dans une grande mesure l'effet de tirage dans les TRSTN.

2.3.3. CHUTE DE PRESSION ET EQUATION DE TIRAGE

Durant son écoulement, le fluide entre en contact avec différentes parois et traverse des singularités. Celles-ci engendrent, en raison des frictions, une réduction de l'énergie mécanique de l'écoulement qui sera convertie en énergie thermique. Cette réduction appelée perte de charge correspond à la chute de pression totale dans l'écoulement d'air. Deux types de pertes de charge sont à distinguer :

- Les pertes de charge linéaires ou régulières qui sont dues aux frottements de l'air sur les parois internes de la tour.

- Les pertes de charges singulières qui sont dues aux différentes singularités (déviations, présence de supports...)

La perte de charge totale est la somme des pertes linéaires et singulières. Comme pour les coefficients de transfert de chaleur par convection, des corrélations sont proposées pour évaluer les coefficients de perte de charge. Celles mentionnées dans la référence [13] et la référence [33] seront utilisées et sont donc rappelées ci-dessous :

1) Pertes régulières :

$$\Delta P_r = 0.5 f \frac{4H_{tour}}{D_{sommets}} \rho_{a1} u_{a1}^2 \quad (2.20)$$

$$f = 0.5 \left[\left(1.5635 \cdot \ln \left(\frac{Re_{tour}}{7} \right) \right) \right]^{-0.5} \quad (2.21)$$

Re_{tour} représente le nombre de *Reynolds* moyen calculé pour l'écoulement d'air à travers la tour en utilisant le diamètre moyen de la tour et la vitesse moyenne de l'air. f et le coefficients de friction.

2) Pertes singulières à l'entrée de la tour:

$$\Delta P_{ent} = \frac{1}{2} (K_{ent} + K_{sup}) \rho_{a1} u_{a1}^2 \quad (2.22)$$

Coefficient de perte dû aux supports delà tour :

$$K_{sup} = \frac{(2L_s d_s n_s A_{fr} n_{ech})^2}{(\pi D_{ech} H_{ech})^3} \quad (2.23)$$

L_s, d_s et n_s sont respectivement la longueur des supports, leur diamètre et leur nombre. A_{fr} est la surface frontale des batteries d'échangeur et n_{ech} le nombre de batteries. D_{ech} et H_{ech} sont respectivement le diamètre de la tour et sa hauteur au niveau de l'emplacement des batteries d'échangeur (Figure 2.10)

Coefficient de perte dû aux déviations de l'air à l'entré

➤ Configuration horizontale :

$$K_{ent} = 1.7 - 0.34 \left(\frac{D_{base}}{H_{tour}} \right) + 0.072 \left(\frac{D_{base}}{H_{tour}} \right)^2 \quad (2.24)$$

➤ Configuration verticale :

$$K_{ent} = 2.21 - 0.42 \left(\frac{D_{base}}{H_{tour}} \right) + 0.091 \left(\frac{D_{base}}{H_{tour}} \right)^2 \quad (2.25)$$

D_{base} et H_{tour} sont respectivement le diamètre de base et la hauteur de la tour (Figure 2.10)

3) Pertes singulières à travers l'échangeur :

$$\Delta P_{ech} = \frac{1}{2} (K_{ctr} + K_{ech\theta} + K_{exp}) (u_a)^2 \rho_{a_{moy}} \quad (2.26)$$

Coefficient de perte par contraction :

$$K_{ctr} = \left[1 - 2/\sigma_c + 1/\sigma_c^2 \right] \left(\frac{\rho_{a_{moy}}}{\rho_{a1}} \right) \left(\frac{n_{ech} A_{fr}}{S_e} \right) \quad (2.27)$$

Le coefficient de contraction se calcul par l'expression empirique suivant :

$$\sigma_c = 0.61375 + 0.13318\sigma_{21} - 0.26095\sigma_{21}^2 + 0.51146\sigma_{21}^3 \quad (2.28)$$

$$\sigma_{21} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{n_{ech} A_{net}}{S_e} \quad (2.29)$$

Où A_{net} et la surface de passage nette de l'air à travers la batterie d'échangeur et S_e la section de la tour au niveau des échangeurs

Coefficient de perte par friction :

$$K_{ech\theta} = K_{ech} + \left(\frac{1}{\sin(\theta_m)} - 1 \right) \left[\left(\frac{1}{\sin(\theta_m)} - 1 \right) + 2K_{ci}^{0.5} \right] + 2K_d \quad (2.30)$$

$$K_{ech} = \left[\left[1383.94 / \text{Re}^{0.332458} \right] + \frac{1}{\sigma} \frac{\rho_{ae} - \rho_{as}}{\rho_{as} + \rho_{ae}} \right] \quad (2.31)$$

$$K_d = \exp\left(5.488105 - 0.21312\theta + 3.533 \cdot 10^{-3} \theta^2 - 0.2901 \cdot 10^{-4} \theta^3\right) \quad (2.32)$$

L'incidence moyenne réelle du débit donnée par l'expression empirique suivante (1) est généralement inférieure à l'angle θ :

$$\theta_m = 0.0019\theta^2 + 0.9133\theta - 3.1558 \quad (2.33)$$

Coefficient de perte par expansion :

$$K_{exp} = \left[1 - 2/\sigma_c + 1/\sigma_c^2 \right] \left(\frac{\rho_{a_{moy}}}{\rho_{a1}} \right) \left(\frac{n_{ech} A_{fr}}{S_e} \right) \quad (2.34)$$

Une autre corrélation permettant d'évaluer les pertes à travers l'échangeur est proposée dans les références [8, 13] :

➤ Configuration horizontale :

$$\Delta P_{ech} = 37.86 n_r \text{Re}_a^{-0.316} \left(\frac{p_t}{d_r} \right)^{-0.927} \left(\frac{p_l}{d_r} \right)^{0.515} (u_a)^2 \rho_{a_{moy}} \quad (2.35)$$

➤ Configuration verticale :

$$\Delta P_{ech} = 18.93 n_r \text{Re}_a^{-0.316} \left(\frac{p_t}{d_r} \right)^{-0.927} \left(\frac{p_l}{d_r} \right) (u_a)^2 \rho_{a_{moy}} \quad (2.36)$$

p_l et p_t sont et respectivement le pas longitudinal et le pas transversal des tubes, d_r est le diamètre à la racine des ailettes, n_r est le nombre de rangée.

4) Pertes singulières à la sortie de la tour :

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} K_s \rho_{a_e} u_{a_e}^2 \quad (2.37)$$

➤ Configuration horizontale:

$$K_s = -0.28 F_{dr}^{-1} + 0.04 F_{dr}^{-1.5} \quad (2.38)$$

➤ Configuration verticale :

$$K_s = 1 - 0.129 \left(F_{dr} \frac{D_{sommets}}{D_{base}} \right)^{-1} + 0.0144 \left(F_{dr} \frac{D_{sommets}}{D_{base}} \right)^{-1.5} \quad (2.39)$$

F_{dr} est le nombre de *Froude* qui se calcule à partir de l'équation ci-dessous :

$$F_{dr} = \left(\frac{4\dot{m}_a}{\pi D_{sommets}^2} \right)^2 (\rho_{as} (\rho_{ae} - \rho_{as}) g D_{sommets})^{-1} \quad (2.40)$$

C'est grâce à la différence de masse volumique entre l'extérieur et l'intérieur de la tour considérée à la hauteur moyenne de l'échangeur de chaleur, que l'air peut circuler à travers la tour. Elle peut être déterminée à l'aide de l'équation suivante également connue sous le nom d'équation de tirage des TRSTN.

$$\Delta P_r + \Delta P_r + \Delta P_{ech} + \Delta P_s = (H_{tour} - \frac{H_{ech} + h_{ech}}{2}) (\rho_i - \rho_e) g \quad (2.41)$$

Où ρ_e , ρ_i représentent la masse volumique de l'air respectivement à l'extérieur et à l'intérieur de la tour au niveau de la hauteur moyenne des échangeurs. Elles se calculent à l'aide des deux expressions suivantes :

$$\rho_e \square \rho_{a0} \quad (2.42)$$

$$\rho_i \square \rho_{a_{moy}} = \left(\frac{1}{\rho_{a1}} + \frac{1}{\rho_{a2}} \right)^{-1} \quad (2.43)$$

En rapportant l'expression de $T(z)$ donnée par l'équation (2.19) à l'équation (2.15) et en intégrant cette dernière, on obtient l'expression de la pression en fonction de z :

$$P(z) = P(0) \left(1 - \frac{g(\gamma-1)}{\gamma RT(0)} z \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = P(0) \left(1 - \frac{0.00975}{T(0)} z \right)^{3.5} \quad (2.44)$$

Basé sur la corrélation (2.38), *D.G Kröger* [8, 33] a développé une équation de tirage plus pratique qui a été largement utilisée dans divers travaux de conception des TRSTN.

$$P1 \left[\left(1 - 0.00975 \frac{2H_{ech} + h_{ech}}{2T_{a0}} \right)^{3.5} \left(1 - 0.00975 \frac{2H_{tour} - 2H_{ech} - h_{ech}}{2T_{a3}} \right)^{3.5} - \left(1 - \frac{0.0095 H_{tour}}{T_{a0}} \right)^{3.5} \right] = \quad (2.45)$$

$$\Sigma K \frac{\left(\frac{m_a}{n_{ech} A_{net}} \right)^2}{2\rho_{a moy}} \left(1 - 0.00975 \frac{2H_{tour} - 2H_{ech} - h_{ech}}{2T_{a3}} \right)^{3.5} + K_s \frac{\left(\frac{m_a}{S_{sommt}} \right)^2}{2\rho_{as}}$$

2.3.4. TYPE, CONFIGURATION ET DISPOSITION DES ECHANGEURS

Dans les TRSTN se sont les batteries d'échangeurs de type compactes à tube ailettés qui sont utilisés (Figure 2.5). Afin de minimiser le diamètre de la tour, une disposition en dents de scie sera adoptée pour les deux cas de configuration horizontale (a et b) et verticale (Figure 2.6).

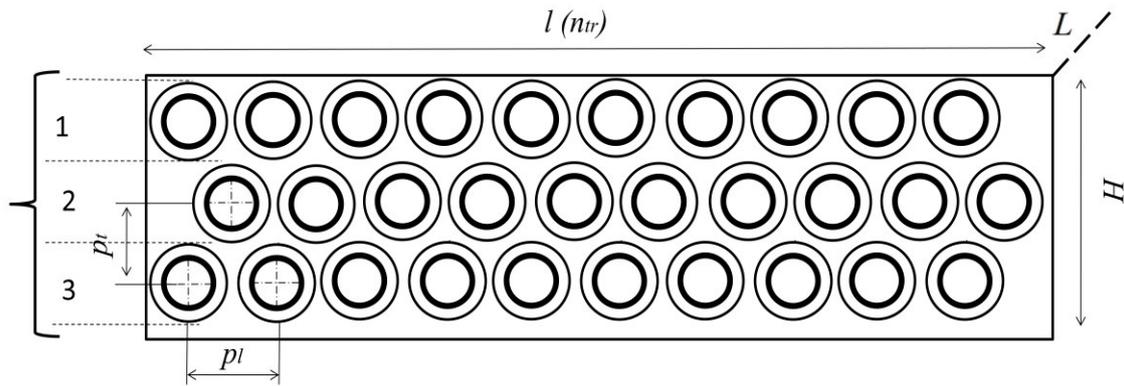


Figure 2. 5: Représentation des batteries d'échangeurs de chaleur du type compacte utilisées dans les TRSTN

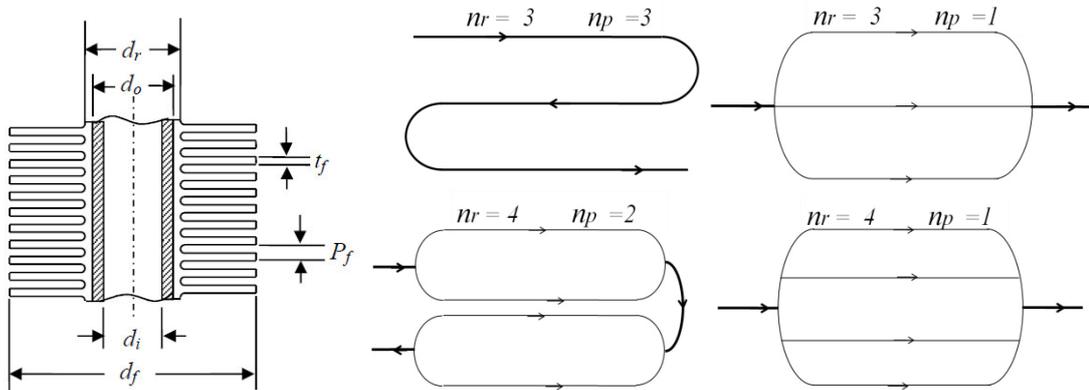


Figure 2. 7: Géométrie des tubes ailettés

Figure 2. 6: Représentation des tubes des batteries d'échangeur pour différentes configurations de nombre de rangée et de passes

Dans le tableau suivant sont inscrits les paramètres géométriques caractérisant la batterie d'échangeur.

Tableau 2.1: Paramètres géométriques caractérisant la batterie d'échangeur.

Hauteur de la batterie	$h = n_r \cdot p_t$	(2.46)
Largeur de la batterie	$l = n_{tr} \cdot p_l$	(2.47)
Nombre d'ailettes	$n_f = L / (p_f + t_f)$	(2.48)
Surface frontale de la batterie	$A_{fr} = L \cdot l$	(2.49)
Volume de la batterie	$V_{ech} = A_{fr} \cdot h$	(2.50)
Section de passage nette	$A_{net} = \sigma A_{fr}$	(2.51)
Surface extérieure des tubes ailettés	$A_a = \beta V_{ech}$	(2.52)
Surface intérieure des tubes	$A_f = \frac{\pi d_i^2}{4}$	(2.53)
Section de passage de l'eau	$S_f = \pi d_i$	(2.54)
Diamètre hydraulique	$d_h = 4h \cdot A_{net} / A_t$	(2.55)

Deux dispositions différentes de batteries en dents de scie seront utilisées dans le cas de la configuration horizontale comme le montre la figure 2.8.

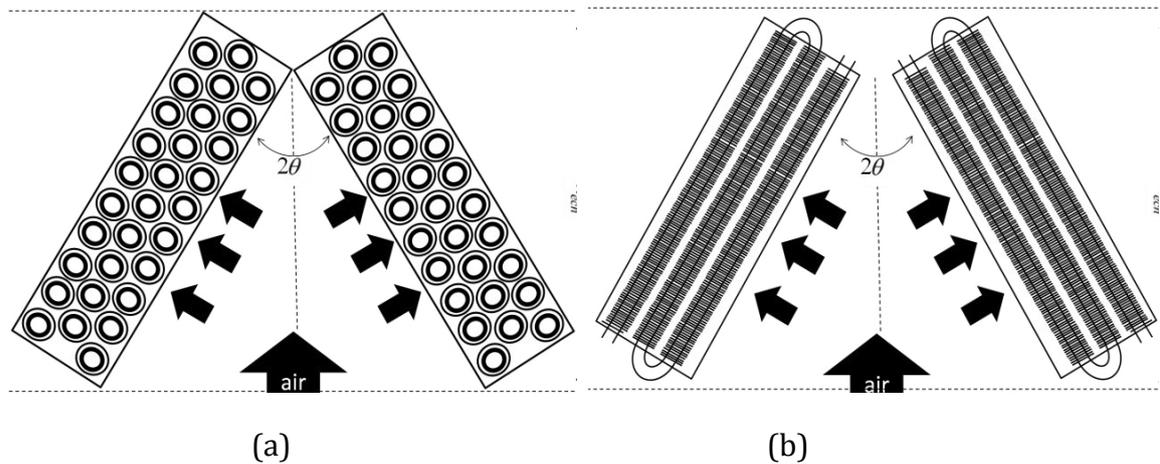


Figure 2. 8: Deux dispositions horizontales en dents de scie des batteries d'échangeurs (a) et (b)

Les équations suivantes seront développées pour la configuration (a), pour retrouver celle de la configuration (b) il suffira de substituer L par l .

$$A_p = A_{fr} \sin(\theta) + h.L.\cos(\theta) \quad (2.56)$$

$$h_{ech} = h \sin(\theta) + l \cos(\theta) \quad (2.57)$$

$$\dot{m}_a = n_{ech} A_{net} \rho_{a_{moy}} u_a \quad (2.58)$$

$$\dot{m}_f = n_{ech} n_{tr} S_f \rho_{f_{moy}} u_f \quad (2.59)$$

Le produit $(n_1 n_2)$ échangeurs constitue un carré de coté a inscrit à l'intérieur de la section de la tour, tandis que les n_3 échangeurs restants total seront placés sur les côtés comme indiqué à la figure (2.9).

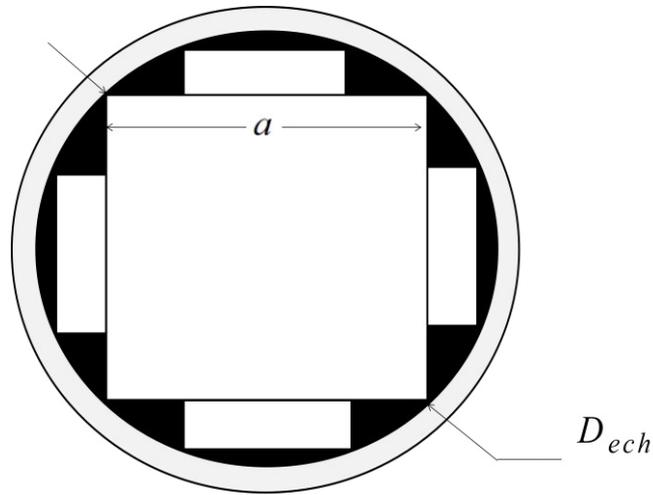


Figure 2. 9: Section de la tour montrant la disposition des batteries dans la configuration rectangulaire horizontale

Avec :

$$n_1.n_2 + n_3 = n_{ech} \quad (2.60)$$

Dans la disposition horizontale, les échangeurs doivent recouvrir environ 80% de la section de la tour. Cela se traduira par les équations suivantes :

$$D_{ech} = a\sqrt{2} \quad (2.61)$$

$$S_1 + S_2 = 80\% S_{ech} \quad (2.62)$$

Avec :

$$S_1 = a^2 \quad (2.63)$$

$$S_2 = n_3 (A_{fr} \sin(\theta) + h.L \cos(\theta)) \quad (2.64)$$

$$S_{ech} = \frac{\pi}{4} D_{ech}^2 = \frac{\pi}{2} a^2 \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} S_1 = a^2 \approx 0.64\% S_{ech} \\ S_2 \approx 16\% S_{ech} \end{cases} \quad (2.65)$$

$$a = n_1.L = n_2 (l \sin(\theta) + h \cos(\theta)) \quad \Rightarrow \quad n_2 = \frac{n_1.L}{(l \sin(\theta) + h \cos(\theta))} \quad (2.66)$$

Les expressions des nombres d'échangeurs n_1, n_2, n_3 en fonction du diamètre de la section de l'entrée d'air peuvent être déduites en combinant les équations (2.61), (2.64), (2.65) et (2.66), pour obtenir :

$$n_3 = \frac{0.11\pi}{4(A_{fr} \sin(\theta) + hL \cos(\theta))} D_{ech}^2 \quad (2.67)$$

$$n_1 = \frac{D_{ech}}{L\sqrt{2}} \quad (2.68)$$

$$n_2 = \frac{D_{ech}}{\sqrt{2}(L \sin(\theta) + h \cos(\theta))} \quad (2.69)$$

Par la substitution des équations (2.67), (2.68) et (2.69) dans l'équation (2.60), le diamètre de la section de la tour contenant les échangeurs se déduit comme suit :

$$D_{ech} = \left[n_{ech} \left(\frac{1}{2L(L \sin(\theta) + h \cos(\theta))} + \frac{0.11\pi}{4(A_{fr} \sin(\theta) + hL \cos(\theta))} \right)^{-1} \right]^{1/2} \quad (2.70)$$

Dans le cas d'une disposition verticale des échangeurs, le diamètre d'entrée d'air se calcule plus facilement par :

$$D_{ech} = \frac{1}{\pi} n_{ech} (l \cos(\theta) + h \sin(\theta)) \quad (2.71)$$

2.3.5. GEOMETRIE SIMPLIFIEE DE LA TOUR

Les dimensions de la tour sont dictées par la surface de transfert thermique nécessaire à l'évacuation d'une quantité de chaleur donnée et de l'effet de tirage permettant de faire circuler le débit d'air. La forme et le choix des matériaux sont importants pour assurer la résistance de la tour contre le vent, le flambement et les vibrations.

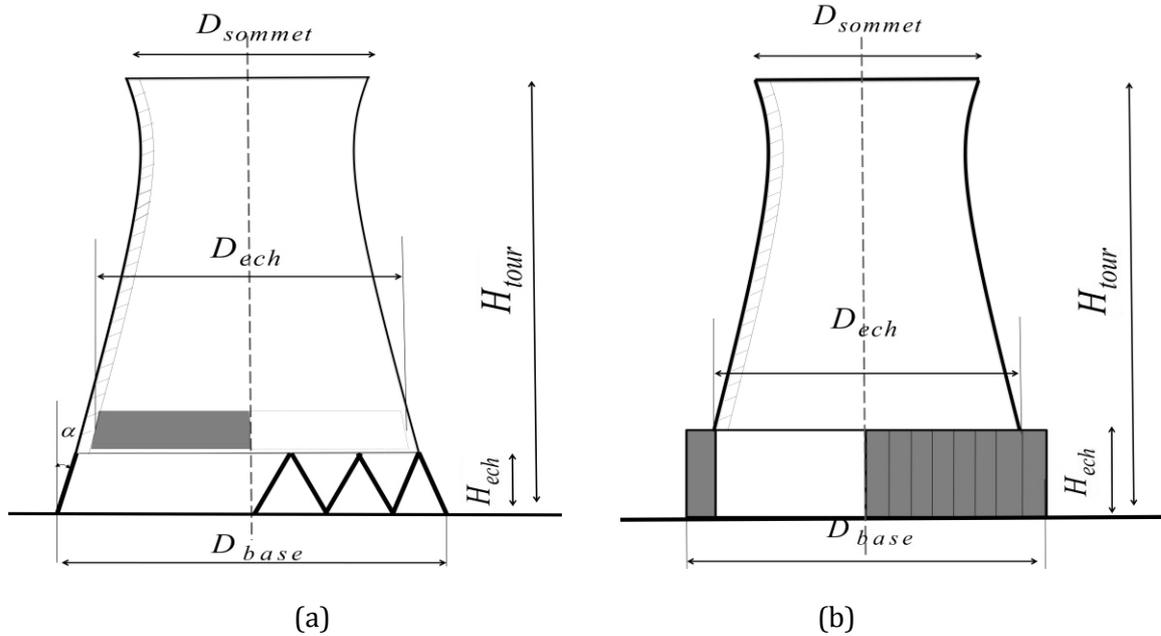


Figure 2. 10: Représentation géométrique simplifiée d'une TRSTN (a) avec une disposition horizontale des échangeurs (b) avec une disposition verticale des échangeurs

Dans le cas d'une disposition horizontale des échangeurs, le diamètre de la section d'entrée d'air se calcule à l'aide de l'équation (2.70). Les supports de la tour sont inclinés par rapport à la verticale d'un angle α (Figure 2.10 (a)) qui sera pris égal à 20° [34, 35]. Le diamètre à la base et la hauteur de l'entrée d'air se déduisent alors en résolvant le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} Ae = \pi \left(\frac{D_{base}}{2} + \frac{D_{ech}}{2} \right) \sqrt{\left(\frac{D_{base} - D_{ech}}{2} \right)^2 + H_{ech}^2} \\ D_{base} = D_{ech} + H_{ech} \tan(\alpha) \end{cases} \quad (2.72)$$

Avec Ae qui représente la surface d'entrée de l'air dans la tour pour une configuration horizontale et se déduit à partir de l'équation de conservation de débit suivant :

$$\dot{m}_a = \rho_{a1} u_{a1} A_e \quad (2.73)$$

Dans le cas d'une disposition verticale, le diamètre à la base se calcule comme suit :

$$D_{base} = D_{ech} + 2h_{ech} = D_{ech} + 2(h \sin(\theta) + l \cos(\theta)) \quad (2.74)$$

L'équation (2.74) ci-après, souvent rencontrée dans la littérature [34, 35], permet de tracer la forme hyperbolique de la tour,

$$r = r_0 + \frac{a}{b} \sqrt{b^2 + (H_{tour} - z)} \quad (2.74)$$

Dans cette équation, r est le rayon de la tour et z sa hauteur mesurée à partir de la base. Malheureusement cette équation fait intervenir des coefficients a , b et r_0 propres à chaque structure et à chaque constructeur, et les valeurs de ces coefficients ne sont pas explicitées dans les travaux ayant pu être consultés dans le cadre de cette étude. Le modèle développé dans cette étude se contentera d'évaluer les dimensions essentielles de la tour, à savoir les diamètres de la base, de l'entrée d'air et du sommet de la tour, la hauteur de l'entrée d'air et bien évidemment la hauteur de la tour. Certains rapports géométriques, notamment celui de la hauteur de la tour sur le diamètre de la base (Rapport *d'aspect*) et celui de ce dernier sur le diamètre au sommet, doivent être sélectionnés dans une plage très étroite pour des raisons économiques et de résistance de la structure [8, 13] , cette plage est donnée pour chacun de ces deux rapports comme suit :

$$\begin{aligned} 1,1 &\leq H_{tour} / D_{base} \leq 1,4 \\ 1,2 &\leq D_{base} / D_{sommet} \leq 1,77 \end{aligned} \quad (2.75)$$

Le diamètre du sommet sera approché en utilisant le rapport $\frac{D_{base}}{D_{sommet}} = 1.3$, avec :

$$\dot{m}_a = \rho_{as} u_{as} S_{as} \quad (2.76)$$

$$S_{sommet} = \frac{1}{4} \pi D_{sommet}^2 \quad (2.77)$$

2.4. PROCEDURE DE DIMENSIONNEMENT

Dans cette procédure de dimensionnement basée sur le modèle exposé au cours ce chapitre, les deux principales équations du bilan d'énergie et du transfert thermique, c'est-à-dire, les équations (2.1) et (2.2) doivent être résolues simultanément. Ce problème est un système d'équations non linéaires couplées nécessitant une procédure itérative. Les principales inconnues du problème sont le débit d'air, la température de l'air à la sortie des échangeurs et les dimensions de la tour. Les variables qui constituent les degrés de liberté du problème qui sont : les dimensions de l'échangeur, la configuration et la température ambiante (Figure 2.8). Ces paramètres restent toute fois soumis à des standards, des contraintes technologiques ou économiques, ce qui réduit le nombre de combinaisons possibles lors de la recherche d'une solution.

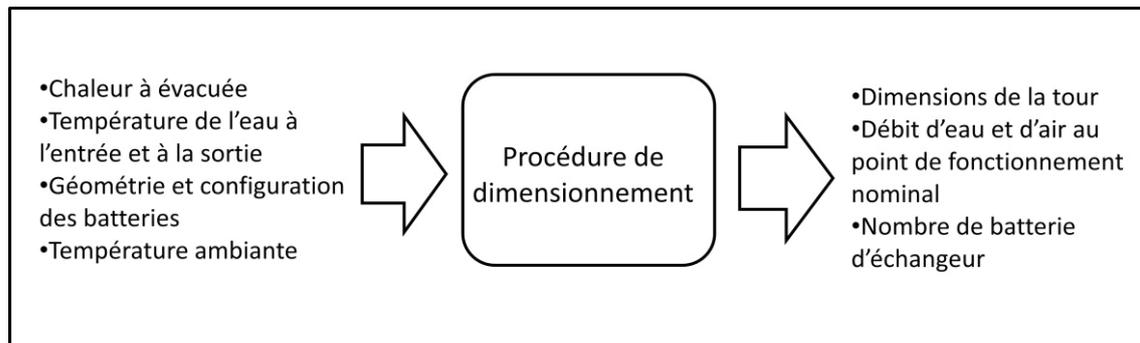


Figure 2. 11: Représentation des entrées/sortie du processus de dimensionnement

Les calculs de dimensionnement ont été réalisés à l'aide de logiciel MATLAB au quel à été intégré COOLPROP pour le calcul des propriétés thermodynamiques. La procédure se déroule suivant les étapes suivantes :

1. La quantité de chaleur \dot{Q} à évacuer et les températures d'entrée/sortie de l'eau T_{fe} , T_{fs} sont données. Ces dernières sont imposées par l'application pour laquelle la tour doit être dimensionnée la tour.
2. Une configuration des batteries d'échangeurs est choisie (Figures 2.6 et 2.7) ainsi qu'une des configurations d'arrangement (Figure 2.9).
3. Une température ambiante T_{a0} est sélectionnée conformément aux données météorologiques du site d'implantation de la tour.

4. La température de l'air à l'entrée de l'échangeur et supposée égale à la température ambiante au niveau du sol $T_{ae} \approx T_{a0}$, c'est-à-dire que dans cette partie le gradient de température de l'équation (2.19) est négligé pour la raison suivante : la hauteur à laquelle seront placés les échangeurs, inconnue à ce stade, ne dépassera pas 20m, ce qui introduira un écart de température maximum de 0.2°C qui peut être négligé dans le calcul thermique.
5. La température de sortie de l'air T_{a2} est une inconnue et ne peut être calculée explicitement, elle sera donc calculée par itération. Pour une température de sortie de l'air sélectionnée les étapes suivantes seront exécutées :
6. Les débits des deux fluides sont évalués à partir du bilan d'énergie (Eq.2.1).
7. Pour une toute vitesse du flux d'air u_a variant de 1.5 à 2.5 m/s la surface totale de passage de l'air $n_{ech} \cdot A_{net}$ est calculé grâce à l'équation (2.58), le nombre de batteries d'échangeurs en est déduit.
8. Ensuite, la vitesse de l'eau u_f à l'intérieur des tubes est calculée (Eq. 2.59) ainsi que la conductance pour une seule batterie d'échangeurs (Eqs. 2.4, 2.5, 2.6 et 2.7).
9. A partir de la conductance, la différence de température moyenne logarithmique (Eq.2.3) et la surface d'échange totale $n_{ech} \cdot A_t$, la quantité de chaleur transférée entre les deux fluides est évaluée (Eq. 2.2).
10. Si pour aucune valeur de T_{as} et de u_a , la quantité de chaleur Q' calculée à l'étape n° 9 correspond pas à la donnée du problème Q avec une erreur ne dépassant pas 1%, la procédure reprend à partir de l'étape 2, sinon pour chaque combinaison T_{as} et u_a vérifiant $|Q' - Q|/Q \leq 1\%$, les étapes suivantes seront effectuées.
11. Le diamètre de base est évalué ainsi que la hauteur de l'entrée d'air des échangeurs H_{ech} (Eq. 2.72), le diamètre du sommet est déduit (Eq. 2.75).
12. Les pertes de charge sont évaluées à l'aide des équations 2.20 à 2.40, puis la hauteur de la tour est estimée à l'aide de l'équation de tirage, (Eq.2.41)

13. Les résultats affichés sont ceux qui respectent le rapport d'aspect (Eq. 2.75).

Il faut noter que d'un point de vue mathématique les solutions de ce problème sont très nombreuses (Par exemple, pour une des applications, le nombre de solutions possibles est de 140). Or, des considérations de faisabilité technologique et la rentabilité du projet réduisent ce nombre.

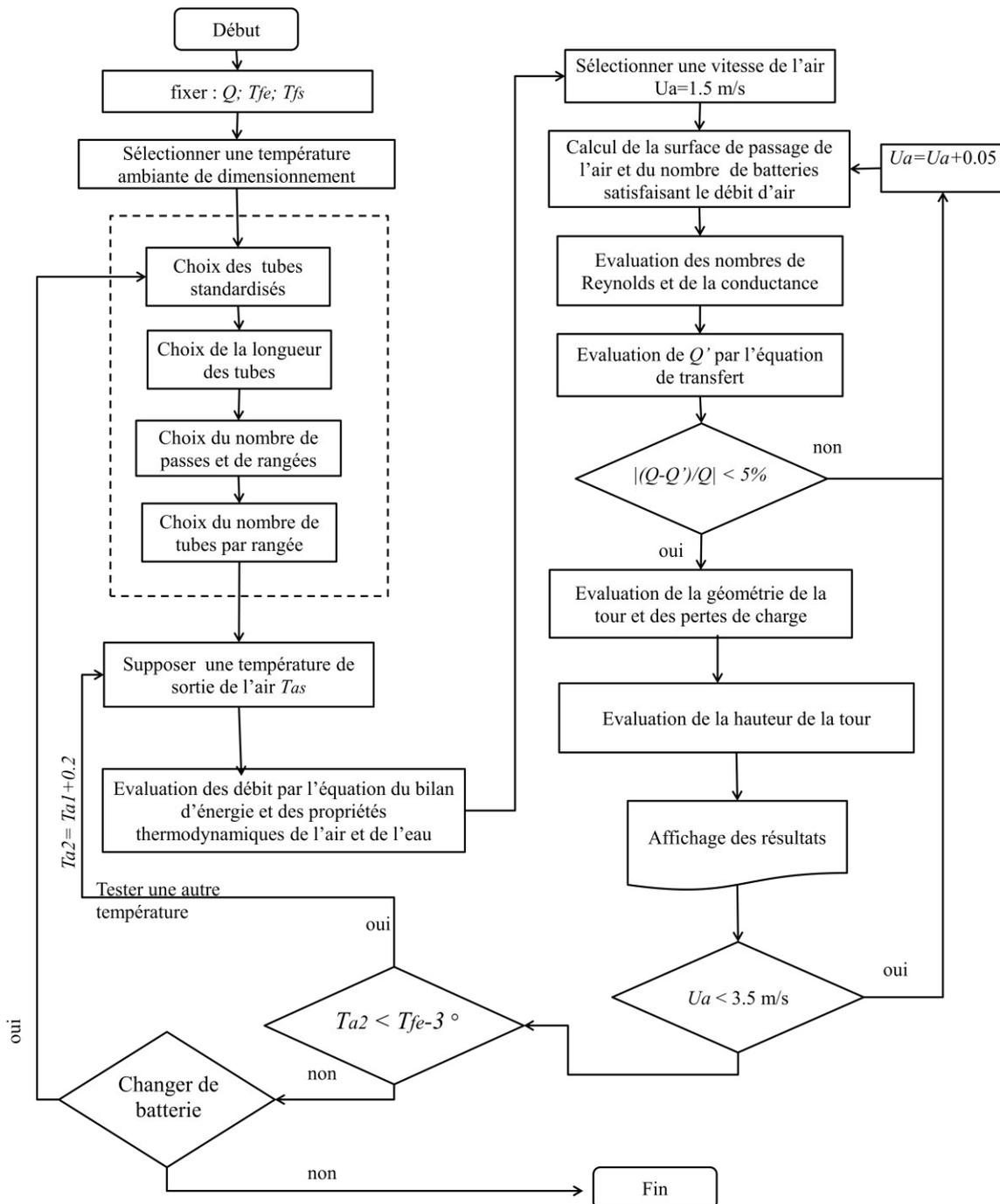


Figure 2. 12: Diagramme de la procédure de dimensionnement

2.5. CONCLUSION :

Nous venons de modéliser les phénomènes de transfert dont sont siège les TRSTN. En se basant sur ce modèle, nous avons établie une procédure de calculs de qui permet de dimensionner une tour. Au chapitre 3, nous allons confronter les résultats générés par le modèle de calcul développé aux caractéristique de réalisations et d'études parues dans la littérature et ce, afin d'établir sa validité.

CHAPITRE 3: ÉVALUATION DU MODELE ET ANALYSE PARAMETRIQUE

3.1. INTRODUCTION

A ce stade de l'étude, le modèle de la TRSTN et la procédure de dimensionnement élaborés au chapitre 2, peuvent générer des résultats pour diverses conditions d'application. Dans ce chapitre, le modèle développé sera analysé et corrigé par comparaison des résultats qu'il permet de générer avec les caractéristiques de tours ayant opéré déjà sur des centrales thermiques ou ayant fait l'objet d'une étude. Il sera également procédé à une analyse de l'évolution des résultats obtenus grâce au modèle en fonction de divers paramètres de conception, thermiques et géométriques.

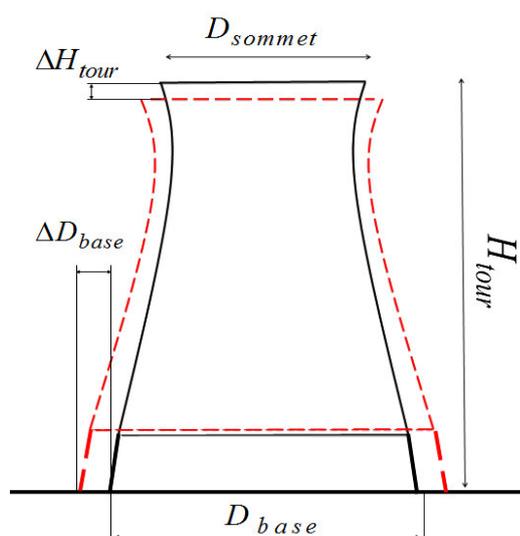


Figure 3. 1: Schéma comparatif de tours de dimensions différentes

3.1. EVALUATION DU MODELE DEVELOPPE POUR LA TRSTN

Dans cette section, les dimensions d'une tour existante ou ayant fait l'objet d'une étude qui a été exposée dans une publication ou une thèse, seront comparées aux dimensions obtenues par la procédure développée précédemment au chapitre 2, pour des conditions nominales identiques (chaleur évacuée, températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de la tour, température ambiante), le rapport d'aspect sera aussi respecté.

Dans les tableaux qui suivent, sont indiquées les spécifications des tubes et la configuration des batteries d'échangeurs qui ont été adoptées dans la présente étude. Ces dimensions sont toutes standardisées à l'exception de la longueur dont le choix dépendra de la disposition des échangeurs et de la taille anticipée de la tour, du nombre de rangées et du nombre de tubes par rangée.

Tableau 3.1: Spécification des tubes ailettés [36]

Paramètres	Description	Valeurs	unité
d_e	Diamètre extérieur	16	<i>mm</i>
d_i	Diamètre intérieur	$0.8 d_e$	<i>mm</i>
d_f	Diamètre des ailettes	28.4	<i>mm</i>
d_r	Diamètre à la racine	17	<i>mm</i>
p_f	Pas entre les ailettes	22.1	<i>mm</i>
t	Epaisseur des ailettes	0.4	<i>mm</i>
L	Longueur des tubes	5 -20	<i>m</i>

Tableau 32: Configuration des batteries d'échangeurs

Paramètres	Description	Valeurs	unité
n_r	Nombre de rangées	4 - 9	/
n_p	Nombre de passes	4 - 9	/
n_{tr}	Nombre de tubes par rangée	40	/
p_t	Pas transversal	34,29	<i>mm</i>
p_l	Pas longitudinal	46.93	<i>mm</i>
σ	Taux de surface de passage de l'air	0.628	m^2/m^2
β	Compacité	213.25	m^2/m^3

3.1.1. TRSTNS REALISEES

Les tableaux 3.3, 3.4 et 3.5, résument les résultats de calculs qui sont indiqués en couleur rouge à côté des données inscrites en gras auxquelles ils seront comparés.

Cas N°1

La première tour à être considérée est celle de la célèbre centrale de Rugeley, mise en service en 1962 (Figure 1.4) où, une turbine à vapeur de 120 MWe doit évacuer 168MW de chaleur résiduelle. La condensation est réalisée grâce à un système Heller et le refroidissement via une TRSTN de 108 m de hauteur et 100 m de diamètre. Bien que les batteries d'échangeurs d'une hauteur de 14 m et disposées verticalement tout autour de l'entrée [4], pour cet exemple, les deux dispositions verticale et horizontale (configuration a) seront appliquées pour les besoins de la comparaison.

Tableau 3.3: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de Rugeley)

Résultats		Modèle		Littérature
		Horizontale (a)	Verticale	Verticale
Disposition des batteries d'échangeur				
Paramètres thermiques	\dot{Q} , Chaleur à évacuer (MW)	168	168	168
	T_{fe} , Température d'entrée de l'eau (°C)	33.0	33.0	33.0
	T_{fs} , Température de sortie de l'eau (°C)	22.9	22.9	23.0
	T_{a0} , Température ambiante désignée (°C)	11.0	11.0	11.0
	T_{a2} , Température de sortie de l'air (°C)	23.3	23.4	23.5
	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	4035	4035	/
	\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	13550	14815	/
Dimensions de la tour	H_{tour} , Hauteur de la tour (m)	120.	108.7	108
	D_{base} , Diamètre de base (m)	109	99	100
	D_{ech} , Diamètre aux échangeurs (m)	97.47	93	/
	D_{somet} , Diamètre de sommet (m)	74.97	71.80	67
	H_{ech} , Hauteur de l'entrée d'air (m)	18.18	14.5	14.6
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.10	1.10	1.08

*Dans le cas d'une disposition verticale la hauteur de l'entrée d'air est-elle même la longueur des batteries d'échangeurs.

Commentaire : Les dimensions obtenues par calcul pour ce premier exemple sont pratiquement identiques à celles de la tour choisie pour la comparaison. cependant les calculs exécutés pour la configuration horizontale donnent une plus grande taille de la tour, comme il a été mentionné dans la séquence 1.3.

Cas N°2

La seconde tour est celle d'une centrale à cycle combinée implantée à Bursa en Anatolie, Turquie. Elle a été mise en service en novembre 1998, elle présente une hauteur de 135 m pour un diamètre à la base de 120 m. La centrale comprend deux turbines à vapeur d'une puissance de 237.5 MWe chacune [37]. En estimant le rendement thermique du cycle à vapeur à environ 35%, la chaleur à évacuer par la tour sera de 441MW $[(1/0.35-1)(237.5)=441]$. Pour ce cas également les échangeurs sont placés verticalement. Les données sur les conditions opératoires n'étant pas disponibles, les calculs seront exécutés pour deux valeurs de la différence de température initiale (DTI), une variation de 10°C de la température de l'eau et une température ambiante fixée à 20 °C.

Tableau 3. 4: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de Bursa)

Résultats		Modèle	Littérature	
Disposition des batteries d'échangeur		Verticale	Verticale	
Paramètres thermiques nominiaux	\dot{Q} Chaleur à évacuer (MW)	441	441	
	ΔT_f variation (°C)	10	/	
	Température ambiante (°C)	20	/	
	DTI (°C)	25	30	/
	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	10551	10549	/
	\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	26556	27733	/
Dimensions de la tour	H_{tour} , Hauteur de la tour (m)	147	130	135
	D_{base} , Diamètre de base (m)	126	114	121
	D_{ech} , Diamètre aux échangeurs (m)	121	108	/
	D_{somet} , Diamètre de sommet (m)	93	83	/
	H_{ech} Hauteur de l'entrée d'air (m)	20	20	20
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.09	1.14	1.15

Commentaire : N'ayant aucune information précise sur la DTI de ce cas N°2, il est néanmoins facile de deviner que sa valeur doit être comprise entre 25 et 30°C. Les résultats montrent bien que les dimensions de la tour se situent entre celles prévues par les calculs avec une DTI de 30°C et celles prévues avec une DTI de 25°C, la taille ayant globalement tendance à diminuer lorsque la DTI augmente. Dans ce cas également, le modèle de calcul développée permet une analyse pertinente proche des conditions opératoires possibles de la tour.

Cas N°3

Comme dernier exemple, la tour sèche de la centrale de Kendal en Afrique du Sud sera considérée. La centrale comporte six tranches de 686 MWe chacune. Chaque tranche est dotée d'une tour sèche à tirage naturel de 165 m de hauteur et 144m de diamètre. La disposition des échangeurs est horizontale et radiale comme montré sur à la figure 3.2 ci-dessous. Les tubes ailettés des batteries d'échangeurs sont de forme elliptique [10]. La chaleur à évacuer est de 895 MW et le débit d'air et de 15 330.92 kg/s (243 000 gpm) . Les données sur les températures ne sont pas disponibles, elles seront donc supposées.

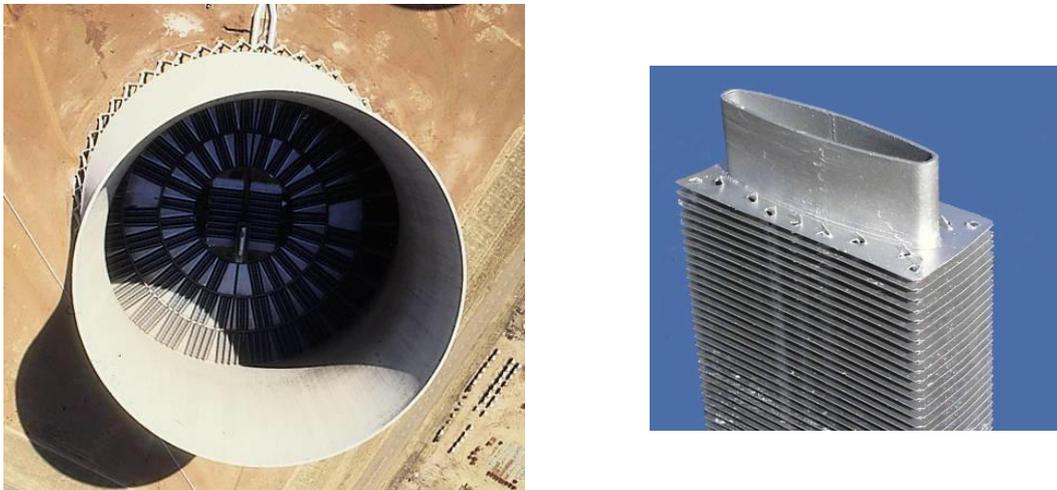


Figure 3. 2: Vue de dessus de la TRSTN de Kendal montrant la disposition radiales des batteries d'échangeur à coté du type de tubes ailettés utilisés

Tableau 3.5: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de la central de Kendal)

	Résultats	Modèle		Littérature
		Horizontale (a)	Horizontale (b)	Horizontale radiale
Paramètres thermiques	Disposition des batteries d'échangeurs			
	\dot{Q} , Chaleur à évacuer (MW)	895	895	895
	T_{fe} , Température d'entrée de l'eau (°C)	50.	50	50
	T_{fs} , Température de sortie de l'eau (°C)	37	37	37.0
	T_{a0} , Température ambiante désigne (°C)	20	20	20
	T_{a2} , Température de sortie de l'air (°C)	37.6	37.8	/
	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	16470	15577	15 330
\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	35933	36995	/	
Dimensions de la tour	H_{tour} , Hauteur totale (m)	175	168	165
	D_{base} , Diamètre de base (m)	154	146	144
	D_{ech} , Diamètre aux échangeurs (m)	137	130.	/
	D_{sommet} , Diamètre de sommet (m)	106	100	/
	H_{ech} Hauteur de l'entrée e l'air (m)	31	29	/
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.13	1.15	1.14

Commentaire : Les résultats des calculs s'écartent légèrement de ceux de la tour considérée ici. Les résultats sont cependant plus rapprochés pour la configuration (b), les écarts pouvant s'expliquer en partie par le fait que le coefficient de transfert de chaleur est meilleur dans le cas de la tour de Kendal qui utilise des tubes de forme elliptique et une disposition des batteries différente du modèle de cette étude .

3.1.2. TRSTN CITEES DANS LES TRAVAUX DE RECHERCHE

Les cas considérés dans cette section se rapportent à des tours qui ont fait l'objet d'études et dont les caractéristiques ont été décrites dans des publications ayant pu être consulté dans le cadre de la présente étude. La première, est une TRSTN de 296 MW décrite dans le cadre d'une étude sur les performances du pré-refroidissement [24]. La seconde est une TRSTN de 221 MW dimensionnée dans une thèse qui porte sur l'analyse exégétique de TRTN [16]. La dernière est une petite TRSTN dimensionnée dans le cadre d'une thèse pour des centrales géothermique en Australie [8].

Cas N°4

Tableau 3.6: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple pour 296 MW)

	Résultats	Modèle		Littérature
		Horizontale (a)	Horizontale (b)	Horizontale radiale
Paramètres thermiques	\dot{Q} , Chaleur à évacuer (MW)	296	296	296
	T_{fe} , Température d'entrée de l'eau (°C)	60	60	60
	T_{fs} , Température de sortie de l'eau (°C)	44	44	44
	T_{a0} , Température ambiante désigne (°C)	20	20	20
	T_{a2} , Température de sortie de l'air (°C)	45.9	37.8	43
	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	11331	11223	/
	\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	4423	4423	/
Dimensions de la tour	H_{tour} , Hauteur totale (m)	128	120	120
	D_{base} , Diamètre de base (m)	90	85	83
	D_{ech} , Diamètre aux échangeurs (m)	80	76	/
	D_{somet} , Diamètre de sommet (m)	62	58	58
	H_{ech} , Hauteur de l'entrée e l'air (m)	18	17	/
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.4	1.4	1,4

Cas N°5

Tableau 3.7: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de 221 MW)

	Résultats	Modèle		Littérature
		Horizontale (a)	Horizontale (b)	Horizontale radiale
Paramètres thermiques	Disposition des batteries d'échangeurs			
	\dot{Q} , Chaleur à évacuer (MW)	211	221	221
	T_{fe} , Température d'entrée de l'eau (°C)	60	60	60
	T_{fs} , Température de sortie de l'eau (°C)	48	48	48
	T_{a0} , Température ambiante désigne (°C)	35	35	35
	T_{a2} , Température de sortie de l'air (°C)	51	51	51
	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	4403	4403	/
\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	11197	11084	/	
Dimensions de la tour	H_{tour} , Hauteur totale (m)	157	148	130
	D_{base} , Diamètre de base (m)	98	92	82
	D_{ech} , Diamètre aux échangeurs (m)	87	82	/
	$D_{sommets}$, Diamètre de sommet (m)	67	63	67
	H_{ech} , Hauteur de l'entrée e l'air (m)	17	18	/
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.6	1.6	1.59

Cas N°6

Tableau 3.8: Résultats du test l'évaluation du modèle (exemple de 25MW)

	Résultats	Modèle		Littérature
		Horizontale (a)	Horizontale (b)	Horizontale radiale
Paramètres	Disposition des batteries d'échangeurs			
	\dot{Q} , Chaleur à évacuer (MW)	25	25	25
	T_{fe} , Température d'entrée de l'eau (°C)	50	50	50
	T_{fs} , Température de sortie de l'eau (°C)	40	40	40
	T_{a0} , Température ambiante désigne (°C)	25	25	25
	T_{a2} , Température de sortie de l'air (°C)	42	42	42

	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	598	598	/
	\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	1108	1103	/
Dimensions de la tour	H_{tour} , Hauteur totale (m)	46	44	38
	D_{base} , Diamètre de base (m)	40	39	33
	D_{ech} , Diamètre aux échangeurs (m)	35	34	/
	D_{sommet} , Diamètre de sommet (m)	27	26	26
	H_{ech} , Hauteur de l'entrée e l'air (m)	8	8	/
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.15	1.15	1.15

Commentaire : Globalement, dans les trois cas 4 à 6 considérés ici, le modèle de calcul utilisé développé dans présente étude prévoit des dimensions de tour dépassant légèrement celles que rapportent les publications sélectionnées. Mais, les résultats de calculs vont toujours dans le même sens que les résultats rapportés. Les résultats montrent clairement grâce aux configurations (a) et (b), qu'il suffit de passer de la première de ces deux configurations à la deuxième pour que le diamètre et la hauteur de la tour s'améliorent d'une valeur pouvant aller jusqu'à 5 et 8 m (dans les cas 4 et 5). Il est donc légitime de penser que les écarts constatés par rapport aux résultats rapportés dans les publications soient dus à de meilleurs choix de configurations et à des tubes d'échangeurs plus performants par les auteurs de ces études. La valeur de la température ambiante pour laquelle les calculs sont exécutés a un effet considérable sur les dimensions de la tour. Ainsi, même si dans le cas 4, la tour doit évacuer plus de chaleur que dans le cas 5 (296 MW contre 220 MW), les dimensions de la tour prévues dans le cas 5 pour une température ambiante de 35°C, semblent bien plus importantes que celles prévues dans le cas 4 pour une température ambiante de 20°C seulement.

3.2. SYNTHÈSE DES RESULTATS DES CALCULS COMPARATIFS

Les dimensions de tours obtenues dans le cadre de l'évaluation ci-dessus, sont, dans chacun des cas considérés, comparables à celles des réalisations. Les écarts sont imputables, du moins en partie, d'une part, aux différences des paramètres géométriques des échangeurs et de la disposition des batteries, et d'autre part, aux températures de conception de ces réalisations qui ne sont pas toujours disponibles

et qui pourraient être différentes de celles avec lesquelles le calcul de dimensionnement a été exécuté.

Par ailleurs, les résultats dépendent entièrement des approches, hypothèses et corrélations utilisées. Par exemple, dans le cas N°5, l'étude ne prend en compte que les pertes de charge dues à la présence de l'échangeur [16], ce qui explique la taille plus petite de la tour présentée par rapport à celle prévue par le modèle présenté dans ce travail qui tient compte de toutes les pertes de charge à travers la tour.

Les calculs concernant le cas N°2 ont révélé que lorsque la *différence de température initiale*(DTI), croît la taille de la tour tend à diminuer (l'effet de ce paramètre sera étudié d'une façon plus approfondie dans la section suivante).

Les tours modernes ont largement bénéficié des avancées technologiques dont ont fait l'objet les échangeurs de chaleur à travers le temps. Optimisées, leurs dimensions sont aujourd'hui bien plus réduites pour des performances thermiques données. Dans le cas N°3, sur les tours de la centrale de Kendal en Afrique du Sud, des tubes d'échangeurs de type elliptique équipent des batteries en disposition radiale. Avec chacune des six tours que compte la centrale, 895 MW_{th} est évacué tout en gardant une taille de tour raisonnable eu égard à l'énormité d'une telle charge.

3.3. ANALYSE PARAMETRIQUE

Cette section sera consacrée à l'analyse de l'effet que certains paramètres géométriques et thermiques peuvent avoir sur les résultats du dimensionnement de la tour sèche à tirage naturel. Cette analyse permettra de mieux comprendre comment ces paramètres interviennent dans le fonctionnement de la tour et de procéder d'une façon plus judicieuse quand on doit effectuer certains choix préalables aux calculs. Il faut noter que certains paramètres ont des effets antagonistes qui doivent déboucher sur des compromis lors de l'optimisation des tours.

La figure 3.4 ci-dessous présente l'évolution du diamètre et de la hauteur avec le rapport d'aspect (H/D) pour deux valeurs de la DT I et pour une charge thermique et une température de l'eau données. Ainsi chaque valeur de la DTI va correspondre à une valeur donnée de la température ambiante.

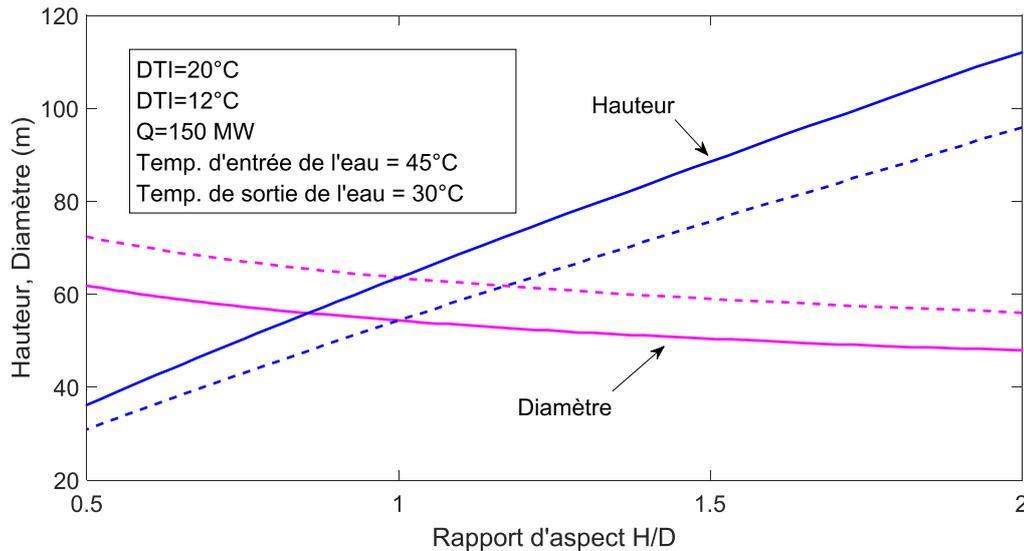


Figure 3. 3: Compromis entre le diamètre et la hauteur de la tour pour des paramètres de fonctionnements fixes

La figure ci-dessus montre clairement que ce qui permet de réduire le diamètre de la tour conduit inéluctablement à augmenter sa hauteur. La hauteur procure l'effet de tirage, favorable à une augmentation du débit d'air. Pour une charge thermique et des températures d'entrée/sortie des deux fluides données, la conductance restera inchangée. Dans ces conditions, un diamètre de tour plus grand signifie une surface d'échange plus importante et par suite un coefficient de transfert de chaleur global moins important, ce qui est associé à des vitesses de circulation d'air plus petites réduisant ainsi les pertes de charges et donnant lieu à une hauteur de tour moins grande (Eq 2.41). Pour un rapport d'aspect donné, augmenter la DTI permet de réduire les dimensions de la tour, car la différence de température moyenne logarithmique croît et la conductance décroît. Ainsi pour la même chaleur à évacuer les débits et la surface d'échange requis seront réduits par l'augmentation de la DTI se qui se traduit respectivement par une plus petite hauteur et plus petit diamètre.

Un autre paramètre dont la croissance implique également celle de la hauteur et la réduction du diamètre est l'angle d'inclinaison des batteries d'échangeurs (Figure 3.4). Dans ce cas, la même surface d'échange reste inchangée et la réduction du diamètre vient d'une redistribution de la surface d'échange suivant un plus petit diamètre et une plus grande hauteur de l'échangeur. Les pertes de charge augmentent à cause de sections d'entrée et de sortie d'air plus petites et des changements de fce qui explique l'augmentation de la hauteur de la tour.

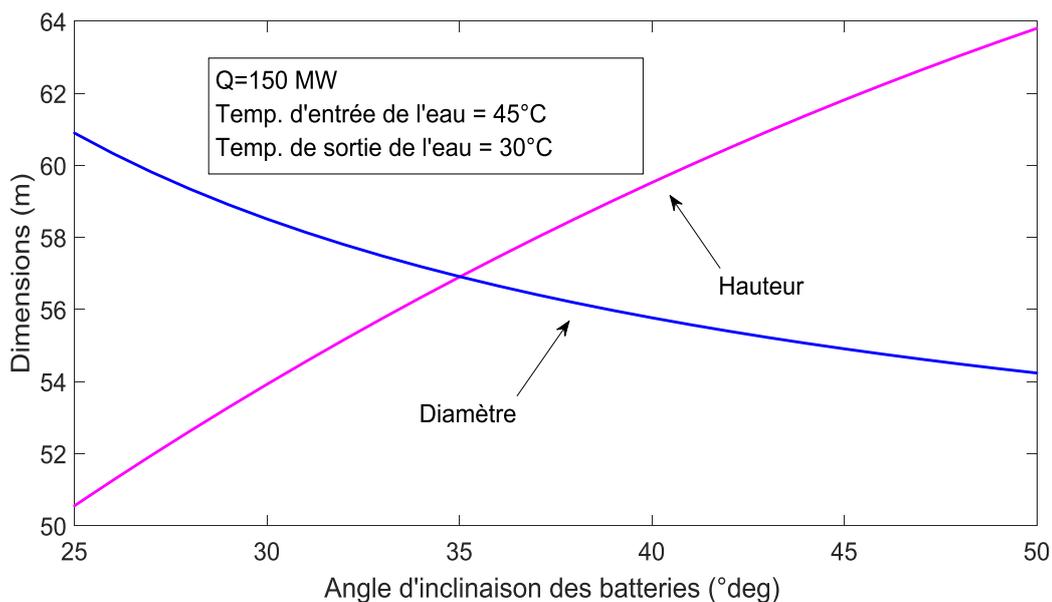


Figure 3. 4: Evolution des dimensions de la TRSTN en fonction de l'angle d'inclinaison des batteries (θ°)

La figure 3.6b ci-dessous révèle l'existence d'un compromis entre la surface d'échange totale et la taille de la tour représentée par sa hauteur et un rapport d'aspect fixe. La figure montre l'évolution de ces deux grandeurs en fonction du nombre de rangées de tubes d'échangeurs.

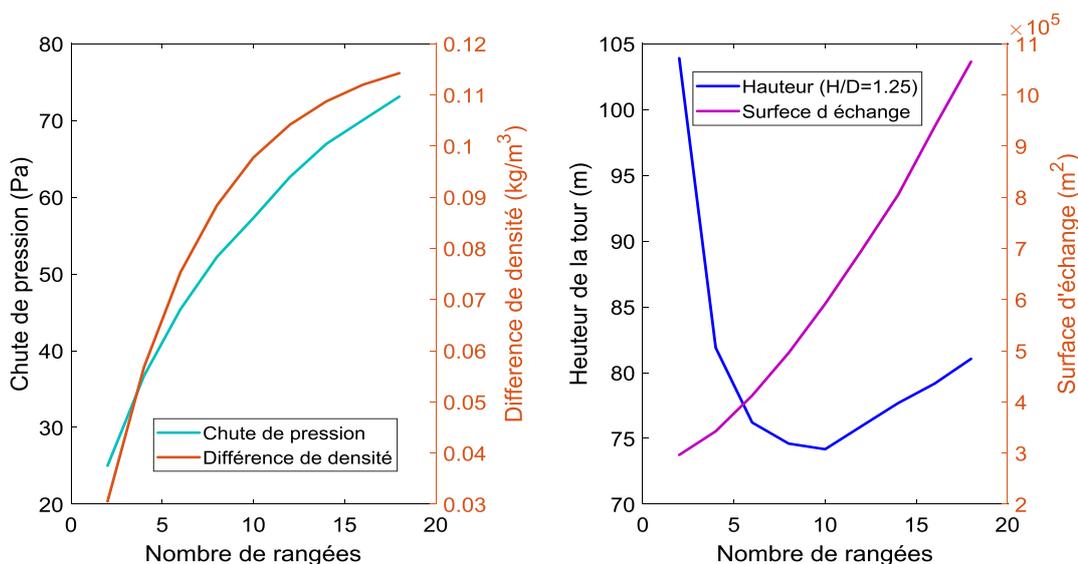


Figure 3.6 : Effet du nombre de rangées de tubes sur les caractéristiques de la TRSTN

Augmenter le nombre de rangées de tubes a pour conséquences deux effets antagonistes (Figure 3.5 (a).) sur la taille de tour :

- Une augmentation de la chute de pression au niveau de l'échangeur, ce qui défavorable pour le tirage et,
- Une température plus élevée de l'air à la sortie (augmentation de la différence de densité de l'air qui représente la force motrice de l'effet cheminée), ce qui est plutôt favorable pour le tirage puisque sa conduit à une différence de densité plus grande.

Lorsque le nombre de rangées augmente, la surface d'échange croît proportionnellement. Quant à la hauteur de la tour, elle décroît tout d'abord très rapidement jusqu'à ce qu'on atteinte un minimum, ici l'effet de l'augmentation de la différence de densité entre l'intérieur et l'extérieur prédomine. Lorsque l'effet de l'augmentation de la chute de pression à travers l'échangeur prend le dessus, la hauteur augment lentement, au-delà de dix rangées environ pour cet exemple. Donc il semble inutile d'utiliser un nombre de rangées supérieur à une valeur maximale, qui dans le cas considéré ici est de 8 à 10.

3.4. CONCLUSION

Les comparaisons effectuées montrent que les résultats générés par le modèle développé dans le cadre de la présente étude, sont en bon accord avec les données de réalisation pratiques et d'études antérieurs concernant les tours de refroidissement sèches à tirage naturel. L'analyse de l'évolution des dimensions principales d'une TRSTN en fonction de certains paramètres géométrique (rapport d'aspect, nombre de rangées, angle d'inclinaison) ainsi que la différence de température initiale (DTI) qui a été menée permettra d'effectuer des choix rationnels concernant les paramètres géométriques et thermiques pour effectuer les calculs de dimensionnement de la tour. Le chapitre suivant sera consacré à la modélisation d'un système de pré-refroidissement et à l'analyse des performances d'une tour de refroidissement avec et sans pré-refroidissement.

CHAPITRE 4:

MODELISATION DU PRE-REFROIDISSEMENT ET ANALYSE DES PERFORMANCES

4.1. INTRODUCTION

Un des plus grands handicaps d'une TRSTN, est sa baisse de performance qui accompagne les hausses de température ambiante. La réduction de sa capacité à évacuer la chaleur au moment même où la demande en électricité croît constitue un réel défi technologique.

Dans ce chapitre, nous allons présenter le pré-refroidissement évaporatif comme moyen permettant de compenser les baisses de performances du refroidissement à sec des TRSTN. La technique sera décrite puis mise en équation. Un modèle mathématique sera développé afin de prédire les performances d'un TRSTN équipée d'un système de pré-refroidissement. Puis, les performances d'une TRSTN pré-refroidie seront comparées à celles d'une TRSTN classique.

4.1. DESCRIPTION DU SYSTEME DE PRE-REFROIDISSEMENT

Sur la figure 4.1 ci-dessous, est représentée une tour de refroidissement sèche à tirage naturel pré-refroidie avec un médium d'humidification. Les tubes de l'échangeur de chaleur sont disposés horizontalement. Toute la zone d'entrée de l'air en bas de la tour est recouverte d'une couche de médium d'humidification.

Un système de distribution alimente en eau le médium d'humidification par le haut. L'eau s'égoutte par gravité et par capillarité en mouillant uniformément la surface du médium et formant un film mince. L'air qui traverse le médium passe par un processus de transfert de chaleur et de masse en flux croisés. L'eau déposée sur le

support s'évapore en extrayant sa chaleur de vaporisation du flux d'air et ainsi le refroidit. L'excès d'eau est collecté au bas de l'humidificateur et est recyclé au moyen d'une pompe à eau. L'air pré-refroidi traverse ensuite les batteries des échangeurs de chaleur placées horizontalement dans la tour.

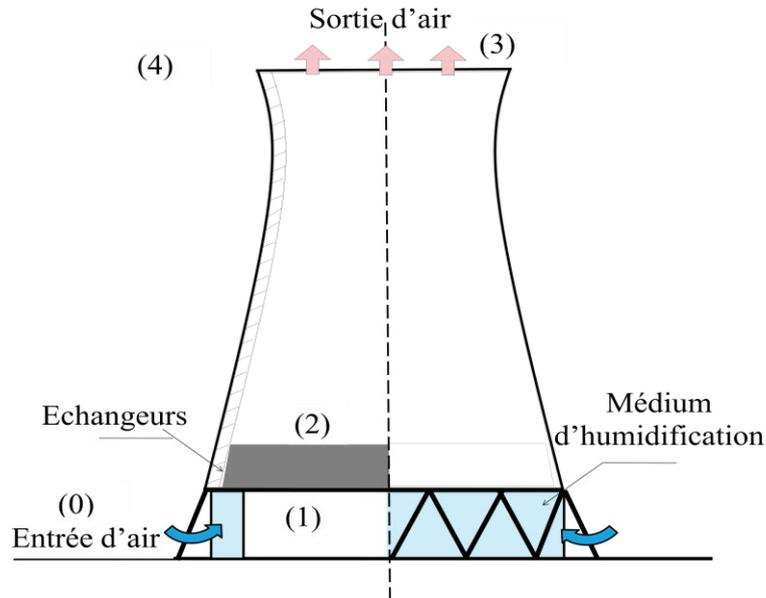


Figure 4. 1: Schéma d'une TRSTN pré-refroidie

4.2. LES MEDIUMS D'HUMIDIFICATION

Les médiums d'humidification, dits également tampons d'humidification ou garnissages, sont des milieux poreux utilisés pour fournir une surface de contact suffisante entre l'air et l'eau, afin de permettre un transfert de chaleur et de masse efficace. Le médium fractionne l'eau en gouttelettes et retarde sa chute pour que le processus de transfert dure plus longtemps. Un bon médium doit être suffisamment poreux pour permettre la circulation de l'air et retenir l'eau, et doit avoir une grande surface pour le contact eau-air [23, 25]. Il doit se prêter facilement au nettoyage et à un remplacement une fois qu'il est fatigué. Il est également souhaitable qu'il soit résistant à toute prolifération bactérienne.

Les médiums de pré-refroidissement ne diffèrent pas trop des garnissages utilisés dans les tours de refroidissement humides, ils ont connu une longue évolution, divers matériaux sont employés et différentes configurations ont été essayées. Les médiums en fibres de bois ont longtemps été utilisés, avant de voir d'autres matériaux également faire leur apparition : fibres de coco, fibres de jute, fibres de luffa, palash, fibres de khus et fibres composites. La porosité des fibres est suffisante pour retenir l'eau nécessaire au transfert de l'humidité et la plupart des

fibres sont extrêmement bon marché. Les médiums en fibres se sont avérés assez absorbants et non réactifs, et ont une efficacité de refroidissement élevée. Cependant, leur encrassement, écaillage et détérioration sont de gros problèmes qui réduisent leur durée de vie utile.

En 1960, des médiums dits rigide sont été introduits [25]. Ces médiums sont fabriqués à base de feuilles spécialement imprégnées et ondulées. Ils sont conçus pour combiner un refroidissement maximal, une faible perte de charge, une vitesse de l'air élevée et un faible primage, une conception autonettoyante et une longue durée de vie. La longévité des médiums rigides peut même dépasser 10 ans avec une maintenance appropriée. Cependant, les médiums rigides sont très coûteux par rapport aux médiums à fibres. Des chercheurs de l'Université de Tianjin (Chine) ont mis au point des médiums en métal perforé ondulé (alliage d'aluminium ou acier inoxydable). *Alodan et al.* ont développé des médiums galvanisé. D'autres types comprennent les médiums en céramique poreuse, en polythène haute densité ou en polychlorure de vinyle .

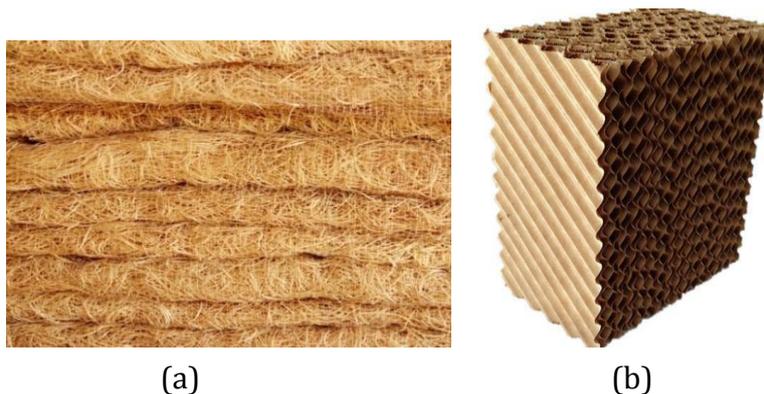


Figure 4. 2: Médium de pré-refroidissement (a) en fibre (b) rigide

4.3. MODELISATION DU PRE-REFROIDISSEMENT EVAPORATIF

Le pré-refroidissement à l'entrée d'une TRSTN est un processus de refroidissement par humidification (Figure 4.3). Plusieurs modèles ont été établis afin de prédire les performances d'un tel système. En raison de la complexité du transfert simultané de chaleur et de masse, ces relations sont généralement empiriques. Le modèle couramment utilisé pour déterminer expérimentalement les coefficients de transfert de chaleur et de masse dans les médiums de refroidissement par évaporation est le modèle de *Dowdy et al.* [25]. Ce modèle est basé sur l'équilibre entre la surface humide du médium et le flux d'air.

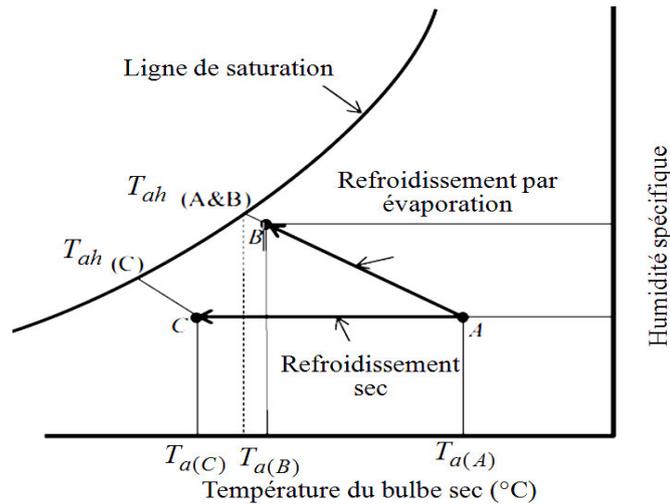


Figure 4. 3: Refroidissement évaporatif et refroidissement sec

4.3.1. BILANS MASSIQUE ET ENERGETIQUE

Théoriquement, le refroidissement par évaporation est un refroidissement adiabatique, la température du bulbe sec baisse car l'air cède de la chaleur sensible, la vapeur issue l'évaporation rejoint le flux d'air emportant la chaleur latente avec elle [23, 25,]. Le bilan massique du mélange d'air sec et de vapeur d'eau s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) \quad (4.1)$$

Avec \dot{m}_v représentant la masse de la vapeur d'eau se trouvant dans l'air et \dot{m}_e celle de l'eau qui s'est évaporée.

Le bilan d'énergie s'exprime comme suit :

$$(\dot{m}_a h_{a0} + \dot{m}_{v0} h_{v0}) + \dot{m}_e h_e = (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{a1}) - \dot{Q}_s \quad (4.2)$$

Dans cette expression, \dot{Q}_s est la chaleur sensible fournie par l'air et $\dot{m}_e \hat{h}_{v0}$ est la chaleur transportée par l'eau évaporée (y compris la chaleur latente de vaporisation), h_a est l'enthalpie spécifique de l'air.

En combinant les équations 4.1 et 4.2, la chaleur sensible fournie par l'air s'exprime par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_a(h_{a0} - h_{a1}) + \dot{m}_a \left[\omega_0(h_{v0} - h_e) - \omega_1(h_{v1} - h_e) \right] \quad (4.3)$$

Où ω est l'humidité spécifique de l'air humide.

4.3.2. DETERMINATION DE LA TEMPERATURE DE L'AIR HUMIDE A LA SORTIE

Le médium d'humidification est supposé être totalement mouillé de manière uniforme, les surfaces de transfert de chaleur et de masse sont identiques; l'air sec et la vapeur d'eau sont considérés comme des gaz parfaits, les propriétés thermiques de l'air restent constantes, le transfert de chaleur vers l'environnement est négligeable, la température de l'eau distribuée est supposée égale à la température du bulbe humide de l'air entrant T_{ah0} . Les enthalpies se calculent comme suit :

$$h_a = c_{pa}T_a \quad (4.4)$$

$$h_v = c_{pv}T_a + h_{LV} \quad (4.5)$$

Où \hat{h}_{LV} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau qui sera considérée constante. Ainsi l'équation 4.3 devient:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_a c_{pv}(T_{a0} - T_{a1}) + \dot{m}_a c_{pv} \left[\omega_0(T_{a0} - T_{ah0}) - \omega_1(T_{a1} - T_{ah0}) \right] \quad (4.6)$$

Avec T_{ah} désignant la température du bulbe humide de l'air.

La température du bulbe humide reste constante lors du refroidissement évaporatif de l'air (Figure 4.3) et l'humidité spécifique à la sortie du médium se calcule en utilisant les deux températures des bulbes sec et humide.

Dans cette approche, la quantité $\dot{m}_a c_{pa}(T_{a0} - T_{a1})$ dans l'expression 4.6. est dominante, les taux d'humidité étant très petits, la chaleur sensible peut donc être approchée à l'aide de l'expression :

$$\dot{Q}_s \approx \dot{m}_a c_{pa}(T_{a0} - T_{a1}) \quad (4.7)$$

Cette même quantité de chaleur sensible peut être exprimée en introduisant le coefficient de transfert de chaleur et la différence de température moyenne logarithmique :

$$\dot{Q}_s = hA_m \Delta T_{lm} \quad (4.8)$$

ΔT_{lm} est la différence de température moyenne logarithmique, donnée par :

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{a1} - T_{a0}}{\text{Ln}((T_{a1} - T_{ah0}) / (T_{a0} - T_{ah0}))} \quad (4.9)$$

Avec :

$$A_m = \xi V = \xi A_{frm} e \quad (4.10)$$

$$A_{frm} = \pi D_{ech} H_{base} \quad (4.11)$$

$$m_a = A_{frm} u_a \rho_a \quad (4.12)$$

Dans ces équations, les caractéristiques du médium d'humidification sont les suivantes :

A_m : surface d'échange massique et thermique ; e : épaisseur du médium ; V : volume du médium ; A_{frm} : surface frontale du médium ; ξ : un paramètre adimensionnel qui représente la surface spécifique par unité de volume du médium.

A. Franco [24,25] a étudié expérimentalement différents types de médium d'humidification dans différentes conditions pour développer les corrélations suivantes pour les coefficients de transfert de chaleur et de masse :

$$h_m = \frac{k.Nu}{le} \quad (4.13)$$

$$Nu = 0.172 \left(\frac{le}{e} \right) \text{Re}^{0.85} \text{Pr}^{1/3} \quad (4.14)$$

$$le = V / A_m = \xi^{-1} \quad (4.15)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho u_a le}{\mu} \quad (4.16)$$

Dans ces expressions, les propriétés thermo-physiques sont évaluées à la moyenne des températures indiquées par le bulbe sec à l'entrée et à la sortie du médium d'humidification, la géométrie du médium est représentée par le nombre adimensionnelle le .

En combinant les équations 4.7 et 4.8, la température de l'air à la sortie peut être exprimée comme suit :

$$T_{a1} = T_{ah0} + (T_{a0} - T_{ah0}) \exp\left(\frac{-h_m \xi e}{\rho u_a c_{pa}}\right) \quad (4.17)$$

4.3.3. CHUTE DE PRESSION A TRAVERS L'HUMIDIFICATEUR

La chute de pression du flux d'air revêt une importance capitale pour les performances d'une TRSTN. Le médium introduit des pertes supplémentaires dont il faudra tenir compte lors de l'analyse des performances de la tour. Généralement, la chute de pression augmente avec la vitesse de l'air, l'épaisseur du médium et le débit d'eau alimentant le médium d'humidification. Cependant, l'impact le plus important est dû au changement de vitesse de l'écoulement d'air à travers le médium plutôt qu'au débit d'eau.

A. Franco propose aussi la corrélation suivante pour évaluer les pertes de charge à travers l'humidificateur [24, 25]:

$$\Delta P_m = 0.769 \left(\frac{le}{e}\right)^{-0.469} (1 + q_e) u_a^2 \quad (4.18)$$

q_e est le débit d'eau qui alimente le système de pré-refroidissement par unité de surface d'échange du médium, c'est-à-dire l'eau qui va y être distribuée, ce débit sera pris égal à $0.128 \text{ l}/(\text{s.m}^2)$ [23]. Une partie seulement de l'eau qui traverse le médium s'évapore en rejoignant le flux d'air, tandis que l'autre partie sera recyclée, ainsi la relation suivante doit être vérifiée :

$$\frac{q_e A_m}{\dot{m}_e} = \frac{q_e A_m}{\dot{m}_a (\omega_1 - \omega_0)} \geq 1 \quad (4.19)$$

4.3.4. EFFICACITE DU PRE-ROIDISSEMENT EVAPORATIF

L'efficacité du refroidissement est généralement considérée comme l'indicateur-clé pour des performances des systèmes de pré-refroidissement par humidification évaporative. Elle représente l'écart du refroidissement que subit l'air par rapport à celui qu'il subirait si le processus se poursuivait jusqu'à saturation. Elle est définie par l'expression suivante:

$$\eta_{PR} = \frac{T_{a0} - T_{a1}}{T_{a0} - T_{ah0}} \% \quad (4.20)$$

Habituellement, l'efficacité du refroidissement des médiums rigides varie de 70% à plus de 95%, selon l'épaisseur moyenne du médium et la vitesse de l'air. En combinant les équations 4.20 et 4.17, permet d'exprimer l'efficacité comme suit :

$$\eta_{PR} = 1 - \exp\left(\frac{-h_m \xi e}{\rho u_a c_{pa}}\right) \quad (4.21)$$

En règle générale, le médium d'humidification ayant une grande efficacité, présente également une perte de charge élevée; il y a toujours un compromis entre l'efficacité du refroidissement et la chute de pression lors de la sélection d'un médium particulier pour une application donnée.

4.4. PROCEDURE D'ANALYSE DES PERFORMANCES

Selon les conditions climatiques, le débit d'air et le transfert de chaleur varient sensiblement dans une TRSTN. Cela conduit à la variation ses performances en fonction de la température ambiante. Afin d'analyser ce phénomène une procédure d'évaluation des performances d'une TRSTN classique et d'une TRSTN pré-refroidie a été développée dans le cadre de cette étude.

Les données de ce problème sont le débit d'eau qui reste quasiment identique à celui du point de fonctionnement nominal puisqu'il ne dépend que de la géométrie des canalisations de transport de l'eau à refroidir et des pompes utilisées pour le faire circuler à travers le système, la température de l'eau à l'entrée de la tour, le nombre de batteries d'échangeurs, leur dimension et configuration, les caractéristiques du médium, les dimensions de la tour et enfin la température et l'humidité de l'air ambiant. Le but est de calculer le débit d'air traversant l'échangeur, la chaleur

évacuée et la température de l'eau du circuit de refroidissement à la sortie de la tour, comme montré sur le diagramme ci-dessous.

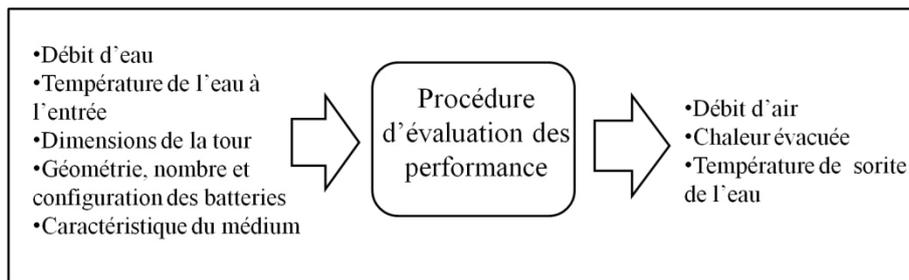


Figure 4. 4 : Entrées/Sortie de la procédure d'analyse des performances

La procédure de calcul se présente comme suit :

1. Introduction des données initiales (Figure 4.4) ;
2. Pour une température ambiante donnée, les étapes suivantes sont effectuées :
3. Comme pour le dimensionnement, la température de sortie de l'air est une inconnue, elle se calcule par itération, pour une température de sortie de l'air choisie, la procédure se poursuit ainsi :
4. Choisir pour l'efficacité du pré-refroidissement une valeur égale à 75%;
5. La température à la sortie du pré-refroidissement est calculée au moyen de l'équation 4.20 et les propriétés thermo-physiques des fluides impliqués dans les processus d'échange à travers l'humidificateur d'une part, et les échangeurs d'autre part, peuvent à ce stade être évaluées;
6. La chute de pression totale est calculée grâce à l'équation de tirage 2.41. Les équations de 2.20 à 2.40 et 4.18 permettent ensuite de relier le débit d'air à la chute de pression calculée.
7. Le débit d'air est ensuite évalué.
8. Une fois le débit obtenu, la vitesse de l'air est calculée à l'aide de l'équation 4.12 à travers l'humidificateur et de l'équation 2.58 à travers l'échangeur. L'équation 2.59 permet quant à elle de calculer la vitesse de circulation de l'eau de refroidissement dans les tubes d'échangeur.
9. Le coefficient de transfert de chaleur à travers le médium se calcule grâce aux équations 4.13 et 4.14. L'efficacité du pré-refroidissement, supposée au tout début sera corrigée à l'aide de l'équation 4.20, tandis que la température à la sortie du médium sera réévaluée au moyen de l'équation 4.21.
10. Si la température calculée à la sortie du médium à l'étape 9 présente un écart de plus de 0.2 °C par rapport à celle utilisée pour exécuter les

calculs précédents, la procédure est reprise à partir de l'étape 5 en utilisant pour l'efficacité la valeur calculée à l'étape 9. Sinon, les calculs continuent comme suit :

11. La quantité de chaleur évacuée est calculée grâce au bilan d'énergie (Eq. 2.1) qui donne \dot{Q} et à l'équation de transfert de chaleur qui donne \dot{Q}' .
12. La température de l'eau à la sortie est calculée grâce à l'équation 2.1 en utilisant alternativement \dot{Q} et \dot{Q}' . Si les deux valeurs obtenues pour cette température s'écartent de plus de 0.2 °C, la procédure doit être reprise à partir de l'étape 2 (le test peut également se faire par comparaison de \dot{Q} et \dot{Q}' directement).

Pour une tour de refroidissement classique, la procédure reste pratiquement la même il suffit simplement d'ignorer le pré-refroidissement, c'est-à-dire que dans ce cas les étapes 4, 5, 9 et 10 ne seront pas prises en considération comme expliqué sur le diagramme (a) de la Figure. 4.5 qui illustre les différentes étapes de la procédure correspondant aux deux modes de fonctionnement (avec et sans pré-refroidissement).

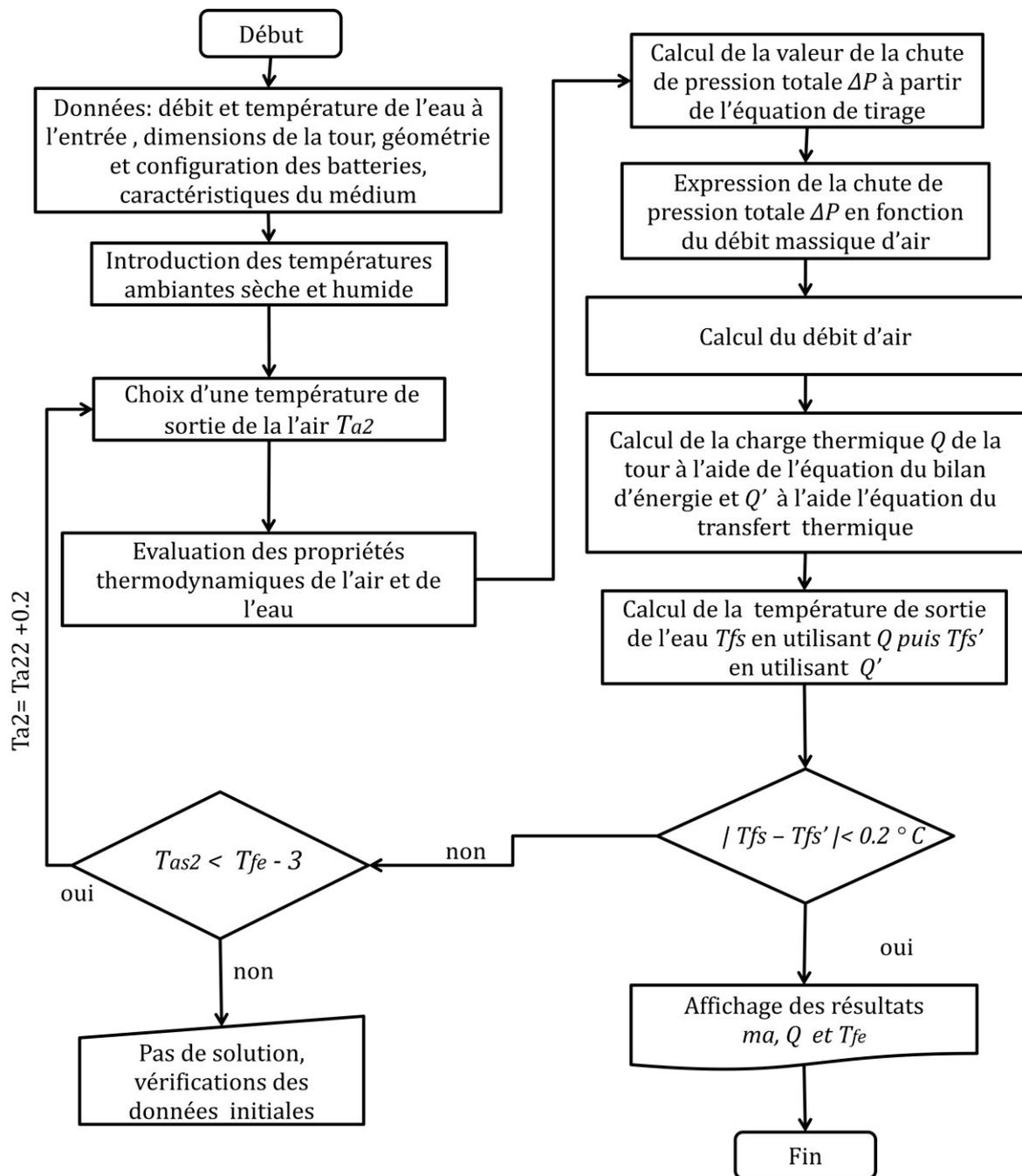


Figure 4. 5 : Diagramme de la procédure d'analyse des performances d'une TRSTN pour un fonctionnement sans pré-refroidissement

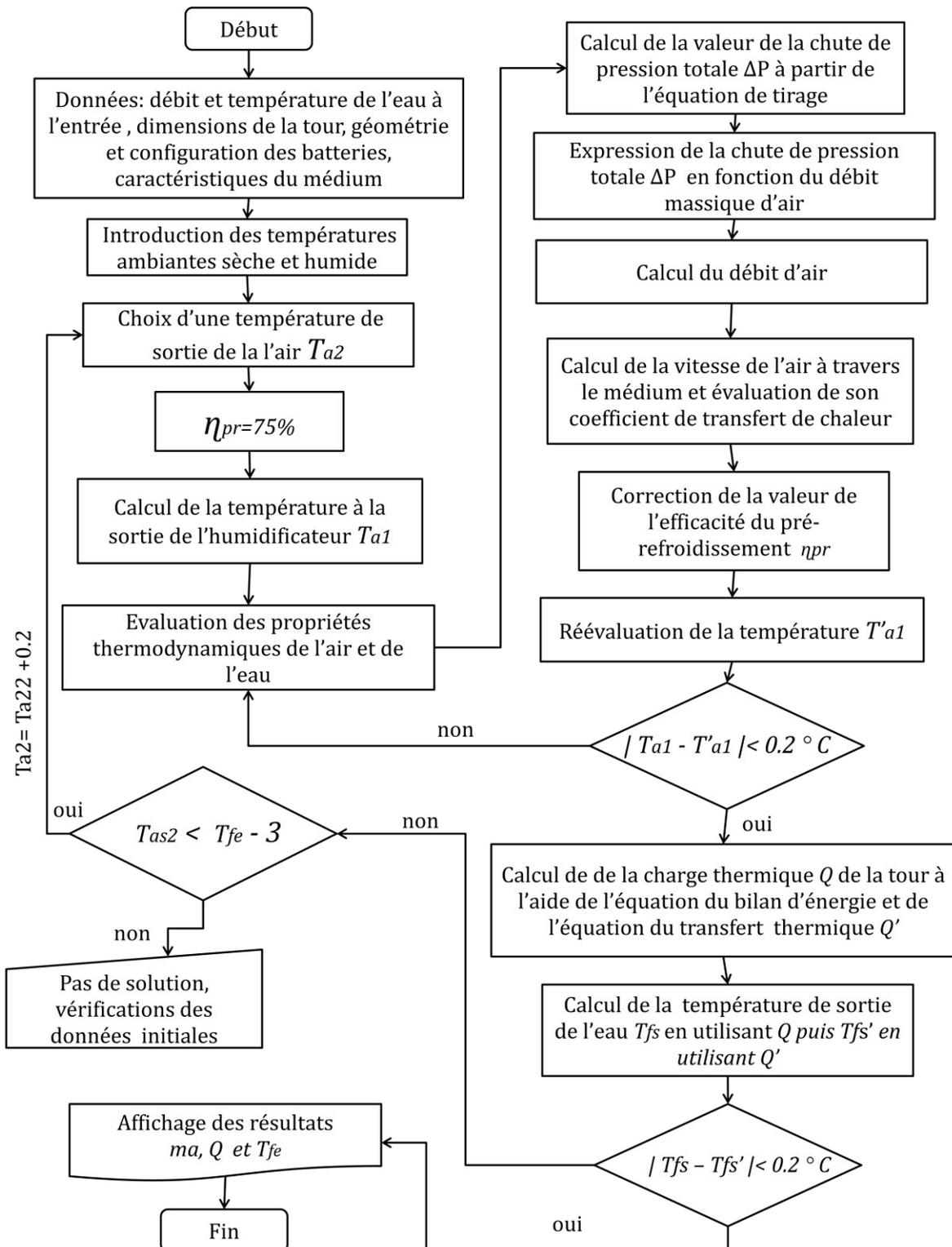


Figure 4. 6 : Diagramme de la procédure d'analyse des performances d'une TRSTN pour un fonctionnement avec pré-refroidissement

4.5. ANALYSE DES PERFORMANCES ET COMPARAISON

Le pré-refroidissement ne sera opérant que durant les périodes les plus chaudes de l'année, le reste du temps la tour fonctionnera en mode sec. Elle sera donc dimensionnée pour un fonctionnement sans pré-refroidissement. Autrement, la chute de pression supplémentaire introduite par la traversée du médium de pré-refroidissement, même quand il sera hors service, nécessitera un surdimensionnement de la tour, ce qui signifie un coût d'investissement plus élevé. Dans cette analyse, le pré-refroidissement sera appliqué à l'une des TRSTN déjà dimensionnée au chapitre 3. Ses principales caractéristiques sont rappelées au tableau suivant :

Tableau 4.1 : Résultats du dimensionnement d'une TRSTN de 296 MW

Disposition des batteries d'échangeurs		Horizontale(a)
Paramètres thermiques nominaux	\dot{Q} , Chaleur à évacuer (MW)	894.43
	T_{fe} , Température d'entrée de l'eau (°C)	50
	T_{fs} , Température de sortie de l'eau (°C)	37.0
	T_{a0} , Température ambiante désigne (°C)	20
	T_{a2} , Température de sortie de l'air (°C)	37.6
	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	15577
	\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	37306
Dimensions de la tour	H_{tour} , Hauteur totale (m)	177.5
	D_{base} , Diamètre de base (m)	156.7
	D_{ech} , Diamètre de base (m)	139.7
	$D_{sommets}$, Diamètre de sommet (m)	107.5
	H_{ech} , Hauteur de l'entrée e l'air (m)	31.8
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.13

Quand il sera question d'employer le pré-refroidissement sur la tour, le médium humidificateur recouvrera toute l'entrée d'air. Ses principales caractéristiques sont présentées au tableau (4.2) ci-après.

Tableau 4.2: Spécifications du medium de pré-refroidissement [25]

Type	Médium rigide
Epaisseur, e (mm)	100
Surface spécifique, (m ² /m ³)	361.516

4.5.1. PERFORMANCE DE REFROIDISSEMENT

Les performances de la tour seront évaluées, à différentes températures ambiantes, en fonctionnement classique et en fonctionnement avec pré-refroidissement, pour deux valeurs de l'humidité relative, 20% et 60%. A vrai dire, l'humidité relative dépend de la température et du site d'implantation de la tour. Les résultats des calculs obtenus selon la procédure décrite plus haut (Figure 4.6) et exécutés sur MATLAB figurent aux Tableau 4.3 et 4.4 ci-dessous.

Pour les besoins de la comparaison, nous définissons un facteur d'amélioration F_a reliant les charges thermiques de la tour avec et sans pré-refroidissement \dot{Q}_{PR} et \dot{Q} respectivement :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_n (1 + F_a) \quad (3.1)$$

\dot{m}_{an} et \dot{Q}_n étant respectivement le débit massique d'air et la charge thermique de la tour correspondant à son point de fonctionnement nominal, les performances de la tour aux différentes conditions mentionnées ci-dessus sont rapportées à ces deux grandeurs afin de relever immédiatement les écarts du régime de fonctionnement par rapport à un fonctionnement nominal de la tour.

Tableau 4.3:

Charge thermique et débit d'air d'une TRSTN de 296 MW_{th} en fonction de la température ambiante pour un fonctionnement sec et un fonctionnement pré-refroidi pour deux valeurs d'humidité relative 20% et 60%

T (°C)	TRSTN classique		TRSTN pré-refroidie $\phi = 20\%$			TRSTN pré-refroidie $\phi = 60\%$		
	Q/Q_n	m/m_{an}	Q/Q_n	$F_a \%$	m/m_{an}	Q/Q_n	$F_a \%$	m/m_{an}
5	1,560	1,232	1,513	0%	1,069	1,491	-4%	1,076
10	1,367	1,155	1,368	2%	0,975	1,314	-4%	1,002
15	1,180	1,079	1,207	4%	0,894	1,143	-3%	0,928
20	1,001	1,001	1,044	6%	0,809	0,988	-1%	0,854
25	0,830	0,922	0,880	11%	0,739	0,827	0%	0,777
30	0,681	0,840	0,756	18%	0,638	0,682	0%	0,699
35	0,518	0,755	0,613	25%	0,545	0,543	5%	0,617
40	0,385	0,680	0,482	38%	0,449	0,412	7%	0,529
45	0,256	0,569	0,354	52%	0,348	0,296	15%	0,420
50	0,143	0,454	0,271	58%	0,238	0,138	29%	0,326

Les résultats ont été représentés graphiquement aux figures (4.7) et (4.8) ci-après.

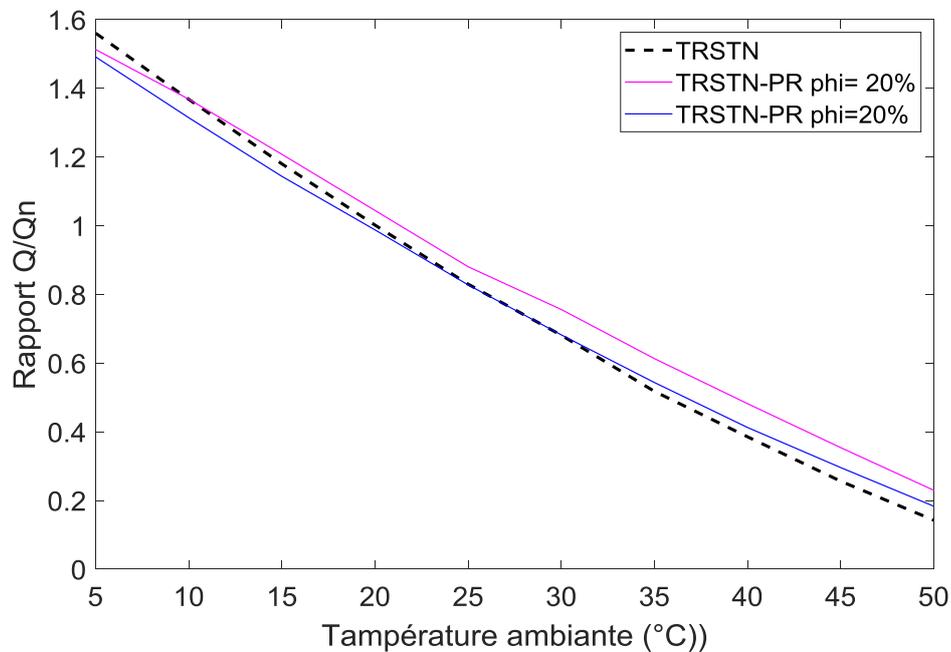


Figure 4. 7 : Evolution de la charge thermique en fonction de la température pour les trois cas de conditions opératoires définies au tableau (4.4)

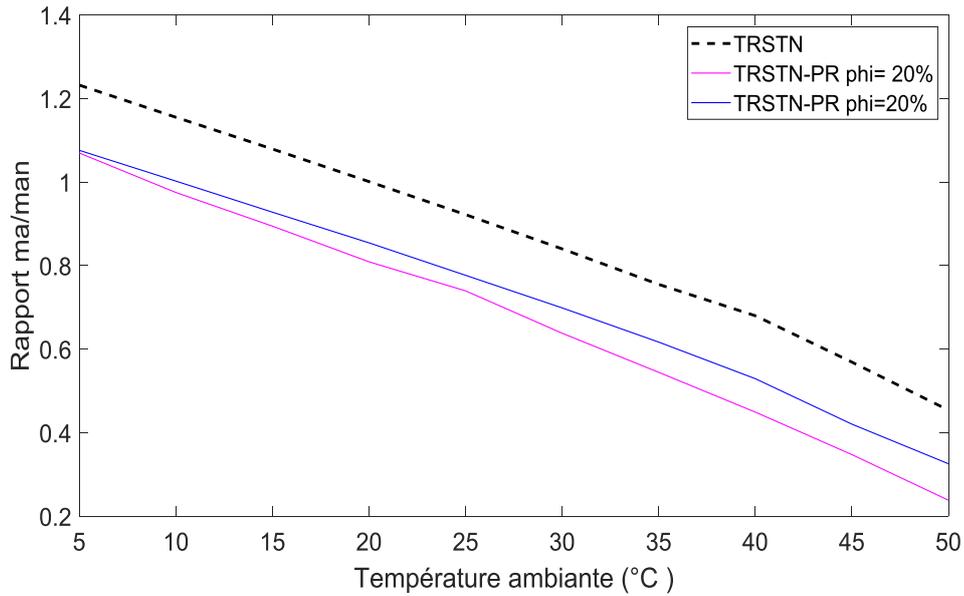


Figure 4.8 : Evolution du débit d'air en fonction de la température pour les trois cas de conditions opératoires définies au tableau (4.4)

4.5.2. CONSOMMATION D'EAU

Le tableau (4.5) les résultats d'une estimation du débit d'eau consommé par évaporation lors d'un fonctionnement pré-refroidi de la tour.

Rappelons que ω_0 représente l'humidité spécifique de l'air à l'entrée du médium et ω_1 son humidité spécifique à la sortie du médium. C'est deux quantités peuvent être évaluées par la formule suivante :

$$\omega = 0.622 \frac{\varphi P_{sat}(T)}{P - \varphi P_{sat}(T)} \quad (4.22)$$

T étant la température ambiante mesurée à l'aide d'un thermomètre au bulbe sec et, T_h la température mesurée dans l'air ambiant à l'aide d'un thermomètre au bulbe humide. P est la pression atmosphérique et P_{sat} la pression de vapeur saturante de l'eau.

Le débit d'eau évaporé se calcul par l'équation (4.1)

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) \quad (4.1)$$

Dans cette étude, un logiciel du nom de *Psychrometric Calculator* a été utilisé. Ainsi, à l'entrée, il suffit d'introduire la température ambiante et l'humidité relative

pour obtenir l'humidité spécifique et la température du bulb humide. A la sortie de l'humidificateur, l'humidité spécifique est obtenue en introduisant la température du bulb sec calculée par l'équation (4.17) et la température du bulbe humide supposée constant lors de l'humidification adiabatique (Figure 4.3).

Tableau 4.4:

Evolution de la consommation d'eau m_e en fonction de la température ambiante lors d'un fonctionnement pré-refroidi d'une tour sèche a tirage naturel de 296 MW pour deux valeurs de l'humidité relative, 20% et 60%

T(°C)	TRSTN pré-refroidie $\phi = 20\%$				TRSTN pré-refroidi $\phi = 60\%$			
	ω_0	ω_1	m_a	m_e	ω_0	ω_1	m_a	m_e
5	0,0011	0,0029	13 167,2	23,7	0,0032	0,0041	13 247,0	12,0
10	0,0015	0,0038	12 003,4	27,6	0,0046	0,0056	12 340,1	12,3
15	0,0021	0,0049	11 011,6	30,8	0,0063	0,0077	11 423,9	15,9
20	0,0029	0,0062	9 961,4	32,9	0,0087	0,0102	10 520,0	15,8
25	0,0039	0,0077	9 104,8	34,6	0,0119	0,0136	9 563,3	16,3
30	0,0053	0,0095	7 856,2	33,0	0,016	0,0180	8 602,9	17,2
35	0,007	0,0120	6 704,2	33,5	0,0214	0,0236	7 594,9	16,7
40	0,0092	0,0148	5 532,5	31,0	0,0284	0,0309	6 516,9	16,3
45	0,012	0,0182	4 279,1	26,5	0,0375	0,0385	5 177,2	15,2
50	0,0155	0,0224	2 934,5	20,2	0,0491	0,0520	4 009,9	11,6

Ces mêmes résultats sont représentés graphiquement à la figure 4.10 ci-après.

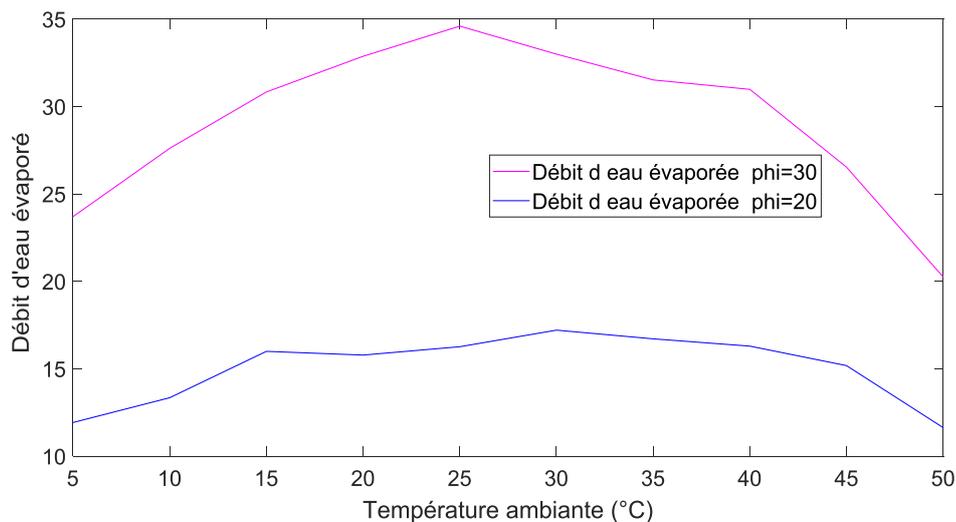


Figure 4. 9 : Evolution de la consommation d'eau à travers le medium de pré-refroidissement en fonction de la température pour 20% et 60% d'humidité relative.

4.6. INTERPRETATIONS DES RESULTATS

Les résultats affichés montrent clairement que le débit d'air diminue avec l'augmentation de la température ambiante, et ce, pour les trois cas considérés dans cette analyse. Cela s'explique par le fait que la différence de densité de l'air résultant de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la tour, diminue lorsque la température ambiante augmente. L'effet de tirage sera réduit en conséquence. La Figure 4.7 illustre également le fait que l'utilisation du pré-refroidissement provoque une réduction supplémentaire du débit d'air en raison de la perte de charge supplémentaire associée à la présence de médium d'humidification.

Par ailleurs, étant donné que le débit massique d'air et la différence de température initiale entre l'air et l'eau à refroidir (DTI) décroissent lorsque la température ambiante croît, la chaleur évacuée décroît sensiblement dans les trois situations considérées. Le pré-refroidissement améliore substantiellement les performances thermiques de la tour à des températures élevées, mais devient de moins en moins efficace à mesure que la température baisse. Avec une humidité de 60%, il devient même tout à fait inutile en dessous de 30°C alors qu'il continue à permettre quelque gain jusqu'à 15°C environ lorsque l'humidité est à 20% (Figure 4.7 ci-dessus). Bien que le pré-refroidissement permette de réduire la valeur de la température à laquelle l'air se présente à l'entrée de l'échangeur, et de ce fait améliore le transfert de chaleur, la chute de pression supplémentaire due à la présence de l'humidificateur provoque une diminution du débit massique d'air qui a pour conséquence, au contraire, une réduction du taux de rejet de chaleur. C'est pourquoi, à des températures suffisamment basses, le taux de rejet de chaleur en mode pré-refroidi peut être inférieur à celui du mode sec et donner lieu à des valeurs négatives du coefficient d'amélioration (Tableau 4.3). Les résultats révèlent l'existence d'une valeur critique de la température ambiante en dessous de laquelle le pré-refroidissement, plutôt que d'améliorer les performances de la tour, les détériore. Cette température critique sera d'autant plus élevée que l'humidité relative est élevée.

Le facteur d'amélioration croît donc quand la température ambiante croît et quand le taux d'humidité décroît. Ainsi, le facteur d'amélioration atteint 38% à une température ambiante de 45°C et pour un taux d'humidité de 20%, mais cette amélioration ne sera que de 7% lorsque le taux d'humidité passe à 60%.

Sur la Figure 4.9, on peut voir que le taux d'évaporation de l'eau augmente d'abord avec la température ambiante, avant d'amorcer une décroissance à des températures plus élevées. Ceci s'explique par le fait qu'au départ la diminution du

débit d'air (m_a) due à la montée en température est encore insuffisante pour contrecarrer l'effet de l'humidification adiabatique ($\omega_1 - \omega_0$) qui fait donc monter le taux d'évaporation $m_a(\omega_1 - \omega_0)$. Mais au-delà d'une certaine valeur de la température, la diminution du débit d'air décide de l'allure de l'évolution du produit ci-dessus en dépit du fait que le terme ($\omega_1 - \omega_0$) en soi devient de plus en plus grand avec la température. Le taux d'évaporation atteint un pic d'environ 34.59 kg/sautour de 30°C pour 20% d'humidité relative et un pic d'environ 17.20 kg/s à 25°C pour 60% d'humidité relative.

A ce stade, la condition énoncée par l'équation (4.19) est largement satisfaite du fait que le débit d'alimentation de l'humidificateur en eau ($q_e A_m$) est plus de 20 fois plus grand que celui évaporé dans le cas le plus extrême, et ce pour les deux cas étudiés.

Une tour de refroidissement humide à tirage naturel présente un taux d'évaporation moyen d'environ 2.5% du débit d'eau refroidie. Dans le cas du pré-refroidissement considéré ici, le taux d'évaporation moyen pour 20% d'humidité relative est égale à 0,65% du débit d'eau à refroidir et est de seulement 0.31% lorsque humidité relative passe à 60%.

La Figure 4.8 montre aussi que le taux d'évaporation de l'eau est plus élevé lorsque l'humidité est faible, car plus l'air est sec plus sa capacité à s'humidifier est grande.

4.7. CONCLUSION

Dans ce chapitre, l'effet du pré-refroidissement sur les performances d'une tour de refroidissement sèche à tirage naturel, a été considéré. Le modèle de calcul de la tour avec pré-refroidissement de l'air, a révélé que le pré-refroidissement permet d'améliorer d'une façon significative les performances de la tour à des températures ambiante élevées, notamment si on a affaire à un climat sec, et ce, pour une consommation d'eau très modeste. Cette amélioration diminue lorsque la température baisse et/ou l'humidité augmente. Le pré-refroidissement constitue un moyen particulièrement intéressant pour compenser les baisses de performance des TRSTN sur les sites à climats arides et semi-arides, en périodes de fortes chaleurs.

CHAPITRE 5:

APPLICATION A UNE TRANCHE DE 400 MW DE LA CENTRALE A CYCLE COMBINE DE AÏN-ARNAT ET POUR UNE CENTRALE SOLAIRE DE 25 MW

5.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, la TRSTN est évaluée comme solution pour réaliser la condensation de la vapeur d'eau dans une centrale thermique utilisant des turbines à vapeur. Deux applications seront considérées. Pour chacune d'elles, une TRSTN fonctionnant en mode classique et en mode pré-refroidi sera envisagé. La première application concerne une tranche de la centrale électrique à cycle combiné de Aïn Arnat dans la wilaya de Sétif. La seconde concernera une centrale solaire thermodynamique à concentration, prévue dans le cadre du programme national de développement des énergies renouvelables, à wilaya de Naâma. [38].

5.2. CENTRALE ELECTRIQUE DE AÏN-ARNAT

Une centrale à cycle combiné associe une turbine à gaz TG et une turbine à vapeur TV. La TG est entraînée par les gaz issus de la chambre de combustion qui, à la sortie de la TG, sont encore assez chaud, ils sont récupérés par une chaudière pour produire de la vapeur et alimenter la TV. Ainsi, une quantité supplémentaire d'électricité est produite

5.2.2. DIMENSIONNEMENT DE LA TRSTN

Pour une tranche de la centrale de Aïn-Arnat, l'aérocondenseur doit évacuer 200 MW. L'utilisation du refroidissement à sec impose une condensation à 55°C [39]. D'après les données météorologiques (Figure 5.2), Aïn-Arnat connaît une plage de variation de la température moyenne de 0°C à 30°C. Les pics de température peuvent dépasser 48°C, tandis que les températures les plus faibles peuvent s'établir à moins de -5°C [40]. Une température ambiante de 30°C sera considérée pour le dimensionnement, ce qui permettra à la tour de faire face à une augmentation d'au moins 10°C au-dessus de cette température. Un système de condensation Heller, décrit au chapitre 2 sera utilisé, ainsi une approche de 0.5° C au niveau du condenseur pourrait être considérée, l'eau arrivera donc à 54.5 °C et quittera la tour à 40°C au point de fonctionnement nominal.

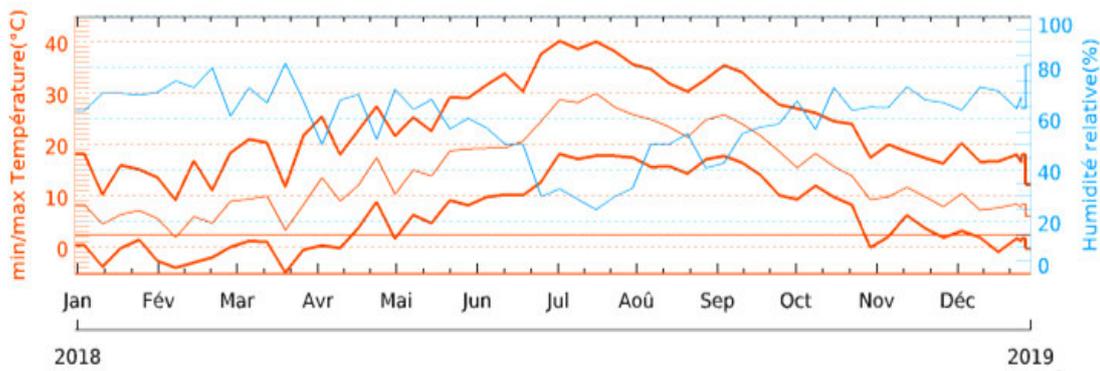


Figure 5. 2 : Données météorologiques concernant la région de Aïn-Arnat [39]

C'est la disposition horizontale (b) (Figure 2.8 (b)) qui sera adoptée dans ce cas, puisqu'elle est plus performante que la disposition (a) au vu des résultats obtenus au chapitre 3. Les batteries d'échangeurs sont les mêmes que celles décrites dans les Tableaux 3.1 et 3.2. La longueur des tubes sera fixée à 10 m et le nombre de rangées optimisé selon l'analyse menée au chapitre 3 (Figure 3.4 (b)).

Tableau 5.1: Résultats du dimensionnement de la TRSTN pour une tranche de la centrale thermique à cycle combiné de Aïn Arnat

	Disposition des batteries d'échangeurs	Horizontale (a)
Paramètres thermiques nominaux	\dot{Q} , Chaleur à évacuer (MW)	200
	T_{fe} , Température d'entrée de l'eau (°C)	54.5
	T_{fs} , Température de sortie de l'eau (°C)	40.0
	T_{a0} , Température ambiante désigne (°C)	30.0
	T_{a2} , Température de sortie de l'air (°C)	46.5
	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	3299
	\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	12149
	n_T , Efficacité du refroidissement	59.18%
Dimensions de la tour	A_t , Surface de transfert	10530
	H_{tour} , Hauteur totale (m)	128.5
	D_{base} , Diamètre de base (m)	107.5
	D_{ech} , Diamètre au niveau de l'échangeur (m)	95.79
	$D_{sommets}$, Diamètre au sommet (m)	73.68
	H_{ech} , Hauteur de l'entrée d'air (m)	21.8
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.2

5.2.3. ANALYSE DES PERFORMANCES EN MODE SEC ET EN MODE PRE-REFROIDI

L'évolution des performances de la tour en fonction de la température ambiante est montrée sur les deux figures suivantes. La figure 5.3 (a) montre l'évolution de la température de sortie de l'eau à refroidir et celle de la *différence de température initiale* (DTI), en fonction de la température ambiante pour une température d'arrivée d'eau chaude constante. La figure 5.3 (b) présente quant à elle, le rapport de la charge thermique actuelle de la tour sur sa charge thermique nominale, et l'*efficacité* de la tour (rapport de la variation de température actuelle de l'eau sur la variation idéale correspondant à une température de sortie d'eau égale à la température d'entrée d'air).

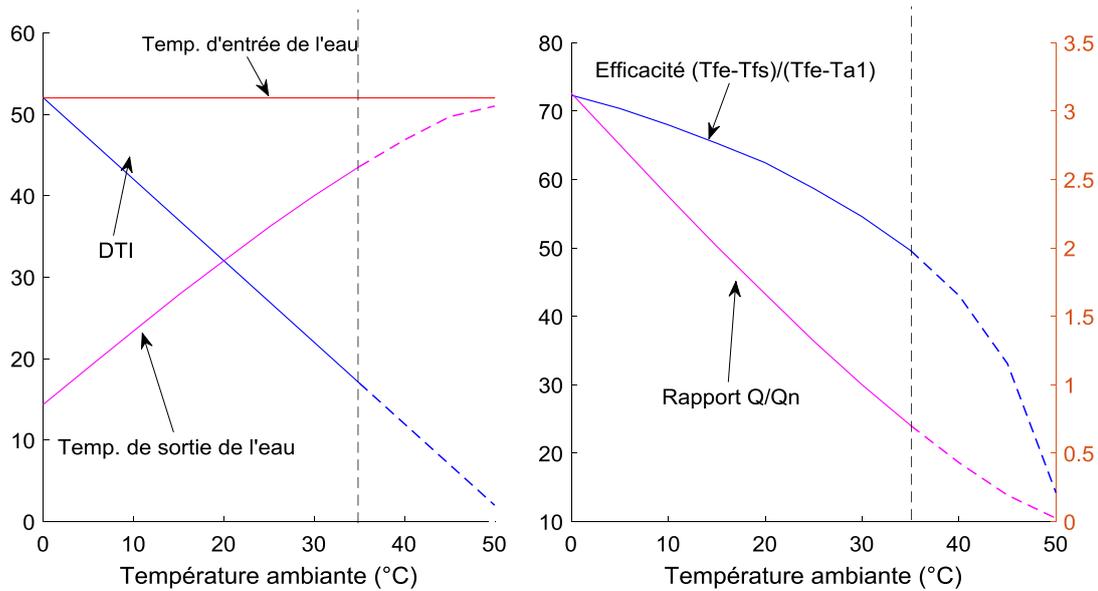


Figure 5. 3 : Performances de la TRSTN dimensionnée pour une tranche de la centrale de Aïn-Arnat

Dans cette analyse, la température d'entrée de l'eau à refroidir est maintenue à 54.5°C pour toutes les valeurs considérées de la température ambiante, ce qui, dans la pratique pourrait ne pas être évidemment le cas. Cela dit, cet aspect du problème relève de l'exploitation du système et ne sera pas analysé ici. La Figure 5.3 montre clairement qu'à partir d'une température d'environ 35°C, les performances de refroidissement de la tour chute au point de ne plus pouvoir maintenir le fonctionnement de la centrale même.

La région de Aïn-Arnat présente des températures supérieures à 35°C, pouvant culminer à 52°C durant les mois de Juin, Juillet et Aout. Durant cette période, l'humidité varie de 25% à 40 % (Figure 5.2). Cette combinaison de températures élevées et de faibles taux d'humidité, constitue un facteur jouant en faveur du pré-refroidissement, comme il a été démontré au chapitre 4. Le pré-refroidissement sera envisagé pour les mois de juin, juillet et aout. Les spécifications du médium de pré-refroidissement figurent au Tableau 4.3. La figure (5.4) ci-dessous présente la performance de la TRSTN pour un fonctionnement avec et sans pré-refroidissement.

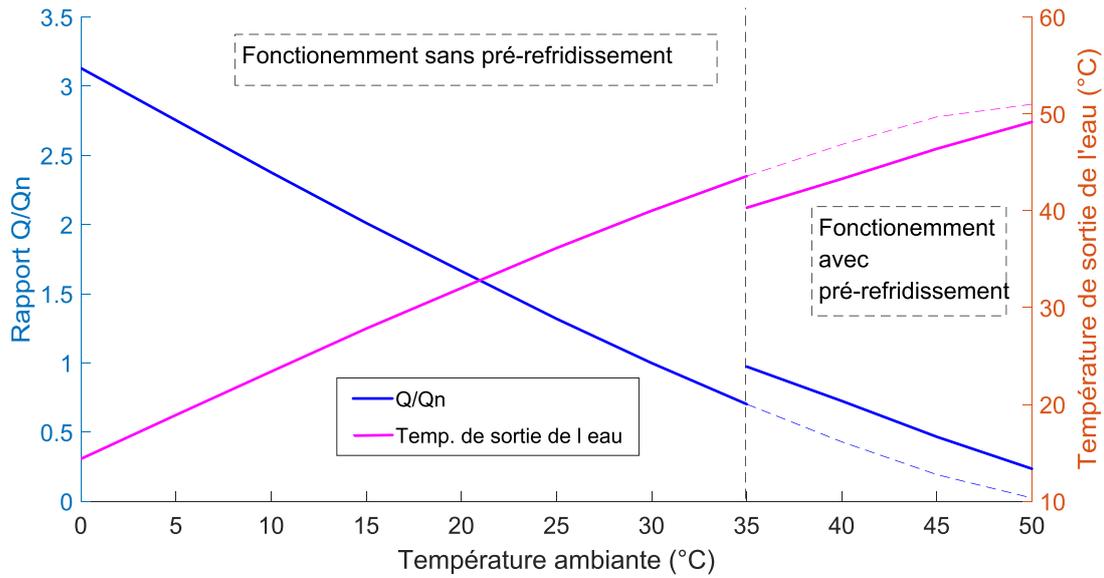


Figure 5. 4 : Performance de la TRSTN dimensionnée pour une tranche de la centrale de Aïn-Arnat en mode sec et en mode pré-refroidi.

5.3. CENTRALE SOLAIRE

Un système solaire à concentration permet d'atteindre des niveaux de température bien supérieurs à ceux des systèmes thermiques classiques non concentrés et ainsi, chauffer des fluides à des températures de l'ordre de 250 à 1 000°C. Il devient alors envisageable de les utiliser dans des processus industriels comme la génération d'électricité (on parle parfois « d'électricité solaire thermodynamique »). D'autres utilisations directes ou indirectes des fluides chauds sont possibles, comme le dessalement de l'eau de mer, le refroidissement ou encore la génération d'hydrogène [42].

Les systèmes solaires thermodynamiques peuvent être classés en quatre filières technologiques (voir Figure 5.5) ci-dessous : Cylindro-parabolique, Fresnel (linéaire), récepteur ponctuel (tour), parabole-Stirling.



Centrale solaire à tour

Centrale solaire à collecteur cylindro-parabolique



Centrale solaire à parabole

Centrale solaire à collecteurs linéaires de Fresnel

Figure 5. 5 : Types de centrales électriques à concentration solaire

L'électricité produite grâce à l'énergie solaire thermodynamique devrait être compétitive économiquement face aux énergies fossiles d'ici 10 à 15 ans. La durée de vie d'une installation est estimée entre 25 et 40 ans. Certaines technologies de la concentration bénéficient déjà d'un retour d'expérience important [43]. De plus, la cogénération, c'est-à-dire l'utilisation de la chaleur résiduelle après génération électrique pour produire par exemple de l'eau dessalée ou du froid, augmente sensiblement la compétitivité des installations solaires thermodynamiques

5.3.1. POTENTIEL SOLAIRE EN ALGERIE

En 2011, l'Algérie s'est engagée avec détermination sur la voie des énergies renouvelables. Ce choix stratégique est motivé par la disponibilité d'un immense potentiel solaire. En effet, la durée d'ensoleillement est égale respectivement à 2650

heures par an au Nord et 3500 heures par an au Sud. L'irradiation solaire journalière reçue sur une surface horizontale est d'environ 5 kWh/m² au Nord et est supérieure à 7 kWh/m² au Sud. Ainsi, les énergies solaires thermique et photovoltaïque constituent l'axe majeur du programme des énergies renouvelables. En 2030, pour les centrales à concentration solaires, la capacité cumulée à installer prévue est de 7200 MW. Par contre, pour le photovoltaïque et l'éolien, le cumule de puissance prévu est de 4800 MW, Actuellement, la centrale de HassiR'Mel est la première et la seule centrale thermodynamique à concentration solaire installée en Algérie. La centrale est hybride, solaire-gaz, d'une puissance de 150 MW dont 25 MW solaire. La concentration solaire est assurée par des collecteurs cylindro-paraboliques.

5.3.2. DIMENSIONNEMENT DE LA TRSTN

La wilaya de Naâma a été proposée comme site potentiel pour la construction d'une centrale électrique à concentration solaire cylindro-parabolique [38]. Sur la figure 5.8 sont indiquées les données météorologiques de cette région. Le site de Naâma étant plus chaud qu'Aïn-Arnat (Figure .5.5), une température de 35°C sera considérée pour le dimensionnement avec une condensation à 60°C l'eau chaude arrivera donc à 59°C et quittera la tour à 43°C au point de fonctionnement nominal.

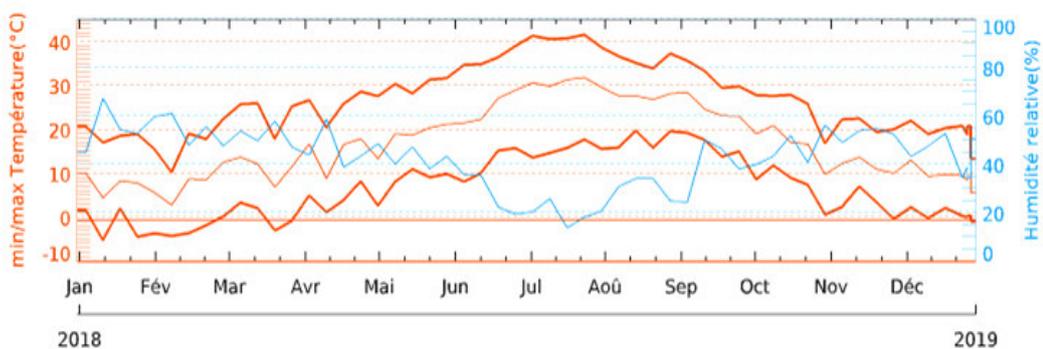


Figure. 5. 6: Données météorologiques concernant la région de Naâma [41]

Comme pour l'exemple précédent, c'est une fois de plus la disposition horizontale (b) (Figure 2.8 (b)) qui sera adoptée. Les batteries d'échangeurs sont toujours les mêmes que celles décrites au Tableaux 4.1 et 4.2, la longueur des tubes sera fixée cette fois à 8 m et le nombre de rangées sera optimisé conformément à l'analyse menée au chapitre 3 (Figure .4 (b)). Les spécifications du médium de pré-refroidissement sont données au Tableau 4.3.

Tableau 5.2: Résultats du dimensionnement de la TRSTN pour la centrale solaire prévue à Naâma

	Disposition des batteries d'échangeurs	Horizontale (a)
Paramètres thermiques nominaux	\dot{Q} , Chaleur à évacuer (MW)	100
	T_{fe} , Température d'entrée de l'eau (°C)	59.5
	T_{fs} , Température de sortie de l'eau (°C)	43.0
	T_{a0} , Température ambiante désigne (°C)	35.0
	T_{a2} , Température de sortie de l'air (°C)	46.5
	\dot{m}_f , Débit massique d'eau (kg/s)	1449
	\dot{m}_a , Débit massique d'air (kg/s)	6664
	n_T , Efficacité du refroidissement	67,34
Dimensions de la tour	A_t , Surface de transfert (m ²)	6720
	H_{tour} , Hauteur totale (m)	103.5
	D_{base} , Diamètre de base (m)	86.3
	D_{ech} , Diamètre au niveau de l'échangeur (m)	76.8
	$D_{sommets}$, Diamètre au sommet (m)	59.2
	H_{ech} , Hauteur de l'entrée d'air (m)	17.5
	H_{tour} / D_{base} , Rapport d'aspect	1.2

5.3.3. ANALYSE DES PERFORMANCE

Comme pour le cas de la centrale de Aïn-Arnat, les performances de la tour baisse dès que la température dépasse les 40°C. La période la plus chaude comprend comme pour la région d'Aïn-Arnat les mois de juin, juillet et Aout. L'humidité varie entre 25% et 40% (Figure 5.8), et le pré-refroidissement sera avantageusement envisagé dans ces conditions.

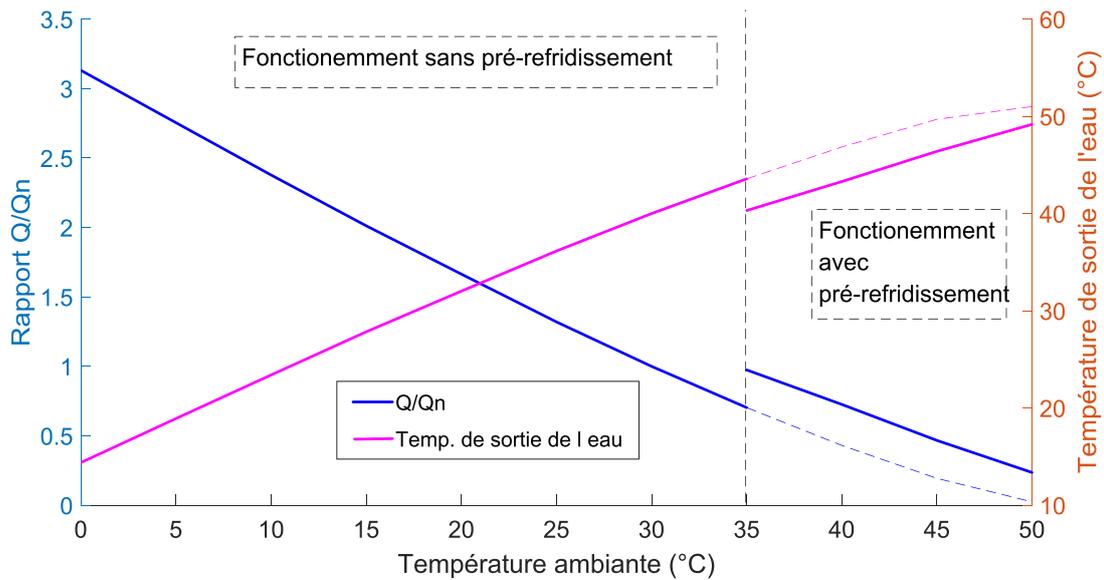


Figure 5.7 : Performance de la TRSTN dimensionnée pour une tranche de la centrale de Aïn-Arnat pour un fonctionnement avec et sans pré-refroidissement

5.4. CONCLUSION

Ce chapitre nous permet d'avoir une idée sur les dimensions que pourrait avoir une TRSTN dotée d'un système de pré-refroidissement, qui viendrait remplacer les aérocondenseurs dans le cas de la centrale à cycle combiné de Aïn Arnat pour évacuer environ $200 \text{ MW}_{\text{th}}$, ou pour évacuer la chaleur résiduelle d'une centrale solaire de 25 MW_e implantée à Naâma. Ces deux régions ont un climat qui impose une température de dimensionnement élevée.

La taille des tours dimensionnées est raisonnable comparée aux tours existantes. Ceci nous autorise à envisager l'installation de TRSTN sur toutes les centrales projetées les régions des Hauts-Plateaux et du Sud.

CONCLUSION GENERALE

Face à la demande croissante de l'énergie électrique, la SPE, société de production d'électricité filiale de la SONALGAZ, prévoit de réaliser de nouvelles centrales électriques à travers tout le pays. En raison de la saturation des régions côtières, le défi est d'implanter ces nouvelles centrales dans les régions intérieures ou plus au sud. Ces zones, souffrent de pénurie d'eau qui empêche l'utilisation du refroidissement par voie humide. Les condenseurs à air (aérocondenseurs) sont souvent utilisés dans ces cas. Malheureusement, ils présentent bien des inconvénients relatifs à leur coût de maintenance et doivent aussi consommer de l'énergie qui serait directement puisée sur la production de la centrale.

Dans cette étude, nous avons proposé la tour de refroidissement sèche à tirage naturel comme moyen de refroidissement pour des centrales thermiques, à cycle combiné ou solaires, qui se situeraient dans des régions où les ressources en eau sont minimales.

Notre contribution à la recherche concernant cette solution technologique consistait d'abord à modéliser les TRSTN en utilisant principalement les équations de conservation, du transfert de chaleur et de l'aéraulique. Le modèle présenté a permis d'élaborer une procédure de dimensionnement de ces tours pour différentes conditions nominales de fonctionnement. Malgré les hypothèses très simplificatrices du modèle, les dimensions générées par la procédure développée sont réalistes et comparables à celles des tours déjà existantes ou de tours parues dans des études antérieures. L'analyse paramétrique a révélé l'existence d'un compromis entre la hauteur et le diamètre, ce qui veut dire qu'il faut choisir entre investir dans une construction plus haute ou dans une surface d'échange plus large. D'autres aspects entrent en ligne de compte, tels que la résistance de la structure, la disponibilité du terrain et même l'esthétique.

Le pré-refroidissement a été proposé comme solution permettant de compenser la chute de performance des TRSTN durant les périodes de forte chaleur. Nous avons modélisé le processus de refroidissement par humidification adiabatique et nous l'avons intégré au modèle développé de la TRSTN. L'analyse et la comparaison des performances d'un fonctionnement avec et sans pré-refroidissement a démontré l'efficacité d'un tel système lorsque les températures sont élevées et l'air assez sec.

Les deux applications considérées avaient pour but de relier ce travail au contexte national. Elles nous ont permis d'estimer les dimensions d'une TRSTN pour une tranche de 400 MW_e de la centrale à cycle combiné de Aïn-Arnat, où l'on doit évacuer 200 MW_{th}, et celles d'une TRSTN pour une centrale solaire de 25 MW_e prévue à Naâma et dont la chaleur résiduelle serait d'environ 100 MW_{th}. Les dimensions des tours obtenues sont très proches de celles de tours de charge thermique comparables utilisées à travers le monde. Ceci montre que le recours aux TRSTN comme alternative pour réaliser le refroidissement de nouvelles centrales projetées dans les régions des Hauts-Plateaux et du Sud, est une option sérieusement envisageable.

Cette étude constitue une petite contribution au problème de dimensionnement des tours de refroidissements sèches à tirage naturel. Pour donner suite à ce travail, proposons les thèmes suivants :

- Analyse des effets du vent sur les performances des tours de refroidissement sèches à tirage naturel.
- Etude technico-économique des tours de refroidissement sèches à tirage naturel.
- Etude comparative des performances des condenseurs à air et des tours de refroidissement sèches à tirage naturel.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : <http://www.aps.dz> (Consulté le 10/06/2019)
- [2] : Laboratoire de Recherche sur les Zones Arides, <http://www.usthb.dz/fr/page/888>. (Consulté le 10/06/2019)
- [3] : Rapports d'activités annuels de la SPE . 2016.
- [4] : **G.Kroger, Deltev.** *Air-Cooled Heat Exchanger and Cooling Towers. In : Air-Cooled Heat Exchanger and Cooling Towers : termal-flow performance evaluation and design.* s.l. : Sue Rhodes Dodd, 2004. p. 559. Vol. 1
- [5] : **Heeren H, L Holly,** *Air cooling for condensation and exhaust heat rejection in large generating strations.* The British Library Lending Division 1970.
- [6] : EUROPÉENNE, COMMISSION. *Document de référence sur les meilleures techniques,* Décembre 2001
- [7] : **L. Lommers, J. Geschwindt, F. Southworth, F. Shahrokhi,** *SC-HTGR Performance Impact for Arid Site,* Paper HTR2014-21345, Weihai, China (2014)
- [8] : **Lu, Yuanshen,** *Small Natural Draft Dry Cooling Towers for Renewable Power Plants,* Master of Engineering, The University of Queensland in 2014.
- [9] : **A.R. FOSTER, S. A. LAMKIN, PHILIP KWOK.** *Design of Dry Cooling Towers for Use with Direct Cycle HT GR.* The British Library Lending Division 1970.
- [10] : **Francois du Preez.** *Operational Characteristics of Existing Dry Cooling Systems in Eskom.* EPRI Workshop on Advanced. Cooling Technologies, 8 July 2008
- [12] : **F.K. Moore,** *On the minimum size of natural draft dry cooling towers for large power plants.* The British Library Lending Division 1973.
- [13]] **Zheng Zou ZhiqiangG uan Hal Gurgenci Yuanhen Lu,** *Solar enhanced natural draft dry cooling tower for geothermal power applications,* School of Mechanical and Mining Engineering, The University of Queensland, Brisbane 4072, Australia, 2013
- [14] : **Min Shen Chou,** *A Comparison Of Wet Type And Dry Type Cooling Towers By Energy Availability Methods,* Georgia Institute of Technology September 19 73
- [15] : **WeijiaWang ID , Lei Chen, Xianwei Huang, Lijun Yang, Xiaoze Du,***Performance Recovery of Natural Draft Dry Cooling, Systems by Combined Air*

Leading Strategies , Key Laboratory of Condition, School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing (2017)

- [16] : **Min Shen Chou**. *A Comparison Of Wet Type And Dry Type Cooling Towers By Energy Availability Methods*. The Faculty of the Division of Graduate Studies and Research. Georgia Institute of Technology September, 19 73
- [17] : **Kamel Hooman , Hal Gurgenci**. *Porous Medium Modeling of Air-Cooled Condensers* .Article in *Transport in Porous Media* September 2010
- [18] : **K. Tanimizu, K. Hooman**. *Natural draft dry cooling tower modelling*. Gurgenci, 2011
- [19] : **Michael Choi and Leon R. Glicksman**, *Computer Optimization Of Dry And Wet/Dry Cooling Tower Systems For Large Fossil And Nuclear Power Plants*, Energy Laboratory Report No. MIT-EL 79-034, February 1979
- [20] : **K. Tanimizu K. Hooman**, *Natural draft dry cooling tower modelling*, : Springer-Verlag (2012)
- [21] : **Suoying He, Hal Gurgenci, Zhiqiang Guan, Kamel Hooman, Zheng Zou, Fengzhong Sun**. *Comparative study on the performance of natural draft dry, pre-cooled and wet cooling towers*. 2016.
- [22] : **A. Montakhab**, *Preliminary Design of Dry Cooling Tower for the Closed Cycle Gas Turbine HTGR*. Germany 1981.
- [23] : **Suoying He, Hal Gurgenci, Zhiqiang Guan, Kamel Hooman, Zheng Zou, Fengzhong Sun**. *Applied Thermal Engineering : Comparative study on the performance of natural draft dry, pre-cooled and wet cooling towers*. 2016.
- [24] : **Suoying He, Zhiqiang Guan, Hal Gurgenci, Ingo Jahn, Yuanshen Lu, Abdullah M. Alkhedhair**, *Influence of ambient conditions and water flow on the performance of pre-cooled natural draft dry cooling towers*, University of Queensland, QLD 4072, Australia 2014.
- [25] : **SuoyingHe a,n, HalGurgenci a, ZhiqiangGuan a, XiangHuang b, Manuellucas c**, *A review of wetted media with potential application in the pre-cooling*. 2015.
- [26] **Guanhong Zhang, Suoying He, Zhiyu Zhang, Yi Xu, Rui Wang**, *Economic Analyses of Natural Draft Dry Cooling Towers Pre-cooled Using Wetted Media* 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC2017, 19- 22, Jinan, China 2007.

- [27] : **Lin Xia , Hal Gurgenci , Deyou Liu , Zhiqiang Guan, Ling Zhou a, Pei Wang,** *CFD analysis of pre-cooling water spray system in natural draft dry cooling towers* 2016
- [29] : <https://www.powermag.com/matra-power-plant-visonta-hungary/>(Consulté le 15/06/2016)
- [30] : **Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt,** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, seventh edition 2002.
- [31] : **Hongtan Liu, S. Kakaç, Anchasa Pramuanjaroenkij.** *Heat Exchangers, Selection, Rating, And Thermal Design*, Third Edition février 1998.
- [32] : **G.Kroger, Deltev.** *Appendix B.1. In : Cooling tower performance evaluation. 1996. p. 565. ISBN 1 86845 230 .*
- [33] : **G.Kroger, Deltev.** *Natural Draft Cooling Towers. In : Cooling tower performance evaluation. 1996. p. 565. ISBN 1 86845 230 1.*
- [34] : Phillip L. Gould, Wilfried B. Krätzig. *Cooling Tower Structures* (1999)
- [35] : **W. B. Krätzig,** *World's Tallest Natural Draft Cooling Tower, near Cologne, Germany, 2001*
- [36] : **Kays, W. M., and A. L. London,** *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill Book Co, New York, 1984
- [37] : **Richard J Hunwick ,** *Power station dry cooling : The Heller alternative 2001.*
- [38] : <http://www.aps.dz/economie/73800-energies-renouvelables-l-algerie-posse-de-24-centrales-de-plus-de-354-megawatts> (Consulté le 01/07/2019)
- [39] : **Bendimerad, M. Abderrahim Rafid,** *Etude de l'impact du système de refroidissement sur les performances d'une centrale à cycle combiné : Comparaison de la nouvelle centrale de Ras-Djinet (refroidissement à eau) avec la centrale de Ain-Arnat (refroidissement à air),* Mémoire de projet de fin d'études, École Nationale Polytechnique, Département de Génie Mécanique 2018.
- [40] : <https://www.meteoblue.com/fr/meteo/historyclimate/naama> (Consulté le 20/05/2019)
- [41] : <https://fr.climate-data.org/afrique/algerie/setif/ain-arnat-999874/>(Consulté le 20/05/2019)
- [42] : **EDF R&D.** *Le solaire thermodynamique à concentration. 2012*

- [43] : **Pranav Yedatore Venkatesh** , *Creating a New Model to Predict Cooling Tower Performance and Determining Energy Savin, Opportunities through Economizer Operation*, University of Massachusetts Amherst, Masters Theses Dissertations and Theses 2015
- [44] : **A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran**, *Thermal Design an Optimization*, Wiley Interscience, John Wiley Sons Inc., New York 1996.
- [45] : **Abdullah Alkhedhair, Hal Gurgenci, Ingo Jahn, Zhiqiang Guan, Suoying He**, *Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air innatural draft dry cooling towers*, School of Mechanical and Mining Engineering, The University of Queensland, Brisbane 4072, Australia 2013.
- [46] : **Zheng Zou , Zhiqiang Guan, Hal Gurgenci**, *Optimization design of solar enhanced natural draft dry cooling tower, 2013.*
- [47] : **F.K. Moore**, *On the Minimum Size of Large Dry Cooling Towers With Combined Mechanical and Natural Draft.*
- [48] : **A.R. FOSTER, S. A. LAMKIN, PHILIP KWOK.** *Design of Dry Cooling Towers for Use with Direct Cycle HTGR.*
- [49] : **A. Montakhab**, *Preliminary Design of Dry Cooling Tower for the Closed Cycle Gas Turbine HTGR*, THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS 345 E 47 St., New York, N.Y. 10017 West Germany
- [50] : **D G Kroger**, *Cooling Tower Performance Evaluation, Wrc Report, University Of Stellenbosch, Department Of Mechanical Engineering (1996)*
- [51] : **A. Bhatia** , *Cooling Water Systems - An Overview of Cooling Towers (2012)*
- [52] : **A.E.ConradieD.G.Kröger**, *Performance evaluation of dry-cooling systems for power plant applications 1996*
- [53] : **M. A. Ardekani, F. Farhani, M. Mazidi, M. A. Ranjbar**, *Study of Degradation of Dry Cooling Tower Performance under Wind Conditions and Method for Tower Efficiency Enhancement*, Department of Mechanical Engineering, Iranian Research Organization for Science & Technology, Tehrarticle in Structural Engineering International, 2001.
- [54] : **Hooman, Kamel.** *Dry cooling towers as condensers for geothermal power plants.* Queensland, Australia : School of Mechanical and Mining Engineering, The University of Queensland, Australia, 2010.
- [55] : <https://www.group.rwe/en/our-portfolio/our-sites/ibbenbueren-power-plant> (Consulté le 10/05/2019)