

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

École Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème

Analyse des performances du système de refroidissement d'air et de son rôle sur le maintien des niveaux de performance de la centrale de Hadjret Ennous.

Réalisé par :

M^{lle} Selma BOUTIRA

Dirigé par :

M. H. BENNOUR

M. H. GAMAL

Présenté et soutenu publiquement le 22/06/2017

Composition du jury :

Président :	M. A. SMAILI	Professeur, ENP
Promoteur :	M. H. BENNOUR	MA-A, ENP
Co-promoteur :	M. M. ZAMOUCHE	Contract performance manager, GE
Examineur :	M. M. LATRECHE	MA-A, ENP

ENP 2017

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

École Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème

Analyse des performances du système de refroidissement d'air et de son rôle sur le maintien des niveaux de performance de la centrale de Hadjret Ennous.

Réalisé par :

M^{lle} Selma BOUTIRA

Dirigé par :

M. H. BENNOUR

M. H. GAMAL

Présenté et soutenu publiquement le 22/06/2017

Composition du jury :

Président :	M. A. SMAILI	Professeur, ENP
Promoteur :	M. H. BENNOUR	MA-A, ENP
Co-promoteur :	M. M. ZAMOUCI	Contract performance manager, GE
Examineur :	M. M. LATRECHE	MA-A, ENP

ENP 2017

DEDICACES

A mes très chers parents, mes modèles,

A ma merveilleuse sœur,

A Radia et Selma, Wassim et Mahdi,

A mes amies du 204,

A tous ceux qui me sont chers,

Je dédie ce modeste travail.

REMERCIEMENTS

Louange à Dieu, clément et miséricordieux

Tout d'abord, j'adresse ma profonde reconnaissance ainsi que ma plus sincère gratitude à mon encadreur Mr BENNOUR, qui a su me guider m'aider durant toute cette période de stage mais aussi depuis le début de mon cursus à l'Ecole Nationale Polytechnique par son soutien moral, ses encouragements, sa perpétuelle présence et ses conseils inestimables.

Mes vifs remerciements vont à mon encadreur au sein de General Electric Mr Hossam GAMAL dont l'aide et le support m'ont été précieux, à Mme Wafaa KHAMMAR pour ses conseils et sa bonne humeur ainsi qu'à Mr Mourad BOURENANE pour sa bienveillance.

Aussi j'exprime mes remerciements à Mr Mohamed ZAMOUCI, Mr Abdeslem BAHET, Mr Nazim BENBEY, pour leur assistance et leur aide afin de réaliser ce projet.

Je remercie Mme Lydia GHEZALI pour son aide singulière, son dévouement et son amitié sans lesquels je n'aurais pu aboutir à ce travail.

Je saisis cette occasion pour destiner à mes professeurs ayant contribué à ma formation mes remerciements les plus sincères, ainsi qu'aux membres du jury qui ont bien voulu évaluer ce travail.

Que toute personne ayant participé de près ou de loin, à la réalisation de ce projet, veuille trouver ici mon témoignage de gratitude et de remerciements.

ملخص

يهدف هذا المشروع إلى دراسة أداء نظام تبريد الهواء المُستعمل في الإحتراق عن طريق تحليل المعلومات الملتقطة من طرف قسم الاستغلال لمحطة توليد الكهرباء المتواجدة في حجرة النوس. و ذلك لإبراز مدى منافع تبريد الهواء على اداء الماكينات الحرارية من نوع توربينات الغاز.

اضافة الى ذلك تمت دراسة مختلف الدورات الحرارية (دورة برايطون و دورة رانكين) من خلال استعمال برامج مثل رافروب و ماتلاب من اجل ابراز اداء نظام تبريد الهواء.

الكلمات الدالة : توربينات الغاز، نظام التبريد، دراسة الأداء، محطة توليد الكهرباء حجرة النوس، دورة حرارية، برايطون، رانكين.

Abstract

The aim of this study is to conduct a performance analysis of the inlet air cooling system installed to help gas turbines improve their output to fulfill the ever growing demand of electrical energy.

The data collected in the power plant helped us do an energy analysis of the cooling system as well as the Brayton and Rankine cycles of the combined cycle power plant. We were able to do this study using different softwares such as (REFPROP) to determine thermodynamic properties and (MATLAB) to program calculations.

Key words: Gas turbines, air cooling system, performance analysis, Hadjret Ennous power plant, thermodynamic, Bryton cycle, Rankine cycle.

Résumé

Le but de cette étude est d'analyser les performances du système de refroidissement d'air d'admission des turbines à gaz mis en place afin de répondre au besoin du réseau national en énergie électrique. Ce travail a été appliqué au système des chillers de la centrale électrique de Hadjret Ennous.

A travers les données relevées au niveau de la centrale, nous avons procédé à une analyse énergétique des chillers, puis à l'analyse thermodynamique des cycles de Brayton et Rankine du cycle combiné de la centrale. Ceci en utilisant différents logiciels de calcul de propriétés thermodynamiques (REFPROP) ainsi que le logiciel de programmation (MATLAB).

Mots clés : Turbines à gaz, système de refroidissement, analyse de performances, centrale électrique de Hadjret Ennous, thermodynamique, cycle de Brayton, cycle de Rankine.

TABLE DES MATIERES

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

NOMENCLATURE

INTRODUCTION GENERALE..... 11

CHAPITRE 1 : Présentation de l'entreprise General electric et la centrale Hadjret Ennous 13

Introduction	13
1.1. Le conglomérat GE	14
1.2. Historique de l'entreprise	14
1.3. GE en Algérie.....	15
1.4. GE Power en Algérie.....	16
1.5. Types de contrat de maintenance	17
1.5.1. Types d'inspections de maintenance	17
1.6. Présentation de la centrale électrique de Hadjret Ennous	19
1.7. Présentation du cycle combiné de la centrale de Hadjret Ennous.....	20
1.8. Configuration et équipements	21
1.8.1. Turbine à gaz.....	23
1.8.2. Chaudière de récupération	23
1.8.3. Condenseur	24
1.8.4. Turbine à vapeur	24
1.8.5. Transformateurs et poste de départ.....	25
1.8.6. Equipements connexes.....	25
Conclusion.....	26

CHAPITRE 2 : Etude du système de refroidissement de l'air à l'admission la centrale électrique Hadjret Ennous 27

Introduction	27
2.1. Les différents systèmes de refroidissement.....	28
2.1.1. Système de refroidissement par évaporation	28
2.1.2. Système de refroidissement par pulvérisation d'eau (brumisation).....	30
2.1.3. Système de refroidissement par "chillers"	30
2.2. Système de refroidissement Hadjret Ennous.....	32

2.2.1.	Emplacement des chillers dans la centrale Hadjret Ennous.....	32
2.2.2.	Description des chillers – Centrale Hadjret Ennous	32
2.2.3.	Principaux composants du système	34
2.2.4.	Liquide réfrigérant	35
2.2.5.	Fonctionnement du chiller	36
2.2.6.	Les différents modes de fonctionnement	37
2.2.7.	Description des divers circuits	38
2.2.7.2.	Petite boucle	38
2.2.7.3.	Circuit eau de mer	39
2.2.8.	Sélection des journées étudiées.....	39
2.3.	Méthode de calcul	40
2.3.1.	Présentation de REFPROP.....	40
2.3.2.	Analyse du cycle frigorifique.....	41
2.3.3.	Déroulement des calculs	42
2.3.3.1.	Identification des données.....	42
	Conclusion.....	46
	CHAPITRE 3 : Analyse des cycles thermodynamiques de la centrale Hadjret Ennous.....	47
	Introduction	47
3.2.	Etude de la turbine à gaz	48
3.2.1.	Bilan énergétique de la turbine à gaz	48
3.3.	Etude de la chaudière de récupération.....	51
3.3.1.	Description du circuit « vapeur ».....	51
3.3.2.	Bilans d'énergie dans chaudière	52
3.4.	Etude de la turbine à vapeur.....	58
3.4.1.	Bilan d'énergie de la turbine à vapeur	59
3.5.	Calcul de la puissance aux bornes de l'alternateur pour la tranche 3 :	60
3.6.	Calcul du rendement du cycle combiné	61
3.7.	Calcul du cycle à gaz sans tenir compte de l'effet des chillers	61
	Conclusion.....	62
	CHAPITRE 4 : Résultats et interprétations.....	63
	Introduction	63
4.1.	Présentation des résultats des chillers	64

4.2. Présentation des résultats des calculs de performance du cycle à gaz	65
4.3. Présentation des résultats des calculs de performance pour le cycle à vapeur.....	68
4.4. Performances du cycle combiné avec chillers en marche et sans chillers	70
CONCLUSION GENERALE	73
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	75
WEBOGRAPHIE.....	76
ANNEXES	77
ANNEXE A - Données relatives au cycle à gaz	78
ANNEXE B - Données relatives au cycle à vapeur	79
ANNEXE C - Programmes MATLAB relatifs aux calculs des bilans des turbines à gaz et à vapeur	81

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 - Activités de GE Power en Algérie.....	16
Figure 1-2 - Vue satellite de la centrale à cycle combiné Hadjret Ennous.....	20
Figure 1-3 - Schéma simplifié d'une centrale à cycle combiné à arbre unique.....	21
Figure 1-4 - Turbine à gaz GE de type "9FB".....	23
Figure 1-5 - Chaudière de récupération.....	23
Figure 1-6 - Turbine à Vapeur GE Alstom A15.....	24
Figure 2-1 - Média du refroidisseur par évaporation (à gauche).....	28
Figure 2-2 - Conduite de distribution de l'eau située en haut du média.....	28
Figure 2-3 - Système d'admission d'air équipé d'un refroidisseur évaporatif.....	29
Figure 2-4 - Injecteur haute pression de pulvérisation.....	30
Figure 2-5 - Système de pulvérisation d'eau.....	30
Figure 2-6 - Circuit du fluide frigorigène au sein du refroidisseur.....	31
Figure 2-7 - Emplacement des unités de chillers Centrale Hadjret Ennous.....	32
Figure 2-8 - Refroidisseur de liquide centrifuge.....	33
Figure 2-9- Ecran système.....	33
Figure 2-10 - Ecran compresseur principal.....	33
Figure 2-11 - Ecran condenseur.....	34
Figure 2-12 - Ecran évaporateur.....	34
Figure 2-13 - Vannes PRV du compresseur centrifuge.....	35
Figure 2-14 - Circuit de refroidissement de l'air.....	37
Figure 2-15 - Schéma détaillant le circuit de refroidissement de l'air.....	39
Figure 2-16 - Cycle frigorifique représenté sur un diagramme (p-h).....	41
Figure 3-1 - Cycle de Brayton (diagramme T-s).....	48
Figure 3-2 - Schéma simplifié d'une turbine à gaz (cycle ouvert).....	48
Figure 3-3 - Disposition des différents échangeurs au sein de la chaudière de récupération.....	52
Figure 3-4 - Volume de contrôle bilan global.....	53
Figure 3-5 - Volume de contrôle bilan section 1.....	53
Figure 3-6 - Volume de contrôle bilan section 2.....	54
Figure 3-7 - Volume de contrôle bilan section 6.....	54
Figure 3-8 - Volume de contrôle bilan section 5.....	55
Figure 3-9 - Volume de contrôle bilan section 4.....	56
Figure 3-10 - Volume de contrôle bilan section 3.....	57
Figure 3-11 - Cycle de Rankine à trois niveaux de pression.....	58
Figure 4-1 - Différentes températures à l'admission d'air.....	71
Figure 4-2 - Consommation électrique des chillers et différence de température à l'admission d'air.....	71
Figure 4-3 - Puissances électriques calculées avec chillers en marche et sans chillers et puissance relevée à la centrale (rapportées aux bornes alternateur).....	71

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1-1 - Sommaire des caractéristiques de la centrale	22
Tableau 1-2- Caractéristiques de la vapeur.....	24
Tableau 2-1 - Caractéristiques des journées sélectionnées	40
Tableau 2-2 - Données prélevées relatives aux chillers Hadrjet Ennos	43
Tableau 3-1 - Résumé des rendements utilisés dans le calcul de puissance	60
Tableau 4-1 – Performances des chillers	64
Tableau 4-2 - Performances du cycle à gaz avec chillers en marche.....	66
Tableau 4-3 - Performances du cycle à gaz en l'absence d'un système de refroidissement d'air d'admission.....	67
Tableau 4-4 - Grandeurs calculées pour le cycle à vapeur avec chiller.....	68
Tableau 4-5 - Grandeurs calculées pour le cycle à vapeur sans chiller	69
Tableau 4-6 - Grandeurs caractéristiques du cycle combiné (puissances et rendement thermique)	70

NOMENCLATURE

Symboles latins	Signification	Unité	Acronymes
c_p :	chaleur spécifique	kJ/kg.K	BP : Basse Pression
h :	enthalpie	kJ/kg	BT : Basse Température
\dot{m} :	débit massique	kg/s	C : Chambres de combustion
p :	pression	kPa	CC : Cycle Combiné
\dot{Q} :	charge frigorifique	kW	CG : Cycle à Gaz
s :	entropie	kJ/kg.K	CSA : Customer Service Agreement
T :	température	K ou °C	D : Détente
\dot{V} :	débit volumique	m ³ /s	DB : Duct burner
v :	volume spécifique	m ³ /kg	ED : eau déminée
\dot{W} :	puissance électrique	kW ou MW	EG : eau glacée
x :	titre		GE : General Electric
			HP : Haute pression
			Heat Recovery Steam
Symboles grecs			HRSG : Generator
Δ :	différence		HT : Haute Température
η :	rendement		M : Mécanique
ρ :	masse volumique	kg/m ³	MMP : Multi-year Maintenance Plan
τ :	taux		MP : Moyenne Pression
			N/A : Non Applicable
Abréviations			O&M : Operation and Maintenance
alt :	alternateur		PC : Post Combustion
amb :	ambiante		PCI : Pouvoir Calorifique Inferieur
atm :	atmosphérique		PRV : Pre Rotation Vannes
aux :	auxiliaires		R : Réfrigérant
comp :	compresseur		s : Isentropique
			Sharikat Kahraba Hadjret
ECON :	économiseur		SKH : Ennous
EVAP :	évaporateur		SKS : Sharikat Kahraba Skikda
RCH :	resurchauffeur		TG : Turbine à Gaz
ref :	refroidissement		TV : Turbine à vapeur
SRCH :	surchauffeur		Tx : Transactionnal

INTRODUCTION GENERALE

De nos jours, l'importance des turbines à gaz dans la production d'électricité, n'est plus à démontrer. Dans les conditions ISO, les rendements énergétiques des turbines à gaz en cycle simple sont typiquement de 30 %. Diverses techniques peuvent être utilisées pour améliorer les performances de la turbine à gaz. La plus aboutie d'entre elles demeure celle consistant à lui combiner une turbine à vapeur. Une telle opération a donné naissance à des générations de centrales à cycle combiné, dont la dernière peut atteindre des rendements énergétiques proches de 60%.

Cependant, que la turbine opère en cycle simple ou en cycle combiné, ses performances sont compromises dans des conditions de température et d'humidité ambiantes élevées. En effet, les turbines à gaz étant des machines à débit volumique constant, leur puissance nette décroît quand la densité de l'air, et par conséquent le débit massique diminuent, à température ambiante ou humidité élevée. Typiquement, pour chaque hausse de 1°C de température ambiante, la puissance nette de la turbine à gaz décroît de 0.5 à 0.9 % selon l'humidité de l'air, la borne supérieure de cet intervalle étant pour les humidités élevées.

Par conséquent, des refroidisseurs évaporatifs, des systèmes frigorifiques à absorption ou des systèmes frigorifiques à compression de vapeur sont généralement utilisés pour refroidir l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Le refroidissement évaporatif exige un approvisionnement en eau déminéralisée, les systèmes frigorifiques à absorption nécessitent la disponibilité d'une source de chaleur suffisamment exégétique et le système à compression de vapeur est énergivore. C'est pourtant ce dernier système qui a été adopté sur la centrale à cycle combiné de Hadjret Ennous, pour au moins maintenir la condition de température ISO à l'entrée du compresseur et s'assurer d'être à tout moment en mesure d'offrir la garantie d'une puissance égale à la nominale.

Dans le cas de la centrale de Hadjret Ennous, il n'était pas envisageable de recourir au refroidissement évaporatif, car l'humidité y est en général élevée et un tel système ne serait pas suffisamment efficace dans ces conditions. Il n'était pas non plus commode de recourir au système à absorption, étant donné que la seule source de chaleur utilisable pour un tel système, soit les gaz d'échappement de la turbine à gaz, était mieux exploitée dans la chaudière de récupération pour produire la vapeur destinée au cycle de Rankine.

On se pose alors la question de savoir si les conditions climatiques à Hadjret Ennous sont suffisamment sévères pour justifier l'utilisation d'un système frigorifique à compression de vapeur, afin de refroidir l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Autrement dit, le recours à un tel système, précisément à cet endroit, est-il justifié par la réalisation de gains substantiels en termes de puissance et de rendement, ou bien permet-il seulement de maintenir la production d'une puissance garantie pour le consommateur ?

Ces questions s'inscrivent d'une façon plus générale dans le cadre du contrat d'installation et de maintenance de dix nouvelles centrales de production d'électricité réparties sur le territoire national, conclu entre General Electric d'une part, et la société nationale de l'électricité et du gaz

(Sonelgaz) de l'autre. Il est intéressant d'analyser les avantages que présente chacune des solutions qu'il est possible d'appliquer pour améliorer les performances de la turbine à gaz, utilisée seule ou en cycle combiné, afin de déterminer la solution optimale à adopter pour chacun des sites de ces dix centrales.

Ce projet s'insèrera donc dans ce contexte. En effet, à travers notre travail, nous procéderons à l'analyse des performances du système de refroidissement de l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz du cycle combiné de la centrale de Hadjret Ennous. Le principal avantage d'un tel type de système, est que le refroidissement qu'il génère n'est pas influencé par le changement des conditions de température et d'humidité ambiantes.

Le présent document est structuré de la manière suivante :

Tout d'abord, nous présenterons dans le premier chapitre, l'entreprise General Electric où ce stage de fin d'études a été effectué, et ce à travers la présentation de ses différents business, plus particulièrement le business GE Power dans lequel s'insère notre travail. Ensuite nous aborderons, dans un second temps, la description de la centrale électrique de Hadjret Ennous et de ses équipements principaux, dont fait partie le système de refroidissement étudié.

Le deuxième chapitre traitera du système de refroidissement de manière plus détaillée. Nous introduirons les différents types de systèmes de refroidissement utilisés dans les centrales de production d'électricité, ensuite, nous décrirons le système de refroidissement installé à Hadjret Ennous ; ses principaux composants ainsi que les différents circuits le constituant. Après quoi, nous présenterons les données relevées au niveau de la centrale et la méthode de calcul utilisée en faisant intervenir ces données.

Dans le troisième chapitre, il sera question d'étendre notre travail à l'étude du cycle combiné. Aussi, nous commencerons d'abord par l'analyse du cycle à gaz, suivie de la chaudière de récupération, pour terminer avec la turbine à vapeur.

Enfin, nous assemblerons, au chapitre 4, les résultats auxquels nous sommes parvenus à travers le déroulement des calculs exposés dans le deuxième et le troisième chapitre pour ensuite les interpréter et mener notre analyse de performances à bout.

CHAPITRE 1

Présentation de l'entreprise General Electric et la centrale Hadjret Ennous

Introduction

Le présent travail étant effectué au sein de GE Power Algérie, ce chapitre sera consacré en partie à la présentation de l'entreprise General Electric. Son évolution à travers les siècles lui a permis d'élargir son champ de compétences grâce au déploiement de ses technologies dans plusieurs secteurs, lui octroyant ainsi un positionnement mondial privilégié, notamment le business GE Power, considéré comme l'un des plus importants de par son chiffre d'affaires mais aussi, grâce à son degré d'implantation à l'échelle mondiale.

Etant présente en Algérie depuis près de 40 ans, GE fournit en plus des prestations de services, des équipements pour les nombreuses centrales de production d'électricité de SONELGAZ dont celle de Hadjret Ennous considérée comme étant stratégique. En effet, le contrat de maintenance en vigueur entre GE et SKH (Sharikat Kahraba Hadjret Ennous) est de type « CSA » impliquant une collaboration à long terme entre ces deux entités (20 ans), de surcroît, SKH contribue avec un taux de 10 % à l'approvisionnement de l'ensemble du réseau électrique national. Aussi, celle-ci est d'autant plus importante que les principaux équipements, à savoir les turbines à gaz et les turbines à vapeur, sont manufacturées par General Electric. Ceci nous mène à présenter la centrale dans la seconde partie de ce chapitre.

1.1. Le conglomérat GE

La General Electric Company est une société de technologie et de services financiers qui développe et fabrique des produits pour la production, la transmission, la distribution, le contrôle et l'utilisation de l'électricité. Ses produits et services comprennent les moteurs d'avions, la production d'électricité, l'imagerie médicale, le financement des entreprises et des consommateurs et les produits industriels.

La société exerce ses activités dans huit secteurs : énergie (*GE Power*), pétrole et gaz (*GE Oil & Gas*), gestion de l'énergie (*GE Renewable Energy*), aviation (*GE Aviation*), soins de santé (*GE Healthcare*), transport (*GE Transportation*), appareils et éclairage (*GE Energy Connection and Lighting*) et les finances (*GE Capital*).

1.2. Historique de l'entreprise

General Electric Company, géant du secteur de l'énergie, est une multinationale résultant de la fusion des deux entreprises Thompson-Houston Company et General Electric Company en 1892. Depuis sa création, General Electric n'a cessé de se développer pour devenir l'un des acteurs les plus importants dans plusieurs domaines d'activités. Son histoire a été marquée par plusieurs événements, parmi lesquels ceux cités ci-dessous :

- 1895 : Première mise en marche de trains électriques en remplacement des trains à vapeur.
- 1903 : Installation de la plus grande turbine à vapeur 5000 kW single-shaft.
- 1929 : Mise en place de la plus importante unité de production d'électricité à Hammond, Indiana.
- 1942 : Basé sur un design de Sir Frank Whittle, le moteur I-A lance effectivement l'Amérique dans l'âge du moteur à réaction. Propulsé par deux turboréacteurs GE I-A, le Bell XP-59 Airacomet devient le premier avion à réaction américain réussi en
- 1949 : La première turbine à gaz pour production d'électricité est expédiée à Oklahoma Gas & Electric.
- 1957 : GE développe le J93, le premier moteur à fonctionner à trois fois la vitesse du son, alimentant le bombardier expérimental de l'USAF XB-70.
- 1999 : General Electric rachète à ALSTOM son département Turbines à Gaz travaillant jusque-là sous licence GE.
- 2013 : Rachat de Lufkin Industries, entreprise spécialisée dans les transmissions et le pompage pour l'industrie pétrolière et gazière.
- 2015 : Intégration totale de l'entreprise ALSTOM.
- 2016 : Acquisition de GE water pour le compte de Suez.

1.3. GE en Algérie

Le groupe GE est présent depuis 40 ans en Algérie. En effet il mène ses activités en partenariat ou sous contrats avec les sociétés algériennes dans différentes branches d'activités. Ci-dessous sont citées les différentes filiales de GE ainsi que leurs partenaires et clients et les types de services et produits offerts.

GE Aviation

- GE Aviation a fourni Air Algérie pendant 25 ans et a équipé presque 70 % de sa flotte d'avions en moteurs évolués, développés par GE et ses partenaires. GE assiste également Tassili Airlines, une filiale commune d'Air Algérie et de Sonatrach. En 2012, environ 2,9 millions de passagers ont été transportés par des avions motorisés par GE et ses partenaires.

GE Healthcare

- GE Healthcare fournit des solutions avancées aux différents hôpitaux du pays, traduites par 2200 équipements de soins déployés sur tout le territoire. GE a ouvert le Centre d'Applications Médicales Avancées, le premier du genre en Algérie. Il possède technologies et équipements médicaux avancés de GE qui seront déployés pour dispenser une formation professionnelle continue (destinée aux radiologues, médecins et techniciens).

GE Oil & Gas

- En tant que l'un des plus gros producteurs et exportateurs de pétrole de la région, le besoin en équipement de turbomachinerie puissants et fiables est évident. C'est pour cela que GE, en partenariat avec Sonatrach et Sonelgaz, a créé ALGESCO, un centre de maintenance de turbomachinerie situé à Boufarik. Créé initialement à Hassi R'mel en 1993, il est le plus grand site GE de ce genre au monde.

GE Power

- En 2003, La Société Algérienne de Production de l'Electricité (SPE), filiale du groupe Sonelgaz, a signé un contrat avec GE pour la fourniture d'équipements de génération d'énergie et les services connexes à six nouvelles centrales électriques à cycle combiné. Ces usines produiront plus de 8 GW d'électricité, à un coût accessible pour plus de 8 millions de ménages. Les centrales électriques augmenteront la capacité énergétique du pays de presque 70 %.

GE Transportation

- En Algérie, GE Transportation est un partenaire de longue date de la SNTF, celle-ci étant en train d'appliquer un large programme de mise à niveau du réseau. Ce programme inclut le doublage des voies, des mises à niveau, des remises à neuf de la signalisation, la reconstruction de certaines voies ferrées et l'électrification, soit tous les domaines d'expertise de GE Transportation.

1.4. GE Power en Algérie

Le secteur d'activités de la branche GE Power en Algérie peut être résumé dans l'organigramme ci-dessous :

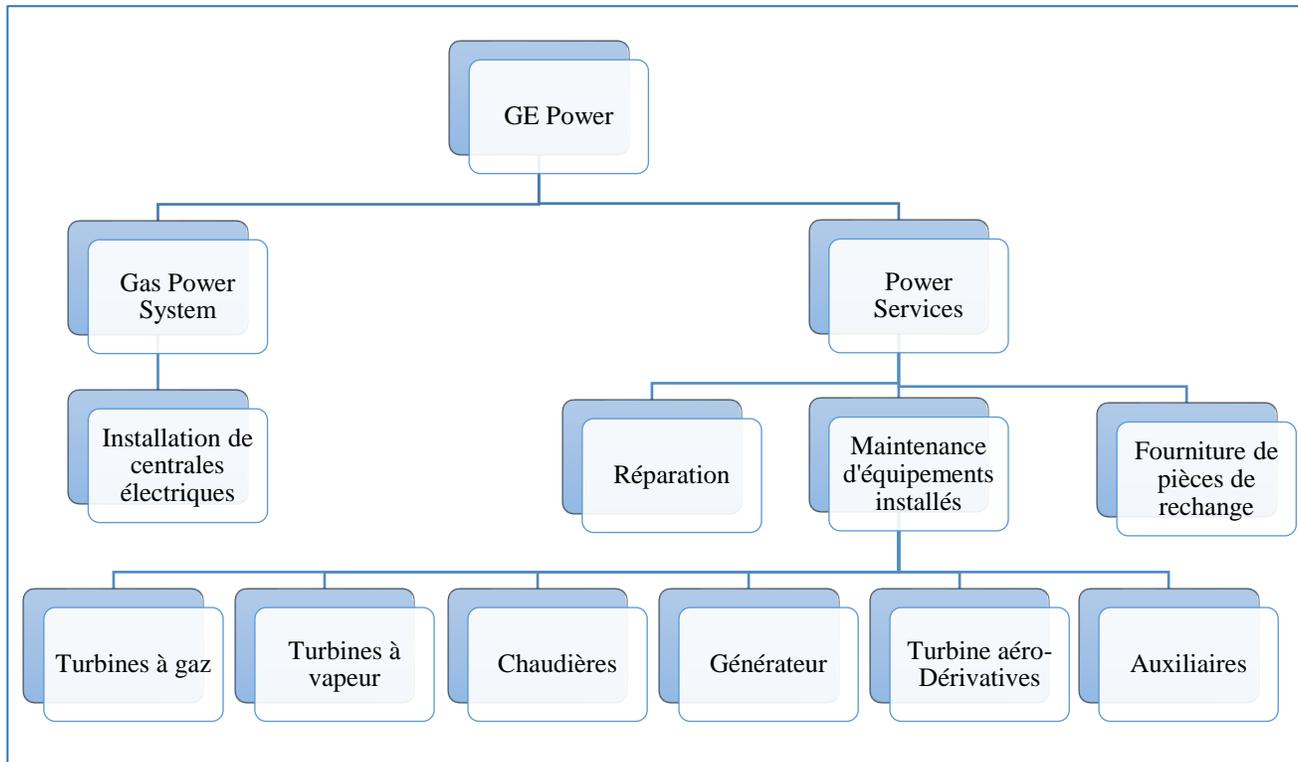


Figure 1-1 - Activités de GE Power en Algérie

Comme le montre l'organigramme précédent, GE Power à travers ses deux filiales offre un portefeuille de services varié comportant l'installation de centrales de production d'électricité, la maintenance et les réparations ainsi que les solutions de mise à niveau et d'optimisation des équipements suscités.

Le rôle de la maintenance est crucial pour assurer la disponibilité et la fiabilité des trains de turbines qui, en termes de production d'électricité, se traduit par la maximisation des bénéfices et l'évitement du risque de blessures du personnel et de dommages aux équipements.

Pour ce faire, GE Power – Power Services propose ses services selon quatre types de contrat de maintenance.

1.5. Types de contrat de maintenance

Nous pouvons classer les différents contrats de maintenance cités dans 1.4 en quatre catégories détaillées ci-dessous :

- **Contrat de maintenance transactionnel Tx** : C'est une réponse à une demande ponctuelle du client, ce contrat répond à un besoin précis de ce dernier. Par exemple, lors d'une inspection de combustion (CI), la responsabilité du constructeur se limite à fournir au client les prestations en accord avec l'étendue de fourniture spécifiée dans le contrat. Une fois les travaux terminés, outre la responsabilité légale de garantie, le constructeur aura complété toutes ses obligations vis-à-vis du client.

- **Multi-Year Maintenance Plan MMP** : Le contrat MMP est un engagement à long terme (3 ans et plus), durant lequel le constructeur s'engage vis-à-vis du client sur les prix des pièces et des services ainsi que sur les délais d'exécution. Ce type de contrat permet au client de gérer la maintenance de sa centrale en maîtrisant ses coûts et sa planification de maintenance.

- **Contractual Service Agreement CSA** : C'est un engagement de plus longue durée que le MMP. Il fournit un support de maintenance complet de la part du constructeur. A travers un contrat de type CSA, le constructeur est responsable de la maintenance de la turbine à gaz ainsi que de ses équipements directs (alternateur et/ou turbine à vapeur) et s'engage vis-à-vis du client à garantir les performances suivantes : disponibilité, dégradation de la consommation et de la puissance.

- **Operation and Maintenance O&M** : Tout comme le contrat de type CSA, le contrat O&M est un engagement à long terme qui propose au client les mêmes services qu'un contrat CSA mais également la gestion complète de la centrale par le personnel du constructeur. Le contrat O&M fournit au client le plus haut niveau de participation et d'engagement de la part du constructeur. La centrale reste toutefois la propriété du client.

Durant ces contrats, GE propose ses interventions sous forme d'inspections, qu'elles soient planifiées ou non, il en existe trois types.

1.5.1. Types d'inspections de maintenance

La disponibilité des équipements industriels ainsi que le coût de leur maintenance représentent deux des préoccupations les plus importantes pour leur propriétaire. D'où la nécessité de la mise en place d'un programme de maintenance efficace prenant en compte les priorités de l'installation, les recommandations du fabricant quant au nombre et aux types d'inspections ainsi que la planification des pièces de rechange.

Ces inspections d'entretien peuvent être classées en trois grandes catégories :

- **Inspection de veille** : Les inspections de veille sont effectuées au cours des périodes hors pointe où l'unité n'est pas en fonctionnement et elle inclut l'entretien courant des systèmes accessoires ainsi que l'étalonnage des dispositifs (installation de batterie, changement des filtres, la vérification des niveaux d'huile et d'eau...).

- **Inspection d'exploitation** : L'inspection d'exploitation se fait en observant des paramètres d'exploitation importants pendant le fonctionnement de la turbine. Elle commence par l'établissement des données d'exploitation de base pendant le démarrage initial d'une nouvelle unité et après toute intervention majeure de démontage. Cette base sert ensuite de référence qui permet de mesurer la détérioration ultérieure de l'unité.

- **Inspection de démontage** : L'inspection de démontage implique l'ouverture de la turbine pour inspecter des composants internes, exécutée à différents degrés, à savoir :
 - **Inspection boroscopique** : L'inspection boroscopique est une petite inspection prévue à intervalles réguliers menant à l'inspection majeure. Elle permet l'inspection visuelle des composants critiques, y compris le trajet des gaz chauds. Les informations recueillies lors des inspections précédentes sont cruciales pour planifier les inspections ultérieures en surveillant la dégradation et l'usure des composants pour permettre la sélection d'une fenêtre d'intervention appropriée.

 - **Inspection de combustion** : L'inspection de combustion est une inspection à l'arrêt relativement courte qui consiste à remplacer les tubes de flamme, les pièces de transition, les injecteurs de combustible et les couvercles d'extrémité. L'inspection, l'entretien et les réparations appropriés de ces éléments contribueront à prolonger la durée de vie des parties en aval, telles que les directrices et les aubes.

 - **Inspection de la veine gazeuse** : Le but d'une inspection de la veine gazeuse est d'examiner les pièces exposées aux températures élevées des gaz chauds dégagés par le processus de combustion. Elle comporte l'ensemble de l'inspection de combustion ainsi qu'une inspection détaillée des directrices de la turbine, des protections du stator et des aubes de la turbine.

 - **Inspection majeure** : Une inspection majeure consiste à examiner tous les composants internes rotatifs et fixes, de l'admission de la machine jusqu'à l'échappement. Cette inspection inclut des éléments précédents issus des inspections de combustion et de la veine gazeuse, en plus de l'ouverture complète du compresseur.

1.6. Présentation de la centrale électrique de Hadjret Ennous

Shariket Kahraba Hadjret Enouss Spa (SKH Spa) résulte d'un partenariat entre cinq (05) entités indépendantes, dans le cadre de la nouvelle loi algérienne sur l'électricité et la distribution publique de gaz par canalisations. Ses actions se répartissent comme suit :

- 26 % SNC
- 25 % Mubadala Development Company
- 17,15 % Sonelgaz
- 17,15 % Sonatrach
- 14,70 % Algerian Energy Company (AEC)

Les travaux de construction débutent en Juin 2006 et prennent fin en 2008 avec une mise en opération de la première tranche de la centrale en Aout de la même année. La centrale a une puissance nette d'environ 1 200 MW (garantie à 30°C - combustible gaz naturel) ou 840 MW (Combustible gasoil comme combustible de secours).

Celle-ci est située dans la Wilaya de Tipaza à une distance d'environ 60 km à l'ouest d'Alger et environ 12 km à l'ouest de Cherchell. Elle est limitée au sud par la route nationale numéro 11, à l'ouest par une piste, à l'est par Oued Arbal et au nord par la mer Méditerranée.

Le site possède une superficie d'environ 35 hectares, occupée par plusieurs bâtiments dont trois principaux, abritant chacun un train turboalternateur, auquel est jointe une chaudière de récupération. Les autres bâtiments de la centrale contiennent les unités pour le traitement de l'eau, le poste de départ, les bureaux pour l'administration et la salle de contrôle, les équipements d'entretien et les entrepôts.

La centrale est conçue pour être exploitée toute l'année en charge de base pour répondre à la demande d'énergie vers un réseau général interconnecté. Sur une base annuelle, la centrale génère au maximum environ 10 TWh, ce qui correspond à une disponibilité de 94 % ou à 8 234 heures de fonctionnement par année. [1]



Figure 1-2 - Vue satellite de la centrale à cycle combiné Hadjret Ennoss

1.7. Présentation du cycle combiné de la centrale de Hadjret Ennoss

Les centrales à cycle combiné sont reconnues pour produire un rendement net élevé, soit environ 56% rapporté au pouvoir calorifique inférieur du combustible (PCI). Ce rendement est obtenu en récupérant la chaleur des gaz d'échappement de la turbine gaz (ou turbine à combustion) au travers des chaudières de récupération afin de produire de la vapeur haute pression, celle-ci entraîne une turbine à vapeur. Les gaz d'échappement ainsi refroidis sont finalement évacués dans l'atmosphère à une température qui peut descendre sous les 100 °C par des cheminées.

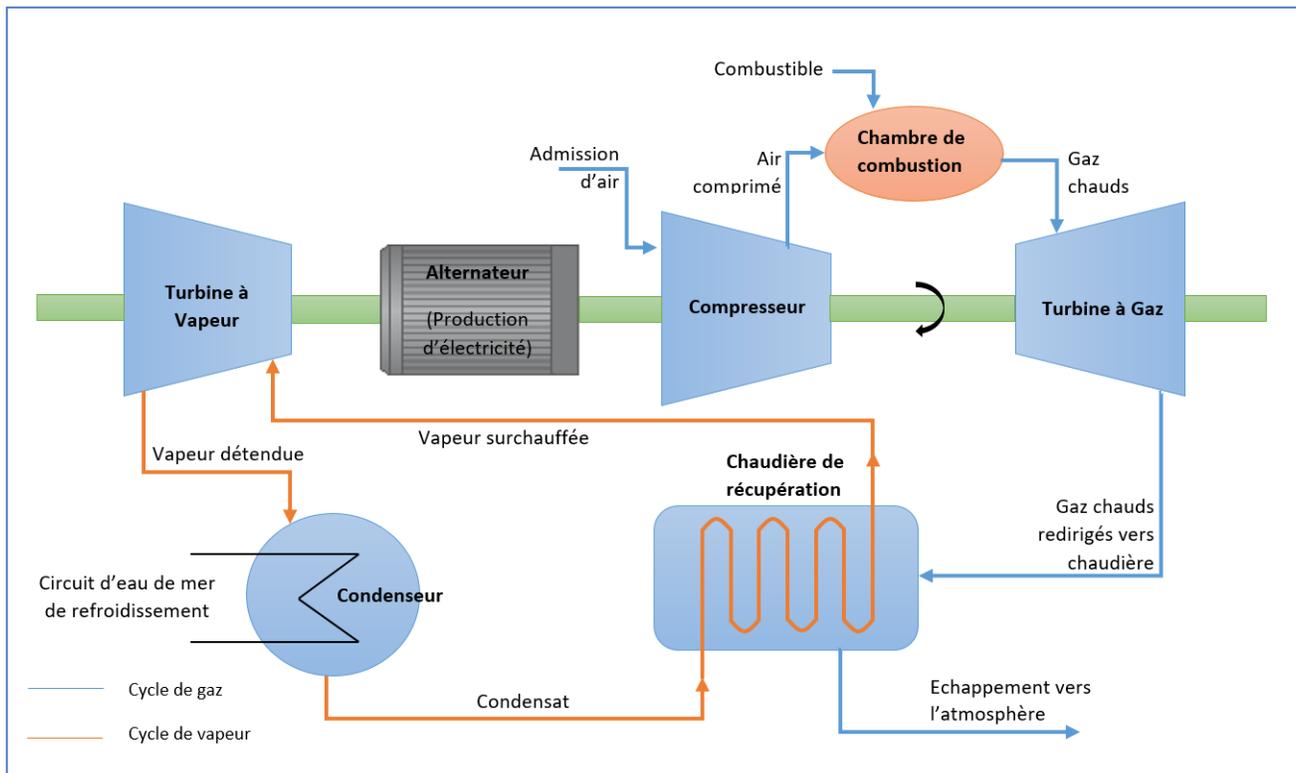


Figure 1-3 - Schéma simplifié d'une centrale à cycle combiné à arbre unique

La vapeur haute pression détendue dans la TV est par la suite condensée par circulation d'eau froide dans un condenseur. Le condensat est retourné à la chaudière de récupération pour s'y évaporer de nouveau, bouclant ainsi le cycle vapeur.

En général, pour ce type de centrale, environ 2/3 de l'électricité sont produits par les turbines à gaz alors que les turbines à vapeur produisent le 1/3 restant.

Le combustible principal de la centrale de Hadjret Ennous est le gaz naturel, et le combustible de secours, le Gasoil. L'exploitation de la centrale nécessite approximativement $2 \cdot 10^9 \text{ m}^3$ de gaz naturel par année, livré au site par l'intermédiaire d'une conduite de gaz haute pression installée par Sonelgaz. Cette conduite, passe par une station de gaz naturel (poste de comptage) localisée à proximité de Oued Arbal. Un poste de détente et une station de mesure installés sur le site de la centrale assurent l'ajustement définitif de la pression d'alimentation en gaz naturel.

1.8. Configuration et équipements

La centrale présente une configuration générale à arbre unique (single shaft). Elle est pourvue des composantes principales suivantes :

- Turbines à gaz ;
- Alternateurs ;

- Chaudières de récupération ;
- Turbines à vapeur ;
- Station de pompage ;
- Condenseur ;
- Système de refroidissement ;
- Transformateurs élévateurs et poste de départ ;
- Equipements connexes.

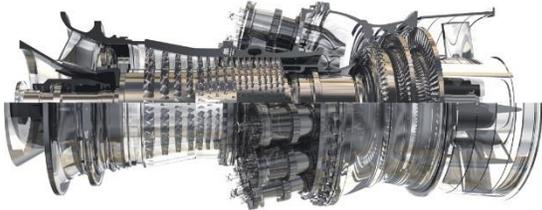
Dans une configuration à arbre unique, la turbine à gaz et la turbine à vapeur sont assemblées sur un arbre commun et par conséquent, elles entraînent un seul alternateur. Le tableau ci-dessous présente un sommaire des caractéristiques de la centrale à cycle combiné de Hadjret Ennous.

Tableau 1-1 - Sommaire des caractéristiques de la centrale

Caractéristiques	
Type de configuration	Arbre unique
Modèle de turbine	PG9371FB
Puissance brute générée par les turbines à gaz(MW)	3 x 425
Puissance brute générée par les turbines à vapeur (MW)	
Puissance brute totale générée ⁽¹⁾ (MW)	1275
Puissance totale nette (MW) (garantie à 30°C)	1227
Consommation de gaz naturel par turbine (t/h)	57,24
Consommation de gaz naturel par bruleurs d'appoint (t/h)	7,0
Vapeur générée par les chaudières de récupération (t/h)	3 x 381
Débit d'eau de circulation (m ³ /h)	84000
Equipement intérieur :	
- Alternateurs	3
- Condenseur	3
- Turbines à combustion	3
- Turbine à vapeur	3
Autres équipements intérieurs :	
- Systèmes auxiliaires	Oui
- Unité de déminéralisation d'eau	Oui
Equipement extérieur :	
- Chaudières de récupération	3
- Cheminées	3
- Poste de départ	3
- Transformateurs	3
- Unité de dessalement de l'eau de mer	2

1.8.1. Turbine à gaz

Le modèle des turbines à gaz installées est le PGS371FB de General Electric. Elles sont dotées d'un système de combustion étagée avec pré-mélange du combustible avec l'air ainsi que d'un système de suivi des dynamiques de combustion.



Ces turbines sont reliées à un alternateur à excitation statique refroidi à l'hydrogène (capacité nominale 330 MVA, fréquence 50Hz, tension de sortie 15,75-17,5 kV).

L'admission d'air des turbines est dotée de plusieurs étages de filtration ainsi que d'un système de refroidissement d'air.

Figure 1-4 - Turbine à gaz GE de type "9FB"

1.8.2. Chaudière de récupération

Les trois turbines à gaz de la centrale sont chacune équipées d'une chaudière de récupération de chaleur (HRSG - Heat Recovery Steam Generator) avec ballons et surchauffeurs, incluant des brûleurs d'appoint. La chaudière de récupération produit de la vapeur à trois niveaux de pression différents, ce qui permet une récupération très poussée de l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement en limitant au maximum les pertes d'énergie à la cheminée. Les chaudières de récupération sont installées à l'extérieur des bâtiments principaux.



Figure 1-5 - Chaudière de récupération

Le tableau suivant présente les caractéristiques typiques de la vapeur produite par chaque étage de pression.

Tableau 1-2- Caractéristiques de la vapeur

	Paramètres	Unités	PG9371FB
			Gaz naturel
Haute pression	Pression	bar	175
	Température	°C	565
Moyenne pression	Pression	bar	50
	Température	°C	565
Basse pression	Pression	bar	25
	Température	°C	302

1.8.3. Condenseur

Chaque TV est munie d'un condenseur à faisceau tubulaire dans lequel la vapeur saturée, provenant de la turbine, se condense via un échange de chaleur avec l'eau de mer. L'alimentation en eau de circulation est assurée par la station de pompage reliée à la mer par un canal ouvert. L'eau ayant circulé dans le condenseur est rejetée en totalité dans la mer par 3 émissaires. L'eau condensée, qui circule en circuit fermé, est retournée aux chaudières de récupération afin d'y être de nouveau évaporée, pressurisée et surchauffée aux conditions requises par la TV.

1.8.4. Turbine à vapeur

Les turbines à vapeur installées dans la centrale de Hadrjet Ennous sont de type « à condensation avec resurchauffe ». La vapeur haute pression produite dans les chaudières de récupération est injectée dans les turbines où elle est détendue.



Figure 1-6 - Turbine à Vapeur GE Alstom A15

Cette vapeur passe donc par une vanne haute pression, entre dans le corps HP et se détend jusqu'à la sortie de ce dernier puis elle retourne à la chaudière pour être resurchauffée. Arrivant de la chaudière, la vapeur passe par les vannes interceptrices moyenne pression et entre dans le corps MP-BP. En plus de cette vapeur, il existe une

arrivée de vapeur basse pression, au niveau du corps BP.

1.8.5. Transformateurs et poste de départ

Afin d'élever la tension de livraison à 400 kV, un poste de départ est installé dans un bâtiment situé au sud de chacun des trois bâtiments abritant les turbines. Ce poste comprend principalement trois transformateurs élévateurs de tension et différents appareils de commande. Chacun de ces transformateurs contient environ 60 000 litres d'huile de refroidissement et est installé au-dessus d'une cuvette de rétention munie d'un lit coupe-feu fait de pierre concassée, afin de contenir tout déversement accidentel.

1.8.6. Equipements connexes

En plus des équipements cités précédemment (turbine à gaz, turbine à vapeur, chaudière, etc.), il existe plusieurs systèmes tout aussi nécessaires au bon fonctionnement de la centrale.

• Système d'approvisionnement en eau

L'approvisionnement en eau nécessaire à la centrale se fait à partir d'un canal ouvert qui conduit l'eau de mer vers une station de pompage. En amont de la station de pompage, un grillage métallique amovible sert à minimiser l'introduction des débris de grandes dimensions, le reste est bloqué par des dégrilleurs et des tamis rotatifs. Les pompes verticales de circulation d'eau (pour le condenseur) et les pompes de refroidissement auxiliaires y sont installées.

La majeure partie de l'eau de mer, est utilisée directement dans le procédé, sans être dessalée, comme eau de circulation pour le condenseur (utilisation principale) et pour le refroidissement des systèmes auxiliaires. L'autre partie passe dans le système de dessalement avant d'être utilisée dans le procédé comme :

- Eau d'appoint pour les chaudières de récupération (après traitement de déminéralisation) ;
- Eau de service (nettoyage des équipements, planchers, etc.) ;
- Eau de protection incendie ;
- Eau potable.

• Procédé de déminéralisation de l'eau

L'eau d'appoint des chaudières de récupération est déminéralisée afin d'éviter l'entartrage des tubes des échangeurs de chaleur. L'unité de déminéralisation possède deux (2) chaînes de traitement installées en parallèle qui fonctionnent en alternance afin d'assurer une production continue d'eau déminéralisée pendant la régénération des lits résiniques. Deux réservoirs hors terre d'eau déminéralisée de 600 m³ permettent d'absorber les pointes de demande.

• Système de traitement des purges des chaudières

Les purges des chaudières sont dirigées vers un réservoir pour y être mélangée avec les autres eaux usées, avant d'être neutralisées pour obtenir un pH entre 6,0 et 8,5 et rejetées dans l'émissaire. Un

coagulant est ajouté pour améliorer l'efficacité de la décantation et réduire son contenu en matières en suspension.

- **Génératrices de secours**

La centrale est équipée d'un ensemble de neuf génératrices, ayant chacune une capacité d'environ 2,0 MW, qui permettent d'alimenter les composantes critiques de la centrale dans l'éventualité d'un arrêt d'urgence ainsi que pour le redémarrage de la centrale. Ces génératrices sont alimentées au diesel. [1]

Conclusion _____

Dans ce premier chapitre, nous avons présenté le groupe GE et ses activités dans le monde et en Algérie, puis nous avons présenté brièvement le cadre général dans lequel s'inscrit notre travail qui nous a été proposé par GE Power, à savoir la centrale à cycle combiné de Hadjret Ennous. A présent, dans le chapitre 2, nous allons étudier de façon plus détaillée le système de refroidissement de l'air à l'admission de la centrale pour en déterminer l'impact sur les performances de la centrale.

CHAPITRE 2

Etude du système de refroidissement de l'air à l'admission la centrale électrique Hadjret Ennous

Introduction

La baisse de l'efficacité des centrales pendant les saisons d'été soulève des préoccupations liées aux pannes d'électricité et aux pannes de courant. La solution à de tels problèmes est l'ajout de capacité.

Cependant, cet ajout soit par la construction de nouvelles centrales électriques, soit par l'installation de turbines supplémentaires, est à la fois exigeant en capital et en temps. Ce qui conduit les compagnies de fabrication de turbines à opter plutôt pour l'installation de systèmes de refroidissement à l'entrée des turbines à gaz.

Les systèmes de refroidissement à l'entrée de turbines offrent une augmentation de puissance rentable. Les refroidisseurs mécaniques et les technologies d'évaporation, sont aujourd'hui largement adoptés par les producteurs d'énergie et les fabricants de turbines à gaz pour améliorer les performances de ces turbines, en particulier pendant les périodes estivales.

2.1. Les différents systèmes de refroidissement

Les systèmes de refroidissement d'entrée sont une option bénéfique pour les applications où des opérations importantes surviennent pendant des journées plus chaudes, associées à une faible humidité relative. L'air plus frais est plus dense, ce qui donne un débit massique plus élevé au compresseur. Il en résulte une augmentation de la production et de l'efficacité de la turbine.

Plusieurs systèmes de refroidissement sont utilisés, parmi lesquels nous pouvons citer :

- Système de refroidissement par évaporation ;
- Système de refroidissement par pulvérisation d'eau ;
- Système de refroidissement par "chiller" ;

2.1.1. Système de refroidissement par évaporation

- *Description* : Le système de refroidissement par évaporation convertit la chaleur sensible en chaleur latente sans modifier la chaleur totale du mélange d'air. L'air plus frais, donc plus dense, confère à la turbine un débit massique et un rapport de pression plus élevés, ce qui entraîne une augmentation de la puissance et du rendement. L'augmentation de puissance résultant du refroidissement par évaporation dépend du type de turbine, de l'altitude et des conditions météorologiques locales (température et humidité).



Figure 2-1 - Média du refroidisseur par évaporation (à gauche)



Figure 2-2 - Conduite de distribution de l'eau située en haut du média

L'élément principal du refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, il est en papier ondulé sous forme de nid d'abeille. L'eau s'écoule par un système de distribution positionné au-dessus du média. L'efficacité des refroidisseurs évaporatifs avec média humidifié peut atteindre jusqu'à 90%.

Il faut noter que l'ajout d'un refroidisseur par évaporation provoque une chute de pression supplémentaire dans les conduits d'entrée. Ce système nécessite un approvisionnement en eau traitée convenablement. À basse température, le système doit être désactivé et drainé pour éviter le risque de givrage. [2]

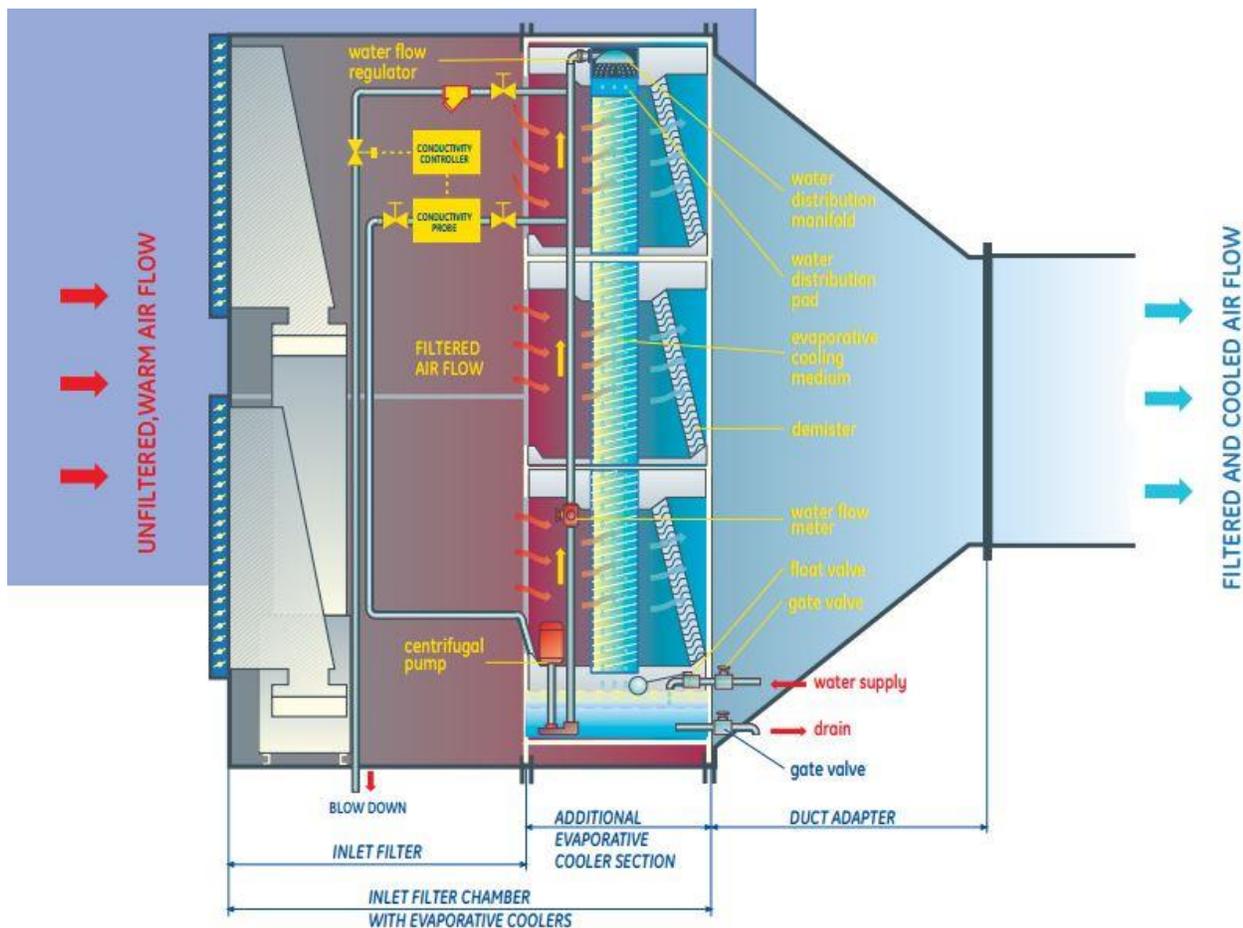


Figure 2-3 - Système d'admission d'air équipé d'un refroidisseur évaporatif

- **Fonctionnement** : L'eau est pompée d'un réservoir au bas du module vers un en-tête au-dessus du média d'échange de chaleur (série de surfaces ondulées en papier de cellulose traité). Un système de pulvérisation mouille le haut du média et l'eau traverse ses canaux, qui sont constitués de couches ondulées de matériau fibreux.

Les couches de canaux dans le média contiennent alternativement de l'eau et de l'air. L'eau coule à travers les canaux par gravité, en mouillant le matériau des murs où une partie s'évapore dans

l'air. L'eau excédentaire est collectée dans un réservoir avec de l'eau d'appoint. Le niveau est maintenu au moyen d'une soupape qui admet l'eau d'appoint lorsque l'eau descend en dessous d'un niveau prédéfini.

2.1.2. Système de refroidissement par pulvérisation d'eau (brumisation)

- *Description* : Le système de brumisation comprend une série de pompes "va-et-vient" à haute pression fournissant de l'eau déminéralisée à une série de buses de brouillard situées après les éléments du filtre à air.

- *Fonctionnement* : Dans ce système, l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de fines gouttelettes au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bar). L'eau s'évapore dans l'air, la température diminue et l'humidité spécifique augmente. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%. La taille des gouttelettes pulvérisées est très fine (10 à 20 μm), donc elles s'évaporent facilement dans l'air. [3]

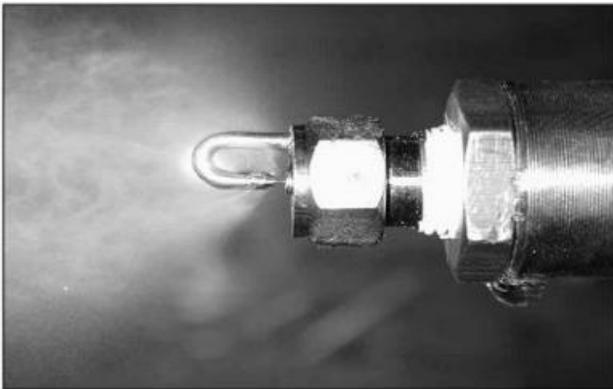


Figure 2-4 - Injecteur haute pression de pulvérisation



Figure 2-5 - Système de pulvérisation d'eau

2.1.3. Système de refroidissement par "chillers"

- *Description*: Le système de refroidissement par chiller comprend comme principaux composants : un évaporateur, un compresseur, un condenseur et une vanne de détente. L'air de combustion est refroidi au sein de l'enceinte d'admission de l'air (filter house) grâce à l'eau glacée circulant dans un serpentin où est réalisé l'échange de chaleur entre l'air et l'eau.

- *Fonctionnement* : Dans le processus de refroidissement, l'eau de retour provenant du compartiment d'admission d'air, circule grâce aux pompes à eau jusqu'à l'évaporateur du chiller. Dans celui-ci, le réfrigérant s'évapore et absorbe de ce fait la chaleur contenue dans l'eau de refroidissement. L'eau sortant de l'évaporateur sera canalisée vers le radiateur se trouvant dans l'entrée d'air.

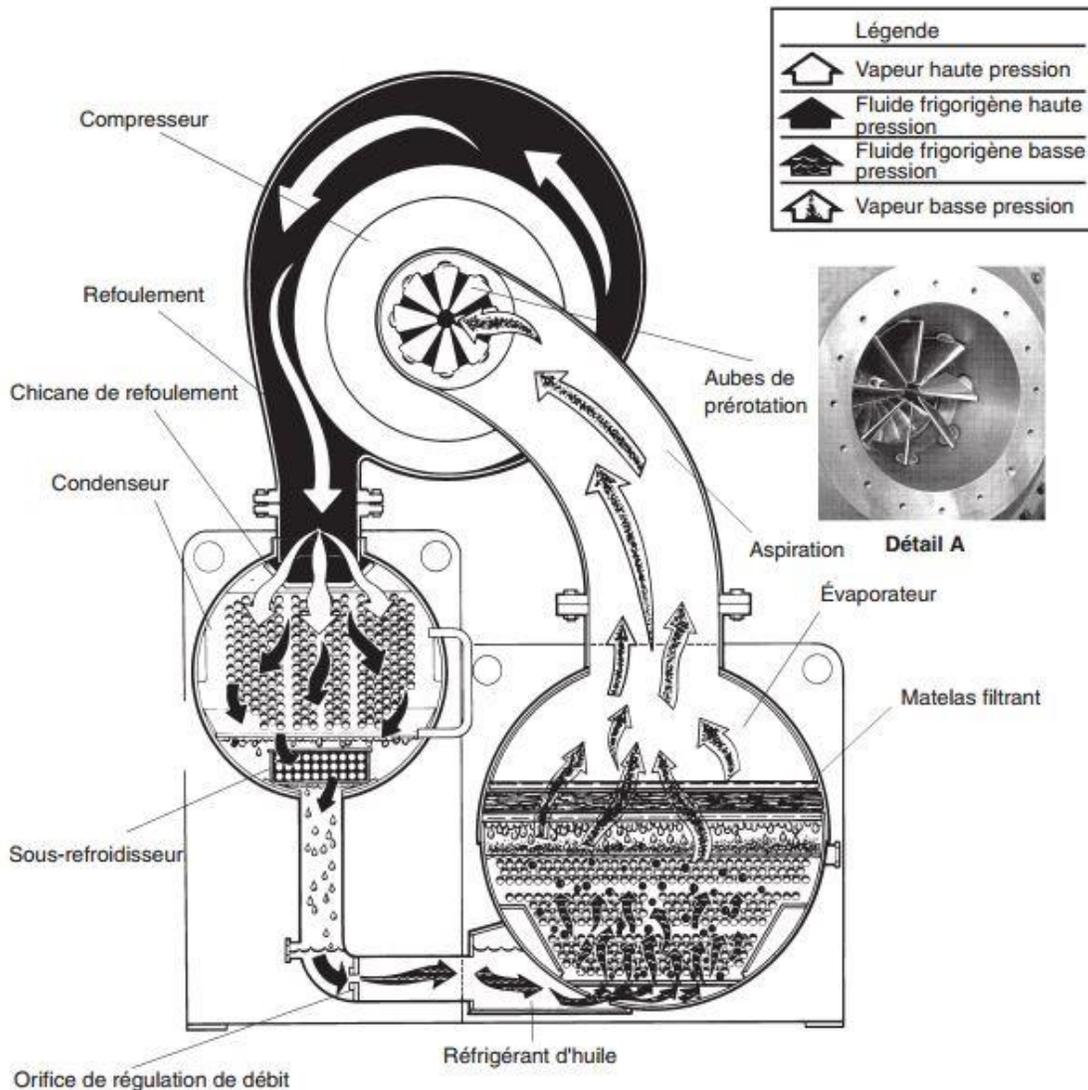


Figure 2-6 - Circuit du fluide frigorigène au sein du refroidisseur

La vapeur de réfrigérant est aspirée puis refoulée par le compresseur, augmentant ainsi sa pression et sa température. La vapeur déchargée retourne vers le condenseur, où elle se condense par le biais d'un échange de chaleur avec de l'eau déminée (dans le cas de la centrale de Hadjret Enous). Cette eau déminée est ensuite refroidie par de l'eau de mer dans des échangeurs à plaques. Quant au réfrigérant liquide, il s'écoule vers l'évaporateur et répète ainsi la boucle de refroidissement. [4]

Le refroidissement au condenseur est assuré par deux échangeurs à plaques eau de mer/eau déminée. L'alimentation en eau de mer des échangeurs est assurée par des pompes auxiliaires. Cette alimentation est commune aux six échangeurs desservant les trois îlots de puissance. Les chillers sont contrôlés par l'automate à travers la température de consigne de l'eau glacée selon l'exigence de la charge (température de l'air à l'entrée de la turbine). La consigne de refroidissement de l'eau glacée est de 7°C (température limitée afin de prévenir les risques de givrage sur les vannes de guidage du compresseur IGV) et le point de consigne de température de l'air d'entrée est de 15°C.

2.2. Système de refroidissement Hadjret Ennous

Après avoir présenté les différents types des systèmes de refroidissement répandus de par le monde, intéressons-nous à présent au système installé au niveau de la centrale de Hadjret Ennous.

2.2.1. Emplacement des chillers dans la centrale Hadjret Ennous

Le système de refroidissement utilisé au niveau de la centrale électrique de Hadjret Ennous est du type refroidisseur de liquide centrifuge (chiller), fabriqué par York YK Millennium™.

Trois unités sont installées au niveau de la centrale. Chaque unité comprend un chiller haute température et un chiller basse température. Ces unités se situent au nord des bâtiments abritant les trains turboalternateurs. Elles sont interconnectées de sorte à permettre la desserte des trois unités de production à partir d'un seul chiller.



Figure 2-7 - Emplacement des unités de chillers Centrale Hadjret Ennous

2.2.2. Description des chillers – Centrale Hadjret Ennous

Il est surtout utilisé pour des systèmes de conditionnement d'air importants, mais peut également être utilisé pour d'autres applications.

Le refroidisseur comprend un évaporateur, un condenseur, deux compresseurs centrifuges branchés en parallèle, un moteur, un système de lubrification, une armoire de contrôle à écran graphique, et toute la tuyauterie et le câblage de raccordement de l'unité.

Chaque unité est fournie avec une charge initiale en liquide frigorigène et en huile.

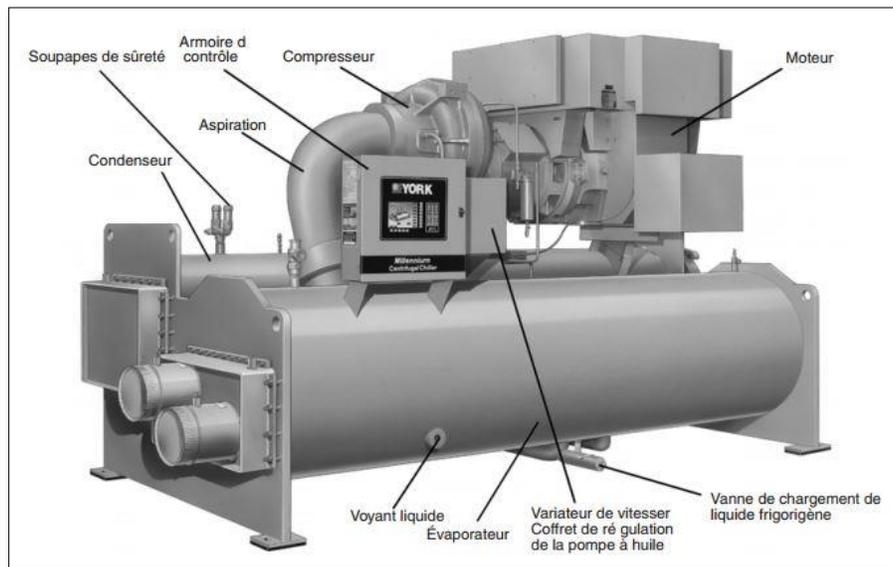


Figure 2-8 - Refroidisseur de liquide centrifuge

La régulation du refroidisseur se fait par une armoire de contrôle programmée par l'opérateur pour correspondre aux exigences de travail. Afin d'adapter le fonctionnement aux nuits, aux weekends ou encore aux périodes de vacances, il est possible de programmer des démarrages et des arrêts automatiques. L'état, les températures et les pressions ainsi que toute autre information se rapportant au fonctionnement du refroidisseur s'affichent automatiquement. [5]

Plusieurs écrans sont accessibles au niveau de l'armoire de contrôle, quatre d'entre eux, concernant les principaux éléments, figurent ci-après :



Figure 2-9 - Ecran système



Figure 2-10 - Ecran compresseur principal



Figure 2-12 - Ecran évaporateur



Figure 2-11 - Ecran condenseur

2.2.3. Principaux composants du système

Parmi les principaux composants du chiller figurent l'évaporateur et le condenseur, éléments dans lesquels prend place l'échange de chaleur entre le fluide caloporteur l'eau glacée (évaporateur) d'une part et l'eau déminée (condenseur) de l'autre. Alors que la compression accompagnée d'une augmentation en température du liquide frigorigène (R-134a) a lieu au niveau du compresseur. [5]

2.2.3.1. Évaporateur

L'évaporateur est un échangeur de chaleur multitubulaire de type noyé. Un bac de distribution assure une répartition uniforme du liquide frigorigène sur toute la longueur de la virole. Des matelas en maille d'acier inoxydable ou des chicanes côté aspiration sont situés au-dessus du faisceau tubulaire pour empêcher le passage du liquide frigorigène dans le compresseur. Un voyant de niveau de 2" (50.8 mm) est situé sur le côté de la virole pour vérifier la charge de liquide frigorigène. La virole de l'évaporateur comprend des soupapes de sûreté doubles.

2.2.3.2. Condenseur

Le condenseur est de type multitubulaire, avec une plaque de protection empêchant un impact direct du gaz à grande vitesse sur les tubes. Un sous-refroidisseur séparé est situé dans le condenseur pour optimiser le rendement. Des soupapes de sécurité doubles sont situées sur les viroles du condenseur avec en option des vannes d'isolement de liquide frigorigène.

2.2.3.4. Compresseur

Le compresseur centrifuge est à un seul étage, il est entraîné par un moteur électrique de type ouvert. L'arbre d'entraînement du rotor est en alliage d'acier traité ; la roue fermée est en aluminium moulé. Le palier de type inversé et les paliers de butée sont en alliage d'aluminium. Les engrenages hélicoïdaux internes à denture bombée garantissent un contact permanent entre plusieurs dents. Chaque engrenage est monté sur un arbre et est supporté par des butées. La garniture d'étanchéité de l'arbre du compresseur à moteur ouvert se compose d'une bague à un ressort de précision en carbone, étanchéité statique par joints toriques en élastomères haute température, et de colliers rodés de précision. Pendant le fonctionnement, cette garniture baigne constamment dans l'huile et est graissée sous pression.

- **Régulation de puissance :** La puissance doit être régulée afin de maintenir une température constante d'eau glacée en sortie de l'évaporateur afin de s'adapter aux différentes conditions de charge existantes, soit d'une charge maximale avec des aubes complètement ouvertes jusqu'à une charge minimale avec des aubes complètement fermées. Les aubes de pré-rotation (PRV), situées à l'entrée de la roue du compresseur régulent la puissance du refroidisseur de 100 % à 15 % afin de compenser une éventuelle variation de charge (voir figure ci-contre).

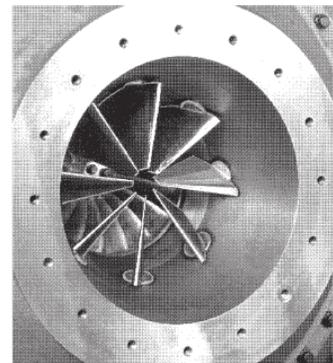


Figure 2-13 - Vannes PRV du compresseur centrifuge

- **Régulation de débit :** La régulation du débit du liquide frigorigène vers l'évaporateur se fait par une détente à orifice variable. Lorsque le refroidisseur s'arrête, l'orifice s'ouvre complètement, le niveau détecté se trouvant approximativement à 0 %. Lorsque le refroidisseur démarre un apport linéaire progressif est appliqué au point de consigne si le niveau réel est inférieur à celui-ci. Par cet apport, le point de consigne s'écarte du point de consigne initial du niveau de liquide frigorigène (environ 0 %) pour approcher pendant 15 minutes le point de consigne programmé. Si le niveau réel est supérieur au point de consigne lorsque le VMS s'ouvre, il n'y a aucune demande de diminution de puissance et la régulation s'effectue immédiatement selon le point de consigne programmé.

2.2.4. Liquide réfrigérant

Le R-134a est un gaz réfrigérant HFC pur qui remplace le R-12 dans les nouvelles installations. C'est un excellent réfrigérant utilisé dans des applications très variées. Il entre notamment dans la composition de nombreux mélanges HFC présents sur le marché. Il permet de travailler avec des pressions plus basses que les autres HFC et est très efficace sur le plan énergétique pour les températures positives et moyennes.

Applications : l'utilisation du liquide réfrigérant R-134a est retrouvée dans plusieurs applications parmi lesquelles nous comptons :

- La climatisation automobile,
- Les réfrigérateurs à usage domestique,
- Les refroidisseurs d'eau,
- Les pompes à chaleur,
- Les chambres de conservation,
- Le transport frigorifique,
- La réfrigération commerciale.

Caractéristiques:

Le liquide réfrigérant R-134a compte parmi ses caractéristiques :

- Un potentiel de détérioration d'ozone nul ($ODP = 0$) il n'appauvrit donc pas la couche d'ozone,
- Possibilité de réapprovisionnement des équipements en cas de fuite.
- Il atteint une capacité frigorifique légèrement inférieure au R-12. Très efficace sur le plan énergétique bien qu'un compresseur plus puissant par rapport aux autres réfrigérants HFC soit nécessaire.
- Point d'ébullition à 1,013 bar = $-26,1\text{ °C}$,
- Densité vapeur saturée à $-26,1\text{ °C}$: $5,28\text{ kg/m}^3$,
- Faible toxicité et non inflammable. [6]

2.2.5. Fonctionnement du chiller

Pendant le fonctionnement, un liquide (eau ou eau glycolée à refroidir) passe dans l'évaporateur dans lequel la chaleur de ce liquide est absorbée par le liquide frigorigène en ébullition. Le liquide réfrigéré est ensuite conduit vers le compartiment d'admission d'air où il circule à travers des serpentins à ailettes absorbant ainsi la chaleur de l'air. Le liquide réchauffé est ensuite renvoyé vers le refroidisseur afin de terminer de parcourir son circuit de liquide réfrigéré.

La vapeur du liquide frigorigène, produite par l'ébullition dans l'évaporateur, entre dans le compresseur où la roue par sa rotation en augmente la pression et la température, et l'évacue dans le condenseur.

L'eau s'écoule dans les tubes du condenseur, absorbe la chaleur provenant de la vapeur du liquide frigorigène et provoque sa condensation. Le refroidisseur est alimenté par l'eau du condenseur à partir d'échangeurs de chaleur à plaques situés au nord de l'unité de refroidissement. Le liquide frigorigène condensé est évacué du condenseur dans la ligne retour de liquide, où un orifice variable régule le débit de liquide frigorigène qui se dirige vers l'évaporateur pour achever son parcours.

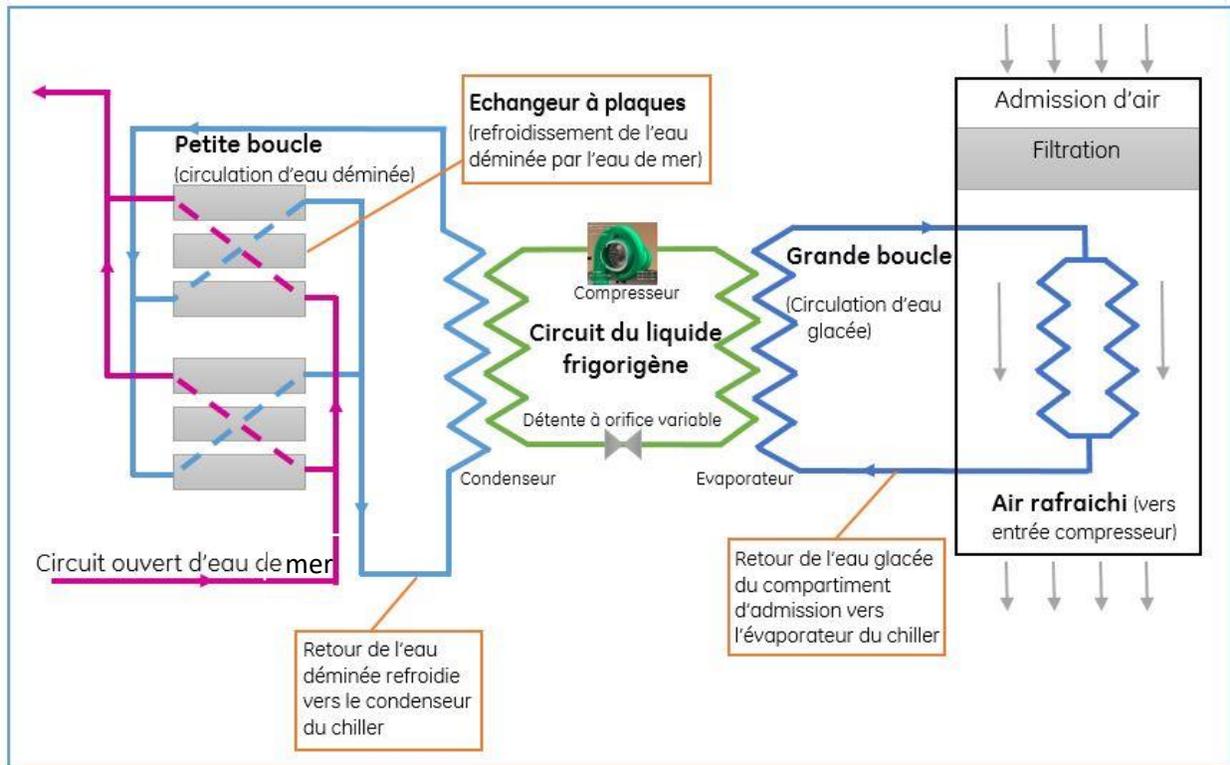


Figure 2-14 - Circuit de refroidissement de l'air

2.2.6. Les différents modes de fonctionnement

Afin de s'adapter aux fluctuations que connaît la demande en puissance, deux modes de fonctionnement sont prévus. En effet, la présence des deux unités : chiller BT et chiller HT, permet deux alternatives :

- Marche de l'unité basse température seulement, si le climat est suffisamment frais,
- Marche des deux unités basse température et haute température le cas échéant.

Les unités comportant chacune deux compresseurs centrifuges, cinq modes de fonctionnement sont possibles :

- Toutes les unités sont hors service ;
- Unité basse température en service avec un seul compresseur en fonctionnement;

- Unité basse température en service avec deux compresseurs en fonctionnement;
- Unité basse température ainsi que l'unité haute température en service avec deux compresseurs BT et un compresseur HT en fonctionnement;
- Unité basse température ainsi que l'unité haute température en service avec deux compresseurs BT et deux compresseurs HT en fonctionnement.

2.2.7. Description des divers circuits

Le schéma suivant représente les deux boucles de l'eau glacée et de l'eau déminée, le circuit ouvert de l'eau de mer servant à refroidir l'eau déminée utilisée dans les condenseurs, ainsi que le circuit fermé du liquide réfrigérant au sein des chillers.

2.2.7.1. Grande boucle

L'eau glacée circulant dans celle-ci arrive du bac de vidange de condensat situé dans le compartiment admission d'air du train turboalternateur jusqu'au point 1 (voir figure 2-15). De là deux cas de figure sont possibles :

- *Cas 1* : si la température ambiante est élevée alors l'eau se dirige vers l'évaporateur HT et est refroidie jusqu'à une température de consigne allant de 11.8°C à 12.5°C. Après quoi, cette eau est dirigée vers l'évaporateur BT pour en sortir à une température de consigne variant de 7.8°C à 9.2°C pour enfin être réacheminée vers le compartiment admission d'air.
- *Cas 2* : si la température ambiante est assez basse, l'eau glacée est directement admise à l'évaporateur BT pour être refroidie à une basse température variant de 6°C à 9°C (température de consigne) avant d'être redirigée vers le compartiment admission d'air.

2.2.7.2. Petite boucle

L'eau s'écoulant dans la petite boucle est une eau déminée. Elle intervient au sein des condenseurs au niveau desquels se condense le R-134a. Cette eau est refroidie au moyen de l'eau de mer au niveau de deux échangeurs à plaques branchés en parallèle. Là aussi le fonctionnement d'un seul des deux échangeurs est possible en plus de leur fonctionnement simultané.

L'eau refroidie sortant des deux échangeurs à plaques arrive au point 2 (voir figure 2-15). Les cas cités précédemment sont applicables également pour l'eau déminée, c'est-à-dire :

- *Cas 1* : si le condenseur basse température est en marche tout seul, l'eau y est directement admise. A la sortie du condenseur, l'eau revient vers les échangeurs à plaques pour compléter la petite boucle.
- *Cas 2* : si les deux unités sont en service, du point 2, l'eau est comme précédemment admise tout d'abord dans le condenseur basse température, puis dans le condenseur haute température, pour enfin revenir dans les échangeurs à plaques et compléter la petite boucle.

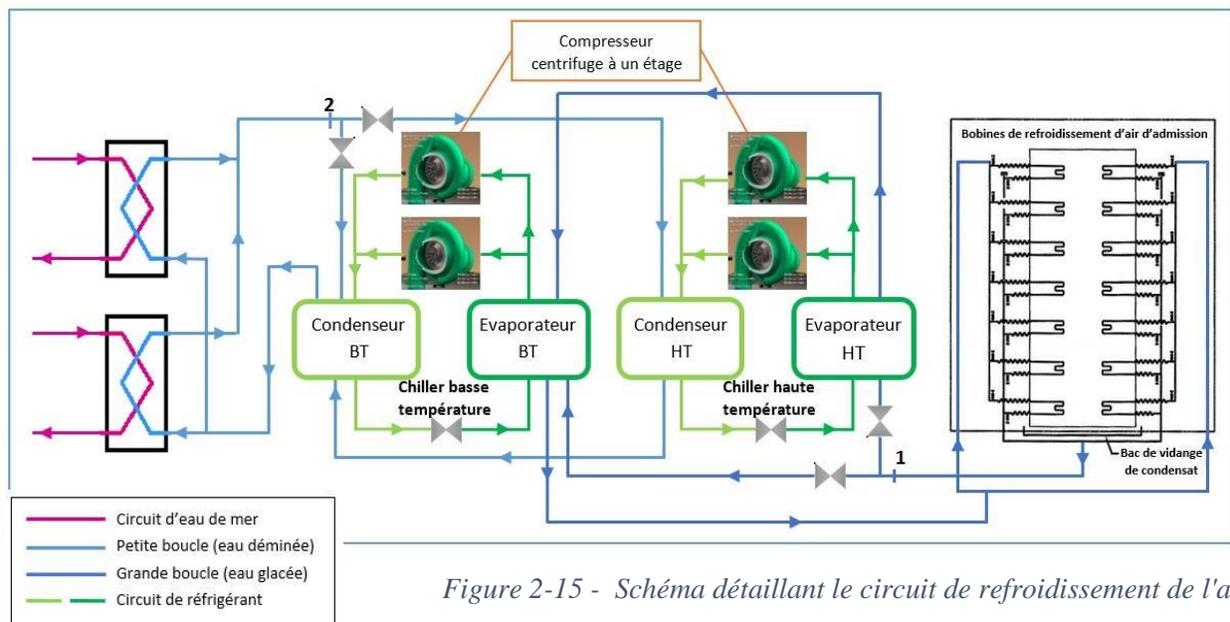
2.2.7.3. Circuit eau de mer

Le circuit d'eau de mer, contrairement aux deux boucles citées précédemment, est ouvert. Six pompes de circulation servent à alimenter les six échangeurs à plaques, au sein desquels les écoulements sont à contre-courant.

2.2.7.4. Circuit du fluide frigorigène

Chaque unité de réfrigération comprend deux circuits fermés identiques dans lesquels circule le fluide frigorigène. Les principaux composants de ces circuits sont, comme cité précédemment, l'évaporateur, le condenseur, les compresseurs centrifuges et la vanne à orifice variable.

Les compresseurs sont branchés en parallèle, leur fonctionnement étant indépendant, le fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur est admis (à l'état gazeux) soit dans l'un des compresseurs, soit les deux.



2.2.8. Sélection des journées étudiées

Afin d'adapter le régime de fonctionnement du système aux fluctuations que connaissent les conditions ambiantes (températures, humidité, etc.), de façon à maintenir la puissance produite à un niveau constant, l'ensemble des régimes de fonctionnement décrits au §4.5.1 est exploité. Dans le but d'analyser le fonctionnement du système dans ces différents régimes, nous avons sélectionné six journées au cours desquelles deux régimes distincts sont représentés, à partir de l'historique de fonctionnement des unités de réfrigération de la centrale au cours de l'année 2016. Ces journées sont présentées avec leurs caractéristiques au tableau 3 ci-dessous :

Tableau 2-1 - Caractéristiques des journées sélectionnées

Journée	Codification de la journée	Régime de fonctionnement	Température ambiante (°C)	Température entrée compresseur (°C)	Débit d'eau glacée (kg/s)
2 janvier 2016	1	BT2	19,10	13,16	409,75
4 janvier 2016	2	BT2	22,24	14,62	407,81
19 janvier 2016	3	BT2	16,00	10,33	310,78
5 août 2016	4	BT2 – HT2	26,40	16,77	573,22
21 août 2016	5	BT2 - HT2	26,98	18,11	574,89
29 août 2016	6	BT2 - HT2	26,62	16,54	576,06

2.3. Méthode de calcul

Le tableau 2.1 ci-dessus comprend les données qui vont nous permettre d'analyser le cycle thermodynamique des chillers, d'effectuer les calculs nécessaires concernant les boucles et d'évaluer pour chacune des journées sélectionnées la puissance électrique consommée par le système frigorifique ainsi que la charge frigorifique transmise à l'eau glacée.

Avant de procéder à l'analyse du cycle frigorifique, il est utile de présenter brièvement l'outil qui nous permettra de déterminer les propriétés thermodynamiques des fluides impliqués dans le procédé.

2.3.1. Présentation de REFPROP

REFPROP est un utilitaire permettant de déterminer les propriétés thermodynamiques d'un grand nombre de substances utilisées comme fluides de travail dans les cycles thermodynamiques ou simplement comme fluides caloporteurs dans les circuits de transfert et d'échange d'énergie. Dans notre étude, REFPROP sera utilisé pour déterminer les propriétés du R-134a et de l'eau déminée. Ces propriétés sont données soit pour les points de saturation ou pour des points spécifiques. Pour les points de saturation, seul un paramètre est requis afin de calculer le reste des propriétés (température ou pression), alors que pour les points spécifiques, qui concernent soit l'état liquide soit l'état vapeur surchauffée, deux paramètres doivent être introduits pour déterminer l'ensemble des propriétés correspondant à l'état défini par ces deux paramètres.

2.3.2. Analyse du cycle frigorifique

La figure ci-dessous représente le cycle frigorifique du R-134a sur un diagramme (pression-enthalpie) ainsi que les échanges de chaleur prenant place au sein de l'évaporateur entre le R-134a et l'eau glacée, et du condenseur entre le R-134a et l'eau déminée.

Le point 1 correspond à l'état de vapeur saturée, aspirée à partir de l'évaporateur par un ou les deux compresseurs de l'unité opérant en parallèle, selon le régime de fonctionnement. Au refoulement des compresseurs, au point 2, le R-134a à l'état de vapeur surchauffée aboutit dans le condenseur où, en cédant de l'énergie sous forme de chaleur à l'eau déminée, il subit une condensation avant de quitter le condenseur dans un état de liquide saturé pour subir une détente isenthalpique à travers la vanne qui le ramène, dans l'évaporateur où, pour s'évaporer à basse température, il reçoit de l'énergie sous forme de chaleur de la part de l'eau glacée de la grande boucle, qui circule à l'intérieur des tubes noyés dans du liquide saturé dans du liquide saturé du R-134a surmonté par la vapeur saturée qui va de nouveau alimenter les compresseurs pour que le cycle recommence.

C'est au niveau de l'évaporateur que le froid est produit puis transporté par l'eau glacée à travers la grande boucle. Il sera enfin transmis à l'air de combustion pour réduire sa température avant d'être admis au compresseur.

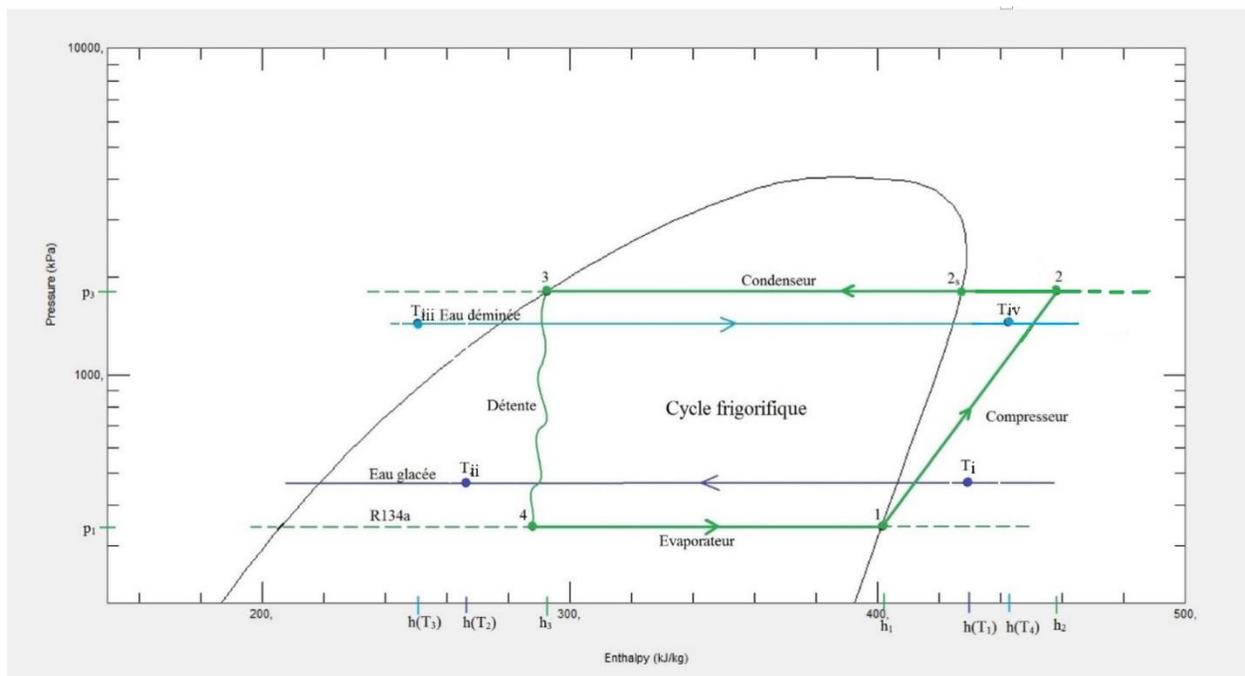


Figure 2-16 - Cycle frigorifique représenté sur un diagramme (p-h)

2.3.3. Déroulement des calculs

Afin de calculer le travail consommé par les unités de réfrigération, nous procédons par les étapes suivantes :

2.3.3.1. Identification des données

Pour l'évaporateur ainsi que pour le condenseur, les pressions de saturation du R-134a sont relevées à partir de l'armoire de contrôle de l'unité de réfrigération et sont fournies par l'exploitant de la centrale (p_1 et p_3 respectivement pression évaporateur et pression condenseur). Les températures d'entrée et de sortie de l'eau glacée (évaporateur), T_{e1} et T_{e2} , et de l'eau déminée (condenseur), T_{e3} et T_{e4} , sont également données.

En négligeant partout les pertes de charge et en considérant pour le R-134a une compression isentropique et une détente isenthalpique, il est possible de déterminer à partir de ces pressions et températures, grâce au logiciel REFPROP, les enthalpies correspondant aux états thermodynamiques des fluides aux entrées/sorties des différents équipements intervenant dans le cycle.

Le débit massique d'eau glacée, (\dot{m}_{eg}), circulant dans la grande boucle est également relevé et donné par l'exploitant. Le rendement isentropique des compresseurs η_{is} est quant à lui fourni dans le mode d'emploi de l'unité de refroidissement. [4]

En plus des données citées dans le tableau 2.1, les différentes températures et pressions des évaporateurs et des condenseurs des chillers sont, comme nous l'avons cité précédemment, également relevées et notées dans le tableau 2.2 suivant.

Dans ce même tableau sont mentionnés :

- Les températures de l'eau glacée et l'eau déminée aux entrées et aux sorties des évaporateurs et condenseurs des chillers HT et BT (T_i , T_{ii} , T_{iii} , T_{iv} respectivement) ;
- Les pressions régnant dans les évaporateurs et condenseur (p_1 et p_3 respectivement) ;
- La différence de température de l'air de combustion (conditions ambiantes – conditions entrée compresseur).

Tableau 2-2 - Données prélevées relatives aux chillers Hadjret Ennous

			1	2	3	4	5	6
Paramètres	Unités	Chiller HT						
T_i	°C	Evaporateur				12,7	13,8	13,8
T_{ii}						16,7	17,5	17,5
T_{iii}		Condenseur				31,3	33,7	32,1
T_{iv}						34	36,5	34,8
p_1	kPa	Evaporateur				429	444	444,1
p_3		Condenseur				908	968	928,9
		Chiller BT						
T_i	°C	Evaporateur	7,0	7,3	7,1	9,3	10,6	10,2
T_{ii}			12,6	14,1	10,4	12,8	13,8	13,5
T_{iii}		Condenseur	22,3	22,9	23,9	28,5	31,1	29,3
T_{iv}			27,1	28,2	28,3	31,1	33,6	32
p_1	kPa	Evaporateur	354,4	357,7	362,0	387,0	406,0	401,3
p_3		Condenseur	735,8	755,3	780,2	834,0	892,0	854,3
ΔT_{air}	°C	Admission turbine à gaz	5,94	7,61	5,68	9,63	8,87	10,08
η_m	%	Compresseur	95					

2.3.3.2. Utilisation du logiciel REFPROP

L'exploitation de REFPROP pour l'obtention des propriétés thermodynamiques qui nous intéressent se fera suivant les étapes suivantes :

1. Choix des unités : degrés Celsius (°C) pour les températures et kilo Pascal (kPa) pour les pressions, (kJ/kg) pour l'enthalpie et (kJ/kg · K) pour l'entropie : dans l'onglet Options > Units ;

2. Choix du fluide : eau (water) ou R-134a : dans l'onglet Substance > Pure fluid (Single compound) ;

3. Saisie des données : soit pour les états de liquide ou de vapeur saturée, soit pour des états spécifiés (vapeur surchauffée ;
4. Obtention des grandeurs nécessaires pour les calculs concernant le système de refroidissement :

Pour l'eau glacée: $h(T_i), h(T_{ii})$

Pour l'eau déminée : $h(T_{iii}), h(T_{iv})$

Evaporateur (R-134a): $h_1 = h_{sat,vap}(p_1)$ et $s_1 = s_{sat,vap}(p_1)$

Condenseur (R-134a): $h_3 = h_{sat,liq}(p_1)$ et $h_{2s} = h(p_3, s_1)$ (états spécifiés dans REFPROP)

2.3.3.3. Exécution des calculs

Dans tous les bilans d'énergie qui seront effectués sur des volumes de contrôle englobant les différents équipements de l'installation, on négligera les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle des fluides en circulation à travers ces équipements ainsi que les dissipations d'énergie dues aux gradients de température entre ces derniers et le milieu ambiant.

a. Calcul du débit de fluide frigorigène, \dot{m}_R :

En exprimant le bilan d'énergie pour l'évaporateur, il vient :

$$\dot{m}_R(h_1 - h_4) = \dot{m}_{eg}[h(T_i) - h(T_{ii})] \quad (2.1)$$

Mais la détente du R-134a à travers la vanne étant isenthalpique, on a :

$$h_4 = h_3$$

D'où :

$$\dot{m}_R = \frac{h(T_i) - h(T_{ii})}{h_1 - h_3} \dot{m}_{eg} \quad (2.1)$$

b. Calcul de l'enthalpie du R-134a à la sortie des compresseurs, point 2 :

Le rendement isentropique des compresseur étant défini par :

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.2)$$

Il vient :

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} \quad (2.3)$$

d. Calcul du débit d'eau déminée, \dot{m}_{ed} , circulant dans la petite boucle :

On obtient ce débit en effectuant le bilan d'énergie du condenseur :

$$\dot{m}_{ed}[h(T_{iv}) - h(T_{iii})] = \dot{m}_R(h_2 - h_3) \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_{ed} = \frac{\dot{m}_R(h_2 - h_3)}{h(T_{iv}) - h(T_{iii})} \quad (2.6)$$

e. Calcul de la puissance consommée par les compresseurs :

Cette puissance s'obtient par le bilan d'énergie de la compression considérée comme adiabatique :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R(h_2 - h_1) \quad (2.7)$$

f. Calcul de la charge frigorifique transmise à l'eau glacée au niveau de l'évaporateur :

Nous obtenons cette charge frigorifique en effectuant un bilan sur l'évaporateur :

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_R(h_4 - h_1) \quad (2.8)$$

Remarque : Les calculs ci-dessus ne prennent pas en compte les rendements mécaniques des compresseurs ni la puissance consommée par les auxiliaires du système de refroidissement (notamment, les pompes à eau de la grande boucle et de la petite boucle).

Afin d'ajuster donc les résultats de ces calculs, on doit tout d'abord tenir compte des pertes mécaniques des compresseur en introduisant leur rendement mécanique (η_m) qui va ajouter à la puissance calculée ci-dessus, la puissance dissipée en pertes mécaniques pour donner une puissance nécessaire à la compression plus importante, soit :

$$\dot{W}_{cm} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_m} \quad (2.9)$$

De plus, quatre pompes à eau sont installées dans chaque unité. Celles-ci véhiculant un débit d'eau constant, nous pouvons donc considérer la puissance électrique consommée comme étant constante. A partir du manuel d'exploitation cité précédemment, au §2.3.3.1, nous relevons la valeur des puissances consommées par chacune des pompes (données en ch que nous convertirons par la suite en kW) :

- Pompes grande boucle : $\dot{W}_{gb} = 250 \text{ ch} = 186,42 \text{ kW}$
- Pompes petite boucle : $\dot{W}_{pb} = 150 \text{ ch} = 111,85 \text{ kW}$

Ce qui nous donne une puissance consommée par les auxiliaires :

$$\dot{W}_{aux} = 2. \dot{W}_{gb} + 2. \dot{W}_{pb} \quad (2.10)$$

Nous aboutissons à présent à l'expression de la puissance totale consommée par le système de refroidissement \dot{W}_{ref} tenant compte des auxiliaires ainsi que des rendements mécaniques des compresseurs :

$$\dot{W}_{ref} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_m} + \dot{W}_{aux} \quad (2.11)$$

Avec :

η_m : Rendement mécanique des compresseurs.

Conclusion

Après avoir traité dans la première partie de ce travail les présentations de l'entreprise GE (chapitre 1) ainsi que la centrale électrique SKH (chapitre 2), l'exposition des différentes solutions pour le refroidissement de l'air d'admission à la turbine à gaz (chapitre 3) ce quatrième chapitre, quant à lui, traite de la présentation des composants du système de refroidissement installé à la centrale Hadjret Ennous, ses divers modes de fonctionnement et les différents circuits le constituant.

Dans ce chapitre, nous avons mis en exergue la méthode suivie afin de réaliser l'analyse de performances des chillers au niveau de SKH, en commençant par les étapes à suivre, le logiciel utilisé REFPROP et enfin les résultats obtenus pour les journées sélectionnées.

En effet, nous pouvons grâce aux différents chiffres exposés dans ce chapitre, connaître les différences de température atteintes à l'entrée du compresseur grâce au système de chillers ainsi que les puissances consommées par ces derniers durant ces mêmes journées moyennant les calculs menés ainsi que différentes considérations concernant les rendements mécaniques des compresseurs des unités de refroidissement de plus que les consommations en puissance des différents équipements auxiliaires des unités.

CHAPITRE 3

Analyse des cycles thermodynamiques de la centrale Hadjret Ennous

Introduction

L'analyse thermodynamique d'un cycle combiné passe par trois principales étapes, l'analyse de la turbine à gaz fonctionnant suivant un cycle de Brayton, celle de la chaudière de récupération (HRSG) et enfin l'analyse de la turbine à vapeur opérant selon un cycle de Rankine, dans notre cas, un cycle de Rankine avec trois niveaux de pression.

Nous allons, afin de compléter l'étude effectuée au chapitre précédent et ayant concerné le système de refroidissement de l'air à l'entrée du cycle de la turbine à gaz, présenter une analyse de la tranche 03 de la centrale SKH dans son ensemble en nous intéressant dans ce chapitre à la partie "turbine à gaz", puis à la partie "turbine à vapeur".

3.2. Etude de la turbine à gaz

La turbine à combustion, composée principalement de trois éléments (compresseur, chambres de combustion et turbine), constitue un moteur à combustion interne à flux continu. Son fonctionnement est modélisé par le cycle de Brayton, caractérisé par une compression adiabatique, un apport de chaleur isobare (en négligeant toute perte de charge au niveau des chambres de combustion) et une détente également adiabatique.

Les conditions standards adoptées dans l'industrie des turbines à gaz sont : $T_{amb} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 1.013\text{ bar}$ et une humidité relative de 60 %, qui sont établies par l'organisme international de normalisation (ISO). [7]

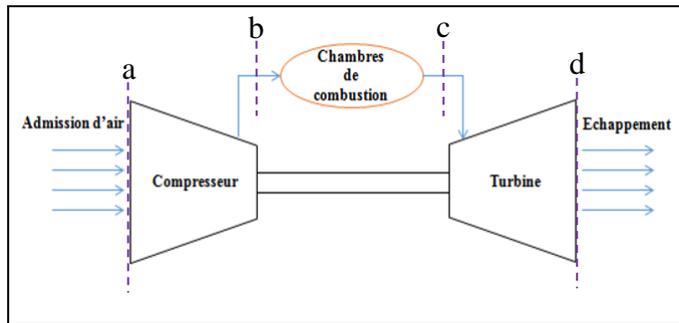


Figure 3-2 - Schéma simplifié d'une turbine à gaz (cycle ouvert)

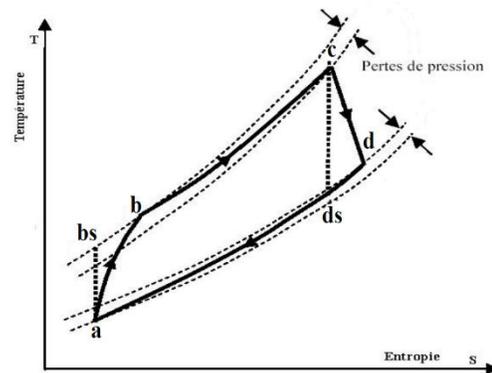


Figure 3-1 - Cycle de Brayton (diagramme T-s)

Le rapport de compression est défini par la pression à la sortie du compresseur (p_b) divisée par la pression à l'entrée (p_a). Dans un cycle idéal, ce rapport de pression est également égal à la pression au point c divisé par la pression au point d. Cependant, dans un cycle réel il y a une légère perte de pression dans le système de combustion et, par conséquent, la pression au point c est légèrement moins élevée qu'au point b. L'autre paramètre significatif du cycle de Brayton est la température de fin de combustion, qui est la température la plus élevée du cycle.

Dans tous les bilans d'énergie qui suivront dans ce chapitre, on négligera les variations d'énergie cinétique et potentielle des fluides de travail. Ainsi que toute dissipation d'énergie dans le milieu ambiant. [8]

3.2.1. Bilan énergétique de la turbine à gaz

Les principales grandeurs caractéristiques d'un cycle de Brayton sont le taux de compression, le taux de détente, la température de flamme, les rendements isentropiques de compression et de détente et le rendement thermique du cycle.

Le calcul de ces grandeurs se fait à l'aide des logiciels MATLAB et REFPROP et ce, à partir des données relevées au niveau de la centrale Hadjret Ennous. Ces dernières sont également relevées grâce au centre de monitoring (ou de surveillance) de General Electric. Il s'agit des températures et pressions à l'entrée et à la sortie du compresseur (T_a , P_a , T_b , P_b respectivement) ainsi qu'à la sortie de la turbine (T_d , P_d , échappement vers la chaudière de récupération).

- **Taux de compression τ_c :**

Le taux de compression est donné par la formule suivante:

$$\tau_c = \frac{P_b}{P_a} \quad (3.1)$$

- **Taux de détente τ_d :**

Hypothèse: La perte de pression au niveau de la chambre de combustion est négligeable ($P_c = P_b$).

Le taux de détente est alors donné par :

$$\tau_d = \frac{P_c}{P_d} = \frac{P_b}{P_d} \quad (3.2)$$

Où P_d est la pression à la sortie de la turbine à gaz, qui est légèrement supérieure à la pression atmosphérique qui règne au point (a) à l'entrée du compresseur, afin de permettre aux gaz de traverser la chaudière de récupération en venant à bout des pertes de charge côté gaz inhérentes à la présence des nombreux échangeurs de chaleur du cycle vapeur. Ainsi, en dépit du fait que nous avons négligé la perte de charge dans les chambres de combustion, le taux de détente sera inférieur au taux de compression.

- **Rendement isentropique de compression η_c :**

Le rendement isentropique de compression est défini par le rapport du travail spécifique d'une compression adiabatique réversible (isentropique) sur le travail correspondant à une compression simplement adiabatique, soit :

$$\eta_c = \frac{h_{bs} - h_a}{h_b - h_a} \quad (3.3)$$

Avec :

$h_a = h(T_a, p_a)$, $h_b = h(T_b, p_b)$ et $h_{bs} = h(p_b, s_a)$ déterminées à partir de REFPROP.

- **Rendement isentropique de détente η_d :**

Le rendement isentropique de la détente est défini par le rapport du travail spécifique de la détente adiabatique actuelle sur le travail correspondant à une détente adiabatique réversible (isentropique), soit :

$$\eta_t = \frac{h_c - h_d}{h_c - h_{ds}} \quad (3.4)$$

Avec :

$h_c = h(T_c, p_b)$, $h_d = h(T_d, p_d)$ et $h_{ds} = h(p_d, s_c)$ déterminées à partir de REFPROP.

- **Puissance nécessaire pour la compression, \dot{W}_c :**

Elle est obtenue par application du premier principe de la thermodynamique à un volume de contrôle entourant le compresseur avec les hypothèses énoncées au début du présent chapitre. Par cette application on trouve :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a C_{pg}(T_b - T_a) \quad (3.5)$$

Où \dot{m}_a est le débit massique d'air.

- **Puissance produite par la détente des gaz dans la turbine, \dot{W}_t :**

Hypothèse : On néglige le débit de combustible devant le débit d'air, ce qui implique un débit des gaz de combustion égal au débit d'air admis au compresseur ($\dot{m}_g = \dot{m}_a$).

La puissance produite par la détente des gaz est obtenue de la même façon et avec les mêmes hypothèses que la puissance nécessaire pour la compression, par application du premier principe à un volume de contrôle autour de la turbine :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_a C_{pg}(T_c - T_d) \quad (3.6)$$

- **Puissance nette produite suite aux transformations subies par l'air et les gaz respectivement dans le compresseur et la turbine \dot{W}**

Elle correspond à la différence entre la puissance produite par la détente dans la turbine et celle nécessaire pour la compression :

$$\dot{W}_{TG} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (3.7)$$

- **Apport en énergie au niveau des chambres de combustion \dot{Q}_c**

Cet apport est calculé par l'application du premier principe de la thermodynamique à un volume de contrôle autour des chambres de combustion, avec les hypothèses énoncées plus haut dans ce chapitre :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a C_{pg}(T_c - T_b) \quad (3.8)$$

- **Rendement thermique du cycle à gaz η :**

Le rendement thermique du cycle de la turbine à gaz est défini par le rapport des deux grandeurs calculées dans les équations (3.7) et (3.8)

$$\eta_{CG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (3.9)$$

3.3. Etude de la chaudière de récupération

Comme mentionné au chapitre 1, la vapeur utilisée dans la TV de la centrale de Hadjret Ennous, est produite dans une chaudière de récupération installée en aval de l'échappement de la turbine à gaz. Chaque chaudière est équipée de trois ballons correspondant aux trois niveaux de pression, d'économiseurs, de faisceaux évaporateurs et de surchauffeurs. Les chaudières sont également équipées de bruleurs (Duct Burner, DB) pour la postcombustion.

La disposition des différents échangeurs au sein de la chaudière est établie de telle sorte à extraire le maximum d'énergie des gaz d'échappement (voir figure 3.3).

3.3.1. Description du circuit « vapeur »

Le condensat recueilli dans le puits du condenseur en est extrait et dirigé grâce aux pompes d'extraction vers l'économiseur basse pression (ECON BP) situé en première position dans la chaudière de récupération. Il y est réchauffé par échange de chaleur avec les gaz d'échappement, puis acheminé vers le ballon BP qui reçoit donc la totalité du débit d'eau du cycle à vapeur.

Une pompe HP extrait du ballon BP le débit destiné au niveau HP. Ce débit traverse successivement les trois parties de l'économiseur HP (ECON HP), disposés à des endroits différents de la chaudière de récupération, avant d'aboutir dans le ballon HP. Par effet de gravité, cette eau traverse les tubes descendants pour ensuite s'évaporer au niveau de l'évaporateur HP (EVAP HP).

La vapeur résultant de cette étape s'élève vers le ballon HP et en est extraite pour être surchauffée dans les deux parties du surchauffeur HP (SRCH HP #1 et SRCH HP #2). Entre les deux parties du surchauffeur, un apport en eau provenant du refoulement de la pompe HP, vient réguler la température de la vapeur. Finalement, la vapeur du niveau HP est dirigée vers le corps de turbine HP pour accomplir une première détente.

Le débit d'eau destiné au niveau MP est extrait du ballon BP, de la même manière que le débit HP, au moyen d'une pompe MP. Ce débit subit un préchauffage dans l'économiseur MP (ECON MP) suivi d'une vaporisation dans l'évaporateur MP (EVAP MP), suite à laquelle il subit une première surchauffe avant d'être mélangé avec le débit de vapeur recueilli à la sortie du corps HP. Le débit total résultant de ce processus de mélange sera surchauffé dans la deuxième et la troisième partie du surchauffeur MP (RCH #1 et RCH #2). Là également, la vapeur va subir une régulation de température entre les parties 2 et 3 du surchauffeur MP grâce à une extraction d'eau effectuée au refoulement de la pompe MP. La vapeur quitte enfin la chaudière et se dirige vers la turbine MP où elle subira une deuxième détente.

En quittant la turbine MP, la vapeur est mélangée à celle qui provient du ballon BP en transitant par le surchauffeur BP, pour enfin subir la troisième et dernière détente dans la turbine BP et aboutir dans le condenseur, se condenser grâce à l'eau de refroidissement et être de nouveau recueillie dans le puits de ce condenseur.

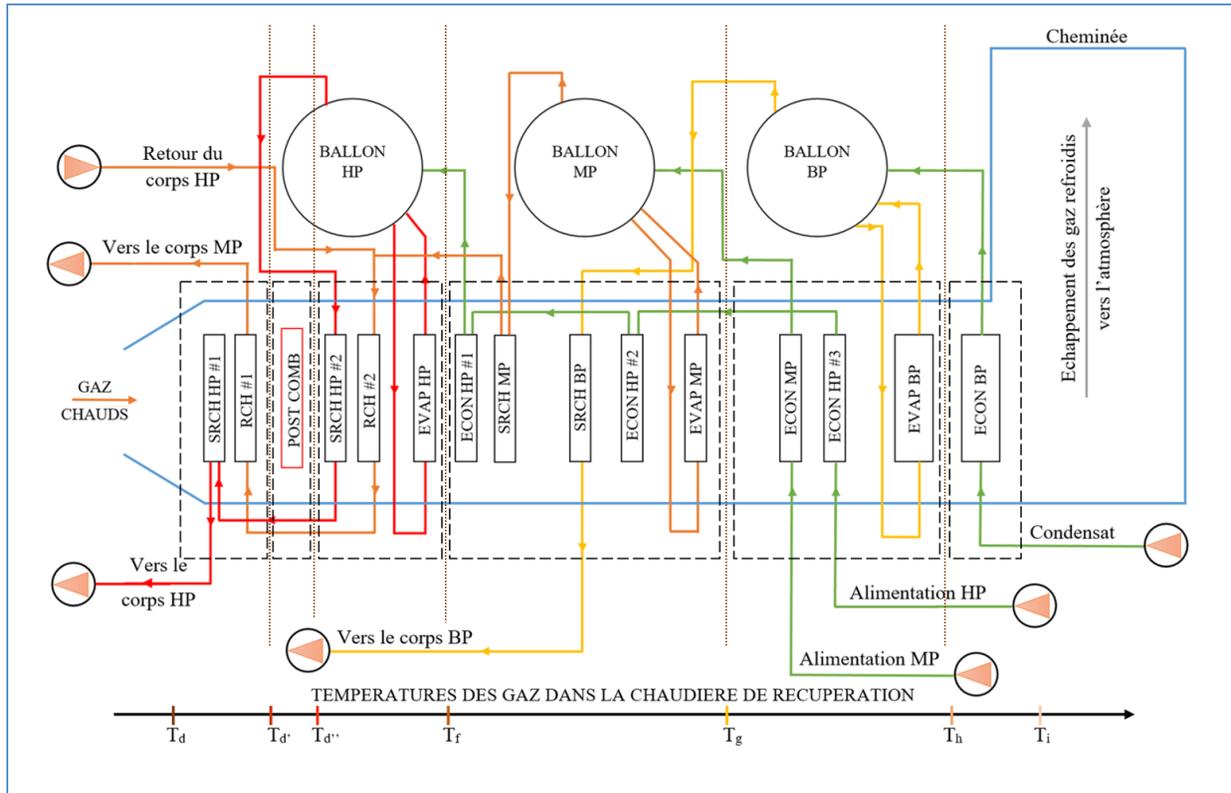


Figure 3-3 - Disposition des différents échangeurs au sein de la chaudière de récupération

3.3.2. Bilans d'énergie dans chaudière

Le débit des gaz d'échappement ainsi que leur température à l'entrée de la chaudière de récupération, étant connus, on effectue le bilan d'énergie de la chaudière dans son ensemble en supposant qu'il n'y a aucun apport d'énergie par postcombustion dans cette dernière pour calculer la température des gaz à la cheminée. Ceci étant possible car nous connaissons tous les débits et les températures et pressions de la vapeur aux entrées et sorties de la chaudière de récupération. La température des gaz à la cheminée calculée par ce bilan est comparée à celle relevée par la mesure au niveau du site. La différence entre ces deux températures donnera alors l'apport d'énergie supplémentaire par la postcombustion nécessaire pour satisfaire le premier principe de la thermodynamique.

Bilan d'énergie de la chaudière de récupération ignorant la postcombustion

Le premier principe de la thermodynamique appliqué au volume de contrôle illustré ci-dessous, conduit à l'expression :

$$\dot{m}_g C_{pg}(T_d - T_j) = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_9 h_9 \quad (3.10)$$

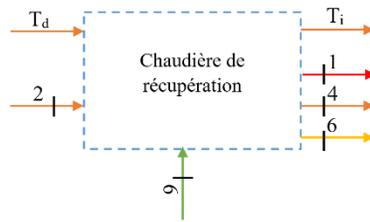


Figure 3-4 - Volume de contrôle bilan global

Avec :

- 1 et 2 : Entrée et sortie corps de turbine HP 6 : Entrée corps de turbine BP
 4 : Entrée corps de turbine MP 9 : Sortie condenseur

Posons pour le terme de droite de l'équation (3.10) :

$$A = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_9 h_9 \quad (3.11)$$

D'où on obtient l'expression de la température à la cheminée T_j en supposant qu'il n'y a pas de postcombustion :

$$T_j = T_d - \frac{A}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (3.12)$$

A présent, pour satisfaire le bilan d'énergie de la chaudière de récupération en présence de postcombustion, l'apport d'énergie supplémentaire dû à cette postcombustion sera donné par :

$$\dot{Q}_{pc} = \dot{m}_g C_{pg}(T_i - T_j) \quad (3.13)$$

T_i étant la température relevée par la mesure à la cheminée

Bilan d'énergie du surchauffeur SRCH HP #1 et RCH #1 :

Le section de la chaudière comprenant le surchauffeur SRCH HP #1 et le resurchauffeur RCH #1 est représenté schématique par le volume de contrôle de la figure (3.5) ci-dessous, le bilan d'énergie appliqué à ce volume de contrôle s'exprime ainsi :



Figure 3-5 - Volume de contrôle bilan section 1

$$\dot{m}_g C_{pg}(T_d - T_{d'}) = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_a - \dot{m}_4 h_b \quad (3.14)$$

Avec :

a : Entrée surchauffeur SRCH HP #1 \dot{m}_1 : débit d'eau destiné au niveau HP

b : Entrée resurchauffeur RCH#1 \dot{m}_4 : débit d'eau destiné au niveau MP

Ce bilan nous permet de calculer la température des gaz à la sortie de la section 1 considérée

$$T_{d'} = T_d - \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_a - \dot{m}_4 h_b}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (3.15)$$

T_d et $T_{d'}$: températures des gaz avant et après le surchauffeur SRCH HP #1 et le resurchauffeur RCH #1

Bilan d'énergie du brûleur (duct burner) :

Le bilan d'énergie de la postcombustion permettra d'obtenir la température des gaz après qu'ils aient absorbé l'énergie supplémentaire donnée par l'équation (3.13) ci-dessus, soit :



Figure 3-6 - Volume de contrôle bilan section 2

$$T_{d''} = T_{d'} + \frac{\dot{Q}_{pc}}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (3.16)$$

Avec :

$T_{d'}$ et $T_{d''}$: températures des gaz avant et après les brûleurs,

\dot{Q}_{pc} : énergie par unité de temps apportée par la postcombustion.

Bilan d'énergie de l'économiseur BP (ECON BP):

L'économiseur est représenté par le volume de contrôle dans la figure (3.7) ci-dessous. Son bilan d'énergie permettra de calculer la température des gaz au pincement BP. Le bilan s'exprime pour l'économiseur BP comme suit :



Figure 3-7 - Volume de contrôle bilan section 6

$$\dot{m}_g C_{pg} (T_h - T_i) = \dot{m}_9 h_{10} - \dot{m}_9 h_9 \quad (3.17)$$

Avec :

9 et 10 : entrée et sortie économiseur BP

T_h et T_i : températures des gaz avant et après l'économiseur ECON BP,

On obtient donc pour la température des gaz au pincement BP:

$$T_h = T_i + \frac{\dot{m}_9(h_{10} - h_9)}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (3.18)$$

La différence de température au pincement BP est ensuite calculée ainsi :

$$\Delta T_{BP} = T_h - T_{sat, evbp} \quad (3.19)$$

Où $T_{sat, evbp}$ est la température de saturation correspondant à la pression régnant dans le ballon BP.

Bilan d'énergie de la section de la chaudière comprenant l'évaporateur BP, l'économiseur HP#1 et l'économiseur MP :

Cette section est représentée par le volume de contrôle de la figure (3.8) ci-dessous. Le bilan concerne donc la section 4, le premier principe de la thermodynamique donne :

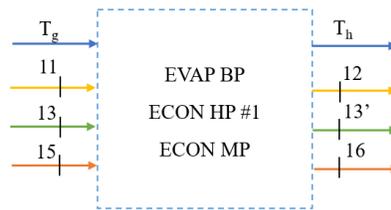


Figure 3-8 - Volume de contrôle bilan section 5

$$\dot{m}_g C_{pg} (T_g - T_h) = \dot{m}_6 h_{11} + \dot{m}_3 h_{15} + \dot{m}_1' h_{13} - \dot{m}_6 h_{12} - \dot{m}_3' h_{16} - \dot{m}_1' h_{13'} \quad (3.20)$$

Avec :

11 et 12 : Entrée et sortie évaporateur BP

13 et 13' : Entrée et sortie ECON HP#1

15 et 16 : Entrée et sortie économiseur MP

T_g et T_h : températures des gaz avant et après l'évaporateur EVAP BP et les économiseurs ECON HP #1 et ECON MP

\dot{m}_1' : Débit de vapeur haute pression diminué du débit de désurchauffe s'opérant entre les deux dernières parties du surchauffeur HP SRCH HP #1 et SRCH HP #2.

\dot{m}_3' : Débit de vapeur moyenne pression diminué du débit de désurchauffe s'opérant entre les deux resurchauffeurs RCH #1 et RCH #2.

L'économiseur HP se présentant en trois parties séparées, nous émettons l'hypothèse que chacune de ces trois parties reçoit le tiers de l'énergie totale nécessaire pour le préchauffage du débit d'eau destiné au niveau HP.

La quantité d'énergie échangée dans la totalité de l'économiseur HP est uniformément répartie sur chaque partie de l'échangeur.

$$\dot{Q}_{econ} = \dot{m}_{1'}(h_{14} - h_{13}) \quad (3.21)$$

Donc la quantité d'énergie échangée dans chaque partie de l'économiseur est égale à :

$$\frac{\dot{Q}_{econ}}{3} = h_{13'} - h_{13} \quad (3.22)$$

L'équation (6.7) devient alors :

$$\dot{m}_g C_{pg}(T_g - T_h) = \frac{\dot{Q}_{econ}}{3} + \dot{m}_{3'}(h_{16} - h_{15}) + \dot{m}_6(h_{12} - h_{11}) \quad (3.23)$$

Pour enfin trouver la température des gaz au pincement MP :

$$T_g = T_h + \frac{\frac{\dot{Q}_{econ}}{3} + \dot{m}_{3'}(h_{16} - h_{15}) + \dot{m}_6(h_{12} - h_{11})}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (3.24)$$

\dot{m}_6 : débit de vapeur destiné au niveau BP

Le pincement MP sera donc :

$$\Delta T_{MP} = T_g - T_{sat,evmp} \quad (3.25)$$

Où $T_{sat,evmp}$ est la température de saturation correspondant à la pression régnant dans le ballon MP.

Bilan d'énergie de la section de la chaudière comprenant l'évaporateur et le surchauffeur MP, les économiseurs ECON HP#2 et ECON HP#3 et le surchauffeur BP :

Cette section est représentée par le volume de contrôle de la figure (3.9) ci-dessous, son bilan d'énergie conduit à l'expression :

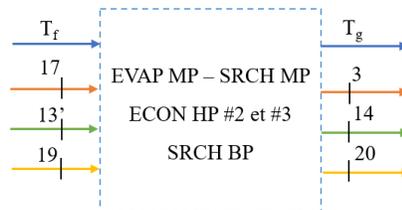


Figure 3-9 - Volume de contrôle bilan section 4

$$\dot{m}_g C_{pg}(T_f - T_g) = \frac{2 \cdot \dot{Q}_{econ}}{3} + \dot{m}_{3'}(h_3 - h_{17}) + \dot{m}_6(h_{20} - h_{19}) \quad (3.26)$$

qui se résout pour donner la température des gaz au pincement HP :

$$T_f = T_h + \frac{\frac{2 \cdot \dot{Q}_{econ}}{3} + \dot{m}_{3'}(h_3 - h_{17}) + \dot{m}_6(h_{20} - h_{19})}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (3.27)$$

T_f et T_h : températures des gaz avant et après l'évaporateur EVAP MP, le surchauffeur SRCH MP, les économiseurs ECON HP #2 et ECON HP #3 et le surchauffeur SRCH BP,

La différence de température au pincement HP sera donc :

$$\Delta T_{HP} = T_f - T_{sat, evhp} \quad (3.28)$$

Où $T_{sat, evhp}$ est la température de saturation correspondant à la pression régnant dans le ballon HP.

Bilan d'énergie de la section de la chaudière comprenant l'évaporateur HP, le surchauffeur SRCH HP#2 et le resurchauffeur RCH #2 :

Le bilan de cette section, représentée par le volume de contrôle de la figure (3.10) ci-dessous et située après les brûleurs, donne :

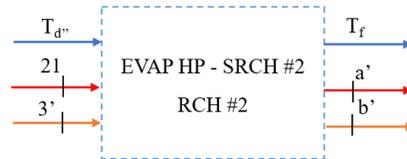


Figure 3-10 - Volume de contrôle bilan section 3

$$\dot{m}_g C_{pg}(T_{d''} - T_f) = \dot{m}_{4'} h_{b'} - \dot{m}_{4'} h_{3'} + \dot{m}_{1'} h_{a'} - \dot{m}_{1'} h_{21} \quad (3.29)$$

Avec :

$\dot{m}_{4'}$: Débit de vapeur MP diminué du débit de désurchauffe s'opérant entre les deux parties du resurchauffeur RCH #1 et RCH #2.

$\dot{m}_{1'}$: Débit de vapeur HP diminué du débit de désurchauffe s'opérant entre les deux parties du resurchauffeur SRCH HP #1 et SRCH HP #2.

21 : Sortie évaporateur HP

a' : Sortie surchauffeur SRCH HP #2

3' : Sortie surchauffeur MP

b' : Sortie resurchauffeur RCH #2

l'équation (3.29) se résout pour donner la température des gaz juste après la postcombustion de façon à vérifier la valeur déjà calculée de cette température dans l'équation (3.16) et valider ainsi les bilans d'énergie opérés sur les différentes sections de la chaudière de récupération :

$$T_{d''} = T_f + \frac{\dot{m}_{4'}(h_{b'} - h_{3'}) + \dot{m}_{1'}(h_{d'} - h_{23})}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (3.30)$$

$T_{d''}$ et T_f : températures des gaz avant et après l'évaporateur EVAP HP, le surchauffeur SRCH HP #1 et le resurchauffeur RCH #1,

Remarque :

Dans les calculs concernant les gaz, nous avons utilisé une valeur moyenne intégrée pour la chaleur spécifique donnée en fonction de la température pour chacune des sections considérées. [9]

3.4. Etude de la turbine à vapeur

La vapeur est un fluide compressible, dont les changements d'état au cours du cycle génèrent des variations importantes d'enthalpie permettant de transformer de grandes quantités de chaleur en travail. Dans une turbine, la vapeur est détendue de façon continue dans un système de roues à aubes. Cette propriété permet de fonctionner avec des débits importants et de pousser la détente sans l'effet de troncature, comme dans les machines alternatives. Les turbines à vapeur fonctionnent selon le cycle de Rankine. Le diagramme (T-s) de la figure 3.11 correspond au cycle à trois niveaux de pression de la turbine à vapeur de Hadjret Ennous. [10]

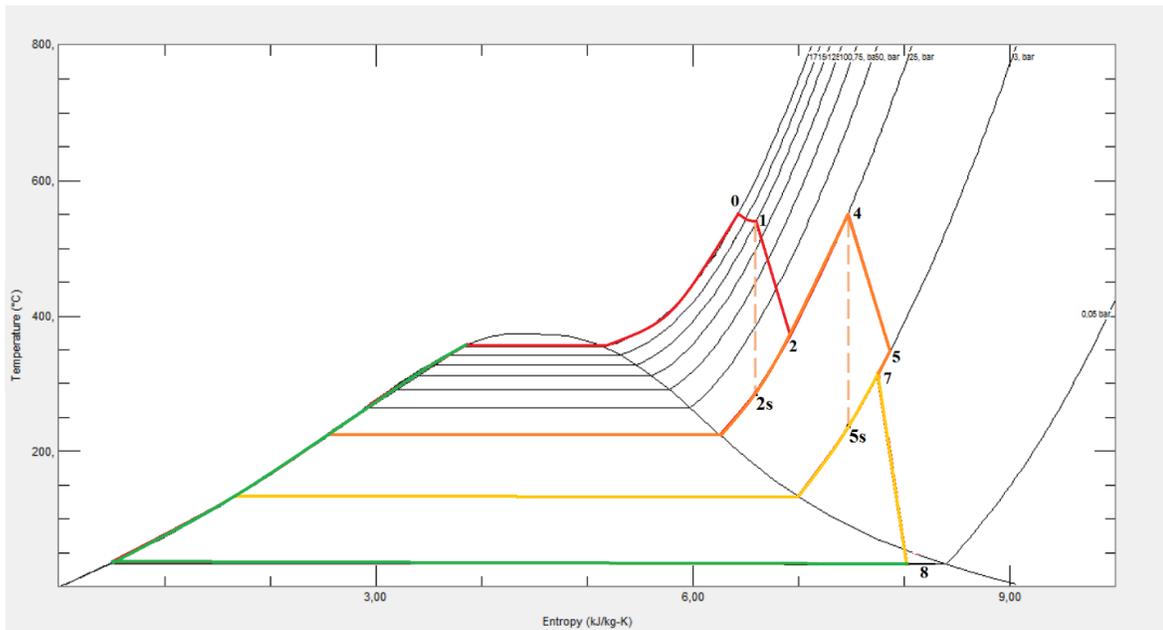


Figure 3-11 - Cycle de Rankine à trois niveaux de pression

3.4.1. Bilan d'énergie de la turbine à vapeur

Grâce aux calculs effectués sur la chaudière, il est maintenant possible d'évaluer les performances de la turbine à vapeur, les différents débits de vapeur circulant dans les trois corps de la turbine (HP, MP et BP) étant connus.

Bilan d'énergie de la turbine HP :

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à la turbine haute pression permet de calculer la puissance que produit la détente de la vapeur dans ce corps :

$$\dot{W}_{HP} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) \quad (3.31)$$

Les conditions à l'entrée et à la sortie du corps HP étant totalement définies, le rendement isentropique de la détente dans cette partie de la turbine se calcule à l'aide de l'expression :

$$\eta_{HP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.32)$$

Bilan d'énergie de la turbine MP :

Le bilan d'énergie appliqué à cette turbine permet de calculer la puissance que produit la détente de la vapeur MP :

$$\dot{W}_{MP} = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \quad (3.33)$$

Où le point 5 est à la sortie du corps MP. Cette sortie n'étant pas définie en température ni en pression, elle est calculée en admettant que la pression y est la même que celle d'entrée au corps BP et en adoptant une valeur pour le rendement isentropique de la détente dans la turbine MP, en adéquation avec celle obtenue pour la turbine HP. L'enthalpie à la sortie de la turbine MP se calcule alors à partir de l'expression de définition du rendement isentropique :

$$h_5 = h_4 - \eta_{MP}(h_4 - h_{5s}) \quad (3.34)$$

Où $h_{5s} = h(p_5, s_4)$ est l'enthalpie correspondant au point 5s (sortie corps MP si la détente est isentropique).

Bilan d'énergie de la turbine BP

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à la turbine BP donne pour la puissance produite lors de la détente de la vapeur à travers cette turbine :

$$\dot{W}_{BP} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (3.35)$$

Ne connaissant que la température au point 8, qui correspond à l'entrée du condenseur, une hypothèse nous est nécessaire pour en déterminer l'état : admettons que le titre x du mélange est de 0.95, il vient alors pour l'enthalpie à la sortie du corps de turbine BP :

$$h_8 = h_f(T_8) + xh_{fg}(T_8) \quad (3.346)$$

Puissance produite grâce à la turbine à vapeur dans son ensemble :

Elle correspond à la somme des puissances produites dans les trois parties de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{HP} + \dot{W}_{MP} + \dot{W}_{BP} \quad (3.37)$$

3.5. Calcul de la puissance aux bornes de l'alternateur pour la tranche 3 :

Pour calculer cette puissance, il faut corriger la puissance \dot{W}_{TG} de la turbine à gaz, donnée par l'expression (3.6) en la multipliant par son rendement mécanique η_{TG} , celle \dot{W}_{TV} de la turbine à vapeur, donnée par l'équation (3.37), en la multipliant par son rendement mécanique η_{TV} , celle du compresseur \dot{W}_C , donnée par l'équation (3.5), en la divisant par son rendement mécanique η_{comp} , ensuite il faut additionner les deux premières et retrancher la dernière et multiplier finalement le résultat par le rendement de l'alternateur η_{alt} . On aura donc pour la puissance aux bornes de l'alternateur :

$$\dot{W}_{BA} = \eta_{alt} \left(\eta_{TG} \dot{W}_{TG} + \eta_{TV} \dot{W}_{TV} - \frac{\dot{W}_C}{\eta_{comp}} \right) \quad (3.38)$$

Les différents rendements utilisés dans l'équation ci-dessus sont donnés dans le tableau ci-dessous :

Tableau 3-1 - Résumé des rendements utilisés dans le calcul de puissance

Elément	Type de pertes	Valeur des rendements (%)
Compresseur	mécaniques	η_{comp} 0.97
Turbine à gaz		η_{TG} 0.98
Turbine à vapeur		η_{TV} 0.98
Alternateur	méc + élec	η_{alt} 0.98

3.6. Calcul du rendement du cycle combiné

Pour calculer le rendement du cycle combiné η_{CC} , on doit tout d'abord déterminer la quantité d'énergie apportée par le gaz naturel par unité de temps. Cette énergie est apportée par combustion dans les chambres de combustion de la turbine à gaz (\dot{Q}_{CC}) et par postcombustion dans la chaudière de récupération (\dot{Q}_{PC}). Ces deux quantités doivent être divisées chacune par le rendement de la combustion (η_{comb}), puis additionnées pour donner la quantité d'énergie apportée par le gaz naturel par unité de temps.

Par ailleurs, la puissance des auxiliaires autoconsommée au niveau de la tranche (\dot{W}_{aux}) doit être retranchée de la puissance aux bornes de l'alternateur (\dot{W}_{BA}) pour obtenir la puissance nette livrée au consommateur.

Le rendement du cycle combiné sera alors donné par le rapport :

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{BA} - \dot{W}_{aux}}{\frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_{PC}}{\eta_{comb}}} = \eta_{comb} \frac{\dot{W}_{BA} - \dot{W}_{aux}}{\dot{Q}_C + \dot{Q}_{PC}} \quad (3.39)$$

Nous prendrons pour le rendement de la combustion, la valeur de 0.96.

3.7. Calcul du cycle à gaz sans tenir compte de l'effet des chillers

Afin de quantifier l'apport des chillers dans les performances du cycle combiné, nous avons recalculé le cycle à gaz, avec les conditions ambiantes à l'entrée du compresseur, en gardant pour le taux de compression et le rendement isentropique du compresseur les valeurs obtenues dans le cas avec chillers. Dans ces conditions, la valeur de la température de l'air à la sortie du compresseur sera donnée par l'expression :

$$T_b = T_{amb} \left[1 + \frac{(\tau_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right] \quad (3.40)$$

Par ailleurs, ce changement de température à l'entrée du compresseur, entraîne une variation de débit massique du fluide de travail. Le nouveau débit \dot{m}' est calculé en déterminant le débit volumique de l'air admis au compresseur pour les conditions standard de 15 °C et 1 atm, qui est égal au quotient du débit massique \dot{m} sur la masse volumique ρ_{air} dans les conditions standard à la température T_a correspondante, puis le débit volumique doit être multiplié par la masse volumique correspondant à la température ambiante T_{amb} pour obtenir le nouveau débit massique de l'air pour les nouvelles conditions d'admission. On aura donc :

$$\dot{m}' = \rho'_{air} \frac{\dot{m}}{\rho_{air}} = \dot{m} \frac{\frac{P_{amb}}{RT_{amb}}}{\frac{P_0}{RT_0}} = \dot{m} \cdot \frac{T_0}{T_{amb}} \quad (3.41)$$

avec : $\dot{m} = 630 \text{ kg/s}$: débit massique d'air à l'état standard, $T_0 = 288.15 \text{ K}$: température standard et T_{amb} : température ambiante de la journée considérée.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons effectué tous les bilans d'énergie nécessaires pour le calcul des performances de la tranche 03 de la centrale à cycle combiné de Hadjret Ennous. Les calculs sont exécutés sur le logiciel MATLAB avec intégration de REFPROP pour la détermination des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau notamment.

Nous avons d'abord effectué les bilans d'énergie concernant la turbine à gaz, puis nous nous sommes intéressés à la chaudière de récupération qu'on a subdivisée en plusieurs sections auxquelles nous avons appliqué le bilan d'énergie pour déterminer la façon dont évolue la température des gaz au sein de la chaudière et réajuster nos hypothèses de manière à éviter l'apparition de pincements négatifs aux endroits où sont placés les évaporateurs.

Ensuite, les bilans sur les différentes parties de la turbine à vapeur nous ont permis d'en calculer les puissances. Nous avons également calculé la puissance nette aux bornes de l'alternateur ainsi que le rendement global du cycle combiné pour la tranche 3 de la centrale. Les résultats de ces calculs sont présentés au chapitre 4.

CHAPITRE 4

Résultats et interprétations

Introduction

Nous présenterons dans ce chapitre final, les résultats obtenus à la suite du déroulement des calculs exposés dans le deuxième et troisième chapitre.

Nous commencerons par aborder les résultats relatifs au chillers, puis ceux à l'étude de la turbine à gaz, et ce dans les deux modes considérés (avec et sans fonctionnement du chiller).

Après quoi nous exposerons les résultats obtenus par le bilan complet de la chaudière de récupération pour aboutir aux calculs de la turbine à vapeur et aux calculs de puissance.

Enfin nous comparerons ceci à la puissance relevée à la centrale durant les journées sélectionnées en tenant compte des différents rendements mécanique des machines ainsi que la consommation des auxiliaires.

4.1. Présentation des résultats des chillers

Le tableau ci-dessous présente les résultats essentiels de l'analyse des chillers effectuée au chapitre 2. Nous y trouvons les puissances électriques nécessaire à la compression du R-134a (\dot{W}_{comp}) et la charge frigorifique des chillers (\dot{Q}_R).

Tableau 4-1 – Performances des chillers

			1	2	3	4	5	6
Grandeurs calculées		Unité	Chiller HT					
Enthalpie R-134a entrée compresseur	h_1	kJ/kg				404,89	405,47	405,47
Enthalpie R-134a sortie compresseur	h_2					423,17	424,45	420,66
Enthalpie R-134a sortie condenseur	h_3					250,25	253,71	245,53
Débit R-134a	\dot{m}_R	kg/s				51,60	58,85	55,83
Débit eau déminée	\dot{m}_{ed}					798,08	858,81	866,03
Puissance de compression	\dot{W}_{comp}	kW				943,37	1116,76	848,06
Charge frigorifique	\dot{Q}_R					7979,42	8931,08	8929,45
			Chiller BT					
Enthalpie R-134a entrée compresseur	h_1	kJ/kg	401,71	401,87	402,06	403,17	403,97	403,77
Enthalpie R-134a sortie compresseur	h_2		419,52	420,07	420,79	421,88	423,16	422,17
Enthalpie R-134a sortie condenseur	h_3		239,44	240,74	242,37	245,78	249,31	247,03
Débit R-134a	\dot{m}_R	kg/s	59,34	72,18	34,77	53,62	49,96	50,87
Débit eau déminée	\dot{m}_{ed}		532,17	584,11	337,17	868,67	817,39	852,58
Puissance de compression	\dot{W}_{comp}	kW	1056,95	1313,75	651,24	1003,01	958,00	936,00
Charge frigorifique	\dot{Q}_R		9629,10	11630,36	5552,42	8439,25	7726,81	7973,36
			Totaux					
Puissance de compression totale	$\dot{W}_{comp,tot}$	kW	1056,84	1313,75	651,24	2074,76	1405,08	1784,06
Puissance électrique des chillers	\dot{W}_{ref}		1710,46	1980,89	1283,52	2781,96	2077,03	2475,96
Charge frigorifique totale	$\dot{Q}_{R,tot}$		9629,10	11630,36	5552,42	15145,19	16418,68	16902,81
Coefficient de performance des chillers	COP	-	5,63	5,87	4,33	5,44	7,90	6,83

Notons tout d'abord que durant les journées 1,2 et 3 , qui sont des journées d'hiver les chillers ne sont pas très sollicités, parce que la température ambiante n'est pas très grande devant la température standard de 15°C et, même s'il est avantageux , d'un point de vue énergétique, de produire autant de froid que possible pour refroidir l'air d'admission de la turbine à gaz à la plus basse température possible, le risque de gel à l'entrée du compresseur fixe une limite pour cette température en fonction de l'humidité de l'air ambiant. Il est même parfois, lorsque la température ambiante est trop basse, nécessaire de préchauffer l'air à l'admission pour éviter ce problème de gel.

Au cours de telles journées donc (1,2 et 3), seul le chiller basse température entre en fonctionnement pour produire tout le froid nécessaire pour amener la température de l'air à la valeur souhaitée.

En revanche, au cours des journées 4, 5 et 6 qui sont des journées d'été où la température est au-dessus de 20 °C, et pour la ramener à la valeur standard, un seul chiller ne suffit pas, le deuxième, soit le chiller haute température, entre alors en action et les deux se partagent approximativement la charge de façon égale.

Les quatre dernières lignes du tableau comprennent la puissance de compression cumulée des deux chillers ($\dot{W}_{comp,tot}$), la charge frigorifique totale du système ($\dot{Q}_{R,tot}$), la puissance électrique consommée par le système de refroidissement, y compris celle des pompes des deux boucles (\dot{W}_{ref}), et le coefficient de performance (COP) du système dans son ensemble. Notons que ce dernier affiche des valeurs très intéressantes qui témoignent d'une très bonne performance des chillers.

4.2. Présentation des résultats des calculs de performance du cycle à gaz

Le tableau 4.2 ci-dessous présente les résultats essentiels des calculs concernant le cycle de Brayton avec les chillers en marche. Sur ce tableau, on voit immédiatement la conséquence de l'utilisation d'un refroidissement à l'admission. D'ordinaire, lorsque la température ambiante croît, les performances d'une turbine à gaz décroissent. Mais là, même si la température ambiante passe de 16 °C pour la journée 3 (19 Janvier 2016) à 27 °C pour la journée 5 (21 Août 2016), le rendement du cycle à gaz affiche une valeur approximativement constante et la puissance du cycle augmente lorsque la température de l'air d'admission décroît.

Tableau 4-2 - Performances du cycle à gaz avec chillers en marche

			Journées sélectionnées					
Grandeurs		Unités	1	2	3	4	5	6
Température admission	T_a	K	286,36	287,82	283,53	289,92	291,31	289,74
Débit d'air	\dot{m}_{air}	kg/s	624,07	621,19	630,87	616,31	613,22	616,58
Taux de compression	τ_{comp}	-	16,91	16,64	17,04	16,61	16,53	16,60
Taux de détente	τ_d		16,49	16,23	16,63	16,19	16,11	16,17
Rendement isentropique compresseur	$\eta_{comp,is}$	%	87,88	87,47	87,66	87,82	87,85	87,61
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{turb,is}$		92,59	92,82	92,58	92,75	92,71	92,71
Chaleur reçue dans les chambres de combustion	\dot{Q}_C	MW	708,34	705,06	715,65	699,05	694,71	698,99
Puissance produite par la turbine	\dot{W}_{TG}		544,07	541,30	549,87	536,92	533,49	536,67
Puissance absorbée par le compresseur	\dot{W}_{comp}		253,36	252,45	255,45	250,93	250,05	251,38
Puissance nette cycle à gaz	$(\dot{W}_{net})_{TG}$		266,55	264,82	270,02	262,14	259,73	261,45
Rendement du cycle	η_{CG}	%	39,20	39,12	39,30	39,06	38,94	38,96
Rendement total	$(\eta_{tot})_{TG}$		36,1	36,1	36,2	36,0	35,9	35,9

On notera au passage que le rendement présenté qui affiche une valeur avoisinant les 39 % (avant dernière ligne du tableau) ne tient compte que des pertes thermodynamiques liées aux transformations du fluide de travail.

En tenant compte des pertes mécaniques au niveau des paliers, des pertes électriques au niveau de l'alternateur et des pertes dans les chambres de combustion, on obtient la valeur du rendement global du cycle à gaz qui figure à la dernière ligne du tableau ci-dessus. Pour la calculer, on a utilisé l'expression :

$$(\eta_{tot})_{TG} = \frac{\left(\eta_{TG} \dot{W}_{TG} - \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{comp}} \right)}{\dot{Q}_C} \eta_{comb} \eta_{alt} \quad (4.1)$$

Tableau 4-3 - Performances du cycle à gaz en l'absence d'un système de refroidissement d'air d'admission

Grandeurs		Unités	Journées sélectionnées					
			1	2	3	4	5	6
Température admission	T_a	K	292,30	295,44	289,20	299,60	300,95	299,82
Débit d'air	\dot{m}_{air}	kg/s	621,06	614,46	627,70	605,93	603,20	605,48
Taux de compression	τ_{comp}	-	16,65	16,39	16,79	16,35	16,27	16,33
Taux de détente	τ_d		16,49	16,23	16,63	16,19	16,11	16,17
Rendement isentropique compresseur	$\eta_{comp,is}$	%	87,88	87,47	87,66	87,82	87,85	87,61
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{turb,is}$		92,59	92,82	92,58	92,75	92,71	92,71
Chaleur reçue dans les chambres de combustion	\dot{Q}_C	MW	688,88	679,97	697,07	665,50	661,60	664,67
Puissance produite par la turbine	\dot{W}_{TG}		541,44	535,44	547,11	527,87	524,77	527,01
Puissance absorbée par le compresseur	\dot{W}_{comp}		262,97	260,81	264,15	260,51	259,81	260,38
Puissance nette cycle à gaz	$(\dot{W}_{net})_{TG}$		254,33	250,74	258,57	243,78	241,50	243,08
Rendement du cycle	η_{CG}	%	38,46	38,41	38,64	38,16	38,02	38,10
Rendement total	$(\eta_{tot})_{TG}$	%	35,4	35,1	35,6	35,2	35,0	35,1

Dans le cas où l'air d'admission n'est pas refroidi, on perd en moyenne un point sur le rendement global qui passe donc de 36 % à 35 %. Quant au gain de puissance dû au refroidissement, il est en moyenne de 13 MW, en tenant compte de la puissance consommée par les chillers, ce qui correspond en pourcentage au chiffre de 5.25.

Notons que d'une manière générale, la puissance de la turbine à gaz est légèrement plus importante en hiver, et ce, aussi bien lorsque l'air est refroidi que quand il ne l'est pas, car dans les deux cas la température d'admission reste inférieure à ce qu'elle est en été.

4.3. Présentation des résultats des calculs de performance pour le cycle à vapeur

Les caractéristiques du cycle à vapeur sont présentées au tableau 4.4 ci-dessous pour le cas avec chillers en marche, et au tableau 4.5 pour le cas où les chillers sont absents.

Tableau 4-4 - Grandeurs calculées pour le cycle à vapeur avec chiller

Grandeurs		Unités	Journées sélectionnées					
			1	2	3	4	5	6
Débit d'air	\dot{m}_{air}	kg/s	624,07	621,19	630,87	616,31	613,22	616,58
	T_a	K	286,36	287,82	283,53	289,92	291,31	289,74
T_i	356,74		355,65	363,84	359,55	359,45	359,97	
T_h	503,47		503,48	503,87	508,17	507,96	508,33	
T_{BP}	6,88		6,63	6,67	12,56	12,49	12,71	
T_g	573,56		572,70	573,51	579,89	580,01	580,04	
T_{MP}	35,63		34,46	37,03	41,72	41,64	41,43	
T_f	686,63		684,90	684,91	697,07	697,79	697,06	
T_{HP}	59,61		57,93	56,11	69,21	70,22	69,26	
T_{d3}	983,23		984,16	957,19	1018,97	1022,81	1017,57	
T_{d2}	981,51		982,64	954,60	1018,12	1022,06	1016,66	
T_{d1}	904,63		906,92	903,34	909,01	911,11	909,66	
T_d	913,46		915,68	913,19	918,01	919,87	918,53	
PUISSANCES	\dot{Q}_{PC}	MW	50,38	49,39	33,95	70,61	71,44	69,27
	\dot{W}_{hp}		32,48	32,68	30,36	34,62	34,71	34,40
	\dot{W}_{mp}		50,50	50,53	48,17	53,51	53,60	53,25
	\dot{W}_{bp}		72,83	72,72	69,68	74,80	74,73	74,72
	$(\dot{W}_{net})_{TV}$		155,80	155,94	148,21	162,94	163,04	162,37
	$\eta_{aux}\eta_m\eta_{alt}\dot{W}_{net}$		142,15	142,27	135,22	148,66	148,76	148,14
	η_{CV}		39,00	38,99	37,20	41,18	41,27	41,01

Notons tout d'abord sur les deux tableaux que la valeur du pincement augmente en remontant du niveau BP vers le niveau HP en passant par le niveau MP ; qu'il est plus important en été qu'en

hiver et en l'absence de refroidissement qu'avec les chillers en marche. C'est ainsi par exemple que le pincement BP, qui est en moyenne de 6.75 °C en hiver et 12.5 °C en été dans le cas avec chillers en marche, remonte à 7.75 °C en hiver et 15 °C en été en l'absence de chillers.

Tableau 4-5 - Grandeurs calculées pour le cycle à vapeur sans chiller

Grandeurs		Unités	Journées sélectionnées					
			1	2	3	4	5	6
Débit d'air		kg/s	621,06	614,46	627,70	605,93	603,20	605,48
TEMPERATURES	T_a	K	292,30	295,44	289,20	299,60	300,95	299,82
	T_i		356,74	355,65	363,84	359,55	359,45	359,97
	T_h		504,18	505,09	504,58	510,71	510,43	511,05
	T_{BP}		7,59	8,24	7,38	15,10	14,96	15,43
	T_g		574,61	575,08	574,57	583,67	583,67	584,07
	T_{MP}		36,68	36,84	38,09	45,50	45,30	45,46
	T_f		688,23	688,51	686,53	702,85	703,41	703,24
	T_{HP}		61,21	61,53	57,73	74,99	75,84	75,44
	T_{d3}		986,27	991,04	960,19	1030,28	1033,83	1029,62
	T_{d2}		984,54	989,50	957,58	1029,41	1033,06	1028,70
	T_{d1}		904,59	906,82	903,29	908,86	910,96	909,50
	T_d		913,46	915,68	913,19	918,01	919,87	918,53
PUISSANCES	\dot{W}_{bp}	MW	32,48	32,68	30,36	34,62	34,71	34,40
	\dot{W}_{mp}		50,50	50,53	48,17	53,51	53,60	53,25
	\dot{W}_{hp}		72,83	72,72	69,68	74,80	74,73	74,72
	\dot{Q}_{PC}		52,14	53,34	35,78	76,70	77,34	75,78
	$(\dot{W}_{net})_{TV}$		155,80	155,94	148,21	162,94	163,04	162,37
	$\eta_{aux}\eta_{alt}\eta_m\dot{W}_{net}$		142,15	142,27	135,22	148,66	148,76	148,14
	$\eta_{cycle\ vap}$		37,23	37,44	35,52	39,79	39,85	39,67

A l'inverse de ce qui se passe dans le cas de la turbine à gaz, la puissance de la turbine à vapeur est légèrement meilleure en été qu'en hiver.

Les calculs ayant été exécutés pour une puissance de turbine à vapeur constante, la différence de comportement du cycle à vapeur entre le cas avec chillers en marche et le cas sans chillers, se traduit en premier lieu par la valeur de l'énergie supplémentaire apportée par postcombustion (\dot{Q}_{PC}) et qui est plus importante dans le cas sans chillers que dans le cas avec chillers en marche, et paradoxalement, elle est bien plus importante en été qu'elle ne l'est en hiver, sans doute pour compenser la chute de débit des gaz, qui ramènent donc moins d'énergie dans la chaudière de récupération. Le rendement du cycle à vapeur est meilleur quand les chillers sont en marche et en été lorsque la puissance produite par la turbine à vapeur est plus importante.

4.4. Performances du cycle combiné avec chillers en marche et sans chillers

Les performances du cycle combiné avec chillers en marche et sans chillers, sont présentées au tableau 4.6 et illustrées sur le graphique de la figure 4.3, où apparaît également la puissance relevée moyennée sur chacune des journées sélectionnées.

Le gain de puissance par refroidissement est approximativement de 8.5 MW en hiver et 13.5 MW en été.

Tableau 4-6 - Grandeurs caractéristiques du cycle combiné (puissances et rendement thermique)

		Journées sélectionnées					
		1	2	3	4	5	6
Grandeurs	Unités	Sans chillers					
$\eta_m \eta_{alt}(\dot{W}_{net})_{TG}$	MW	254,33	250,74	258,57	243,78	241,50	243,08
$\eta_m \eta_{alt}(\dot{W}_{net})_{TV}$		149,63	149,76	142,34	156,48	156,59	155,94
$(\dot{W}_{net})_{BA}$		403,96	400,50	400,91	400,26	398,09	399,02
\dot{W}_{aux}		7,49	7,55	8,23	8,97	9,72	9,13
$\dot{W}_{fournie}$		396,46	392,95	392,68	391,29	388,37	389,89
$\eta_{cycle\ combiné}$		%	51,36	51,44	51,44	50,61	50,45
		Avec chillers					
$\eta_m \eta_{alt}(\dot{W}_{net})_{TG}$	MW	266,55	264,82	270,02	262,14	259,73	261,45
$\eta_m \eta_{alt}(\dot{W}_{net})_{TV}$		149,63	149,76	142,34	156,48	156,59	155,94
$(\dot{W}_{net})_{BA}$		416,18	414,58	412,36	418,63	416,32	417,38
\dot{W}_{aux}		9,20	9,53	9,52	11,75	11,80	11,61
$\dot{W}_{fournie}$		406,98	405,05	402,84	406,87	404,52	405,78
$\eta_{cycle\ combiné}$		%	51,49	51,54	51,59	50,75	50,69

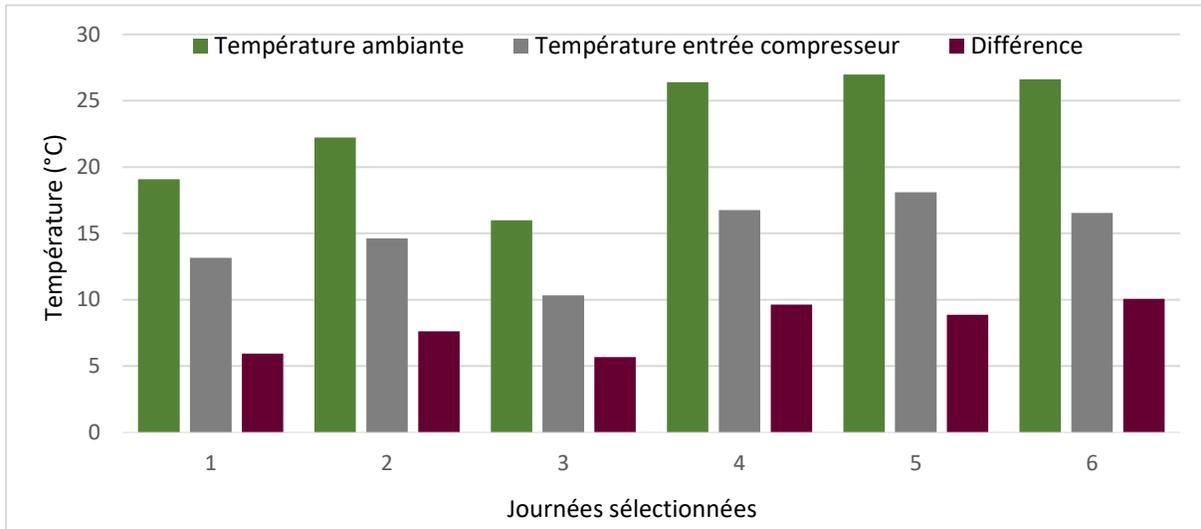


Figure 4-1 - Différentes températures à l'admission d'air

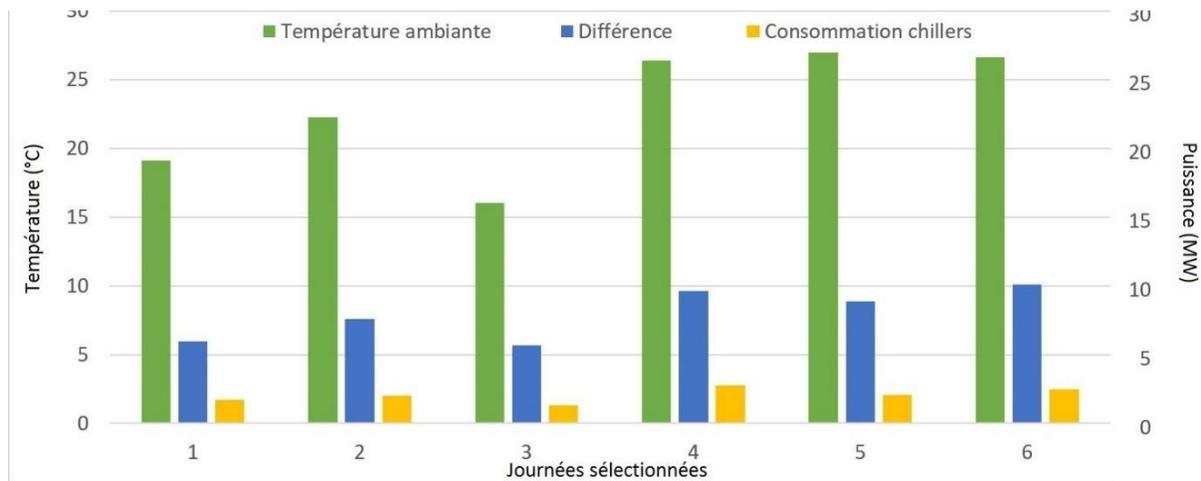


Figure 4-2 - Consommation électrique des chillers et différence de température à l'admission d'air

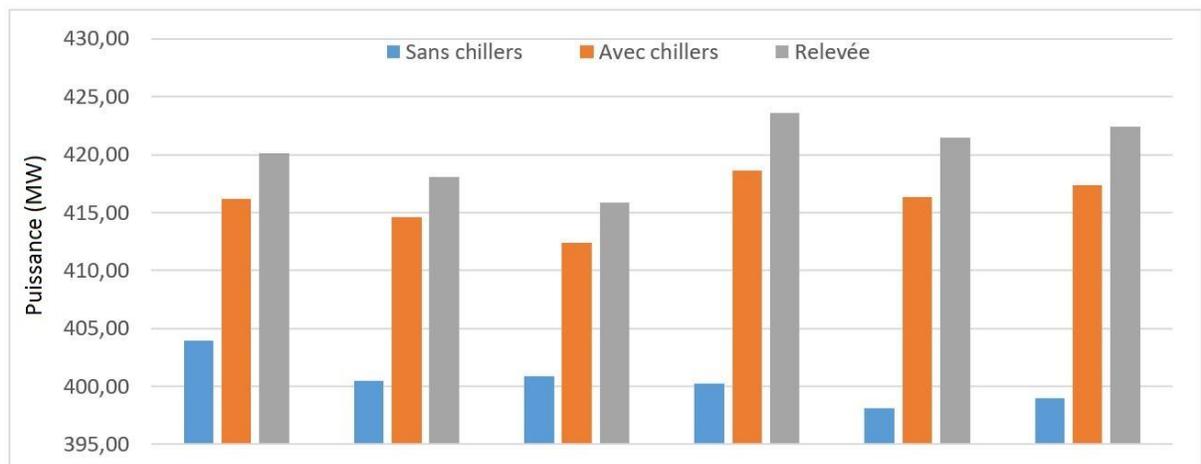


Figure 4-3 - Puissances électriques calculées avec chillers en marche et sans chillers et puissance relevée à la centrale (rapportées aux bornes alternateur)

Les écarts de rendement deviennent plus serrés pour le cycle combiné ; on enregistre ainsi un écart moyen d'environ 0.25 point en faveur des valeurs correspondant au cas où les chillers sont en marche.

La figure 4.1 présente pour les six journées dont les données nous ont servi à effectuer nos calculs tout au long de la présente étude, la température ambiante (T_{amb}), la température d'admission après refroidissement (T_a) et la différence de ces deux températures. Sur ce graphique on peut voir que le système de refroidissement tend à ramener la température d'admission à la valeur standard $T_0 = 15\text{ °C}$ lorsque $T_{amb} > T_0$. Si l'écart entre ces deux températures est important (cas de l'été par exemple), la température sera rapprochée autant que possible de T_0 pour s'établir à l'admission à une valeur légèrement supérieure. En revanche, si T_{amb} dépasse T_0 de seulement 2 à 3 °C (cas de l'hiver), alors les chillers refroidissent davantage l'air dont la température à l'admission sera inférieure à T_0 pour produire une puissance supérieure à la puissance nominale.

La figure 4.2 montre clairement que la puissance électrique consommée par les chillers reste proportionnelle à la différence ($T_{amb} - T_a$) qui peut être très importante en été et fera que les chillers seraient dans l'incapacité de refroidir l'air jusqu'à la température standard de 15 °C.

La figure 4.3 présente pour chacune des journées sélectionnées une comparaison entre la puissance obtenue par la moyenne des relevés, celle calculée pour le cas avec chillers en marche et celle pour le cas sans chillers. Toutes les puissances sont ici rapportées aux bornes alternateur. La puissance relevée est systématiquement supérieure à la puissance calculée pour le cas avec chillers en marche, ce qui signifie que nous avons vraisemblablement surévalué les différentes pertes par les valeurs choisies pour les différents rendements de composants.

CONCLUSION GENERALE

L'analyse de performances des différents équipements connectés aux centrales électriques est indispensable. En effet, vu la demande croissante en électricité par les consommateurs, il est dans l'intérêt des entités productrices d'énergie électrique d'assurer un fonctionnement optimal de leurs équipements. General Electric s'étant imposé comme leader mondial du secteur (fabrication de turbines à gaz, turbines à vapeur, alternateurs ainsi que leur maintenance et celle des différents auxiliaires), cette dernière, plus particulièrement la branche Power Services, est consciente de la nécessité de garantir des performances satisfaisantes de ces machines.

Dans la présente étude, nous avons procédé à l'analyse des performances du système de refroidissement de l'air de combustion, appelé aussi chillers, installé dans la centrale de Sharikat Kahraba Hadjret Ennous.

Pour ce faire, nous avons, dans un premier temps, calculé différents paramètres du cycle frigorifique, en nous basant sur les données relevées au niveau de la centrale (en Janvier 2016 et en Août 2016), arrivant au calcul de la puissance électrique consommé par les chillers.

En comparant ce résultat avec la différence de température atteinte à l'admission (entre la température ambiante et celle relevée à l'entrée du compresseur), nous notons qu'en période d'été, les chillers réalisent une différence de température, entre l'air ambiant et l'entrée du compresseur, d'une moyenne de $\Delta T = 9,53 \text{ }^\circ\text{C}$, et consomment une puissance électrique d'environ 2.4 MW. Alors qu'en période d'hiver et afin de baisser la température de l'air de $\Delta T = 6,41 \text{ }^\circ\text{C}$, ils n'en consomment que 1.7 MW.

En second lieu et afin de visualiser l'apport des chillers à la puissance électrique produite, nous avons analysé les cycles thermodynamiques de la centrale.

En établissant les bilans d'énergie de la turbine à gaz, de la chaudière de récupération ainsi que celui de la turbine à vapeur à l'aide des logiciels REFPROP et MATLAB, nous sommes parvenu au constat de l'apport de puissance nette réalisé par les chillers sur deux périodes, la première tenant compte de leur fonctionnement et la seconde le négligeant.

Afin de valider ce constat théorique, nous avons aussi examiné les données réelles relatives à la puissance électrique produite par la centrale, relevées par les services de cette dernière.

A l'issue de ce processus, nous avons pu évaluer un gain de puissance nette équivalent à 4 MW pour la période d'été alors qu'en période d'hiver ce gain atteint les 6 MW, ce qui correspond en termes de température atteinte à l'entrée du compresseur à une valeur de $16 \text{ }^\circ\text{C}$ en été et $10 \text{ }^\circ\text{C}$ en hiver.

A la lumière des résultats obtenus dans notre travail, nous nous permettons de proposer l'idée de continuer, dans l'optique de mener une analyse de performance plus approfondie, d'étendre le sujet à un autre système de refroidissement d'air de combustion. Nous pouvons citer par exemple, le système de refroidissement par évaporation d'eau présent à la centrale à cycle combiné Sharikat Kahraba Skikda. A l'issue duquel une comparaison entre les deux systèmes pourra être dressée aidant ainsi à l'amélioration et l'optimisation des performances des turbines à gaz.

Pour finir, nous dirons que dans l'ère de digitalisation des sociétés industrielles et de l'internet industriel des objets (IIoT), General Electric fournit un effort unique sur la scène mondiale. C'est dans cette perspective, que nous proposons l'intégration d'une telle analyse à un système de monitoring des équipements en service afin de suivre les performances des systèmes de refroidissement en temps réel, faisant ainsi un pas de plus vers la rencontre des mondes physique et digital.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] SNC LAVALIN, "Etude de danger, Centrale à cycle combiné de Hadjret Ennous," 2016.
- [2] GE Oil & Gas, "Inlet Air Cooling," Florence, 2008.
- [3] M. CHAKER, C. B. MEHER-HOMJI and T. MEE, "Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part A—Fog Droplet Thermodynamics, Heat Transfer and Practical Considerations," *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air.*, pp. 413-428, 2002.
- [4] STELLAR Power and utilities, "Control system functional description," in *Programme de formation BoP, Volet opération, chapitre 13 : Refroidissement de l'air de combustion*, Montréal, Québec, Canada, 2008, pp. 32-50.
- [5] YORK International, YK Refroidisseur de liquide centrifuge - Installation, mise en service, fonctionnement et maintenance., 2001.
- [6] "R134a Refrigerant," 17 March 2011. [Online]. Available: <http://www.airconditioning-systems.com/R134a.html>. [Accessed 24 MAY 2017].
- [7] La Société Tunisienne de l'Electricité et du Gaz (STEG), "Étude préparatoire du projet de construction de la centrale électrique à cycle combiné à Radès en Tunisie.," 2014.
- [8] A. Bouam, S. Aissani and R. Kadi, "Amélioration des performances de turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont des chambres de combustion," *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 11, no. 2, p. 291 – 306, 2008.
- [9] R. H. Perry and D. W. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, McGraw-Hill, 1997, pp. 2-50.
- [10] O. Perrot, "Cours de Thermodynamique," Dunkerque, 2010.
- [11] J. Udoh, A. Jenkins and S. Laher, "Back to basics - visual inspection for gas turbines," 2013.
- [12] J. Maunand, "Production d'électricité par turbine à gaz," 2008.
- [13] V. Cenusa, M. Feidt, R. Benelmir and A. Badea, "Optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression et chaudière à surface d'échange imposée," *Oil & Gas Science and Technology – Rev.*, vol. 61, no. 2, pp. 225-235, 2006.
- [14] General Electric Power services, "Manuel d'Operation et maintenance, Centrale à cycle combiné de Skikda," 2007.

WEBOGRAPHIE

Liste des sites web consultés:

<https://www.ge.com/digital/blog/dawn-digital-industrial-era>

<https://www.ge.com/digital/blog/everything-you-need-know-about-industrial-internet-things>

<https://www.rwe.com/web/cms/mediablob/en/2280160/data/2013840/1/rwe-technology-international/maintenance-engineering/news-and-events/news/blob.pdf>

<http://energy-giant-llc.com/eg-main/wp-content/uploads/2013/01/1- Evaporation-vs-Inlet-Fogging.pdf>

<http://energy-giant-llc.com/eg-main/wp-content/uploads/2013/01/1- Evaporation-vs-Inlet-Fogging.pdf>

http://eduscol.education.fr/rnchimie/phys/baillet/06/tp_cycl.pdf

<http://www.gas-servei.com/fr/componentes/sustitutos-directos-del-r-22/r-134a>

http://gte.univ-littoral.fr/workspaces/documents-m-perrot/cours-thermo-2-semester/downloadFile/file/Thermo_2sem_poly.pdf?nocache=1275385647.29

http://www.cder.dz/download/Art11-2_13.pdf

<http://www.meefog.com/wp-content/uploads/Gas-Turbine-Inlet-Air-Fogging-for-Humid-Climates-FINAL.pdf>

<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00167203/document>

ANNEXES

ANNEXE A - Données relatives au cycle à gaz

			Journées						
Désignation		Unité	1	2	3	4	5	6	
Entrée compresseur	ATID	ta	K	292,30	295,44	289,20	299,60	300,18	299,82
	CTIM	ta		286,36	287,82	283,53	289,92	291,31	289,74
	AFPCS	dpa	kPa	1,58	1,53	1,49	1,59	1,62	1,61
Sortie compresseur	CPD	pb	K	1686,94	1660,38	1701,66	1656,64	1648,15	1655,05
	CTD	tb		680,52	682,38	676,64	685,21	687,20	685,57
Flamme	TTRF	tc	K	1684,98	1686,83	1680,52	1688,97	1689,76	1688,80
Sortie turbine	TTXM	td		913,46	915,68	909,19	918,01	919,87	918,53

ANNEXE B - Données relatives au cycle à vapeur

			Journées						
Désignation		Unité	1	2	3	4	5	6	
TURBINE A VAPEUR	HP IN PRESS	p1	bar	123,00	123,50	115,43	130,42	130,89	130,31
	MP IN PRESS	p4		23,80	23,76	22,86	25,41	25,41	25,27
	BP IN PRESS	p7		3,14	3,13	3,01	3,34	3,34	3,34
	HP IN TEMP	t1	°C	562,39	562,25	562,69	562,97	562,75	562,75
	MP IN TEMP	t4		562,39	562,25	562,69	565,19	565,43	565,13
	BP IN TEMP	t7		308,30	308,01	306,43	309,97	310,27	310,15
ECONOMISUEURS	HP ECO IN	tehp_i	°C	151,75	150,93	152,21	151,55	151,52	151,59
	HP ECO OUT	tehp_o		319,76	319,24	318,14	321,00	321,19	321,03
	MP ECO IN	temp_i		148,65	147,88	148,65	148,61	148,60	148,53
	MP ECO OUT	temp_o		210,99	211,07	208,47	215,05	214,95	214,79
	BP ECO IN	temp_i		69,94	70,01	69,99	71,05	71,18	70,92
	BP ECO OUT	temp_o		145,88	144,68	147,27	145,30	145,21	145,15
DEBITS	HP IN	m1	t/h	328,86	330,27	308,06	355,39	356,44	353,93
	MP IN	m3		36,55	35,17	39,83	31,22	31,10	31,59
	BP IN	m6		40,38	38,95	42,76	37,36	37,26	37,54
BALLONS	HP FW PRESS	pb_hp	bar	173,32	173,21	177,09	175,08	174,47	174,96
	MP FW PRESS	pb_BP		50,68	50,93	49,51	50,87	51,03	51,23
	BP FW PRESS	pb_bp		24,76	24,88	25,05	24,31	24,24	24,31

	Désignation		Unité	1	2	3	4	5	6
SORTIE VAPEUR BP	ST EXH TEMP	t8	°C	33,14	32,19	33,40	40,42	41,69	40,26
EAU DE MER	EAU DE MER IN	tcd_i		17,46	17,22	16,75	24,49	25,62	24,29
	EAU DE MER OUT	tcd_o		29,44	29,68	30,01	35,69	37,24	35,69
VAPEUR	HP EXSH TEMP	t2	363,76	363,06	366,52	364,78	364,68	365,03	
	HP EXSH PRESS	p2	bar	26,67	26,66	25,36	28,32	28,64	28,40
GAZ D'ECHAP - PEMENT	SORTIE CHEMINEE	ti	°C	83,54	82,45	85,64	86,35	86,25	86,77
	ENTREE CHAUDIERE	td		640,26	642,48	635,99	644,81	646,67	645,33

ANNEXE C - Programmes MATLAB relatifs aux calculs des bilans des turbines à gaz et à vapeur

Programme 1 :

```
function [ ] = fusion( )
%introduction des données d'une journée choisie à partir du fichier
excel
%conditions standard
m0=630;
t0=288.15;
p0=101.325;
%% turbine à gaz
a=input('Entrez la colonne correspondante au jour choisi : ');
a=strcat(a, ':', a);
x=xlsread('fusion', a);
% Compresseur
tamb = x(1,1);
ta = x(2,1);
pa = 101.325-x(3,1);
sprintf('pa = %3.2f kPa', pa)
pb = x(4,1);
tb = x(5,1);
% Combustion
tc = x(6,1);
% Turbine
pd = 102.325;
sprintf('pd = %3.2f kPa', pd)
td = x(8,1);
m=m0*(t0/ta)*(pa/p0);
sprintf('m = %3.2f kg/s', m)
%ta=tamb;
sprintf('ta = %3.2f K', ta)
%pa=p0;
[Qcc, P]=TAG( ta, pa, tb, pb, tc, td, pd, m );
%% Turbine à vapeur
a=input('Entrez la colonne correspondante au jour choisi : ');
a=strcat(a, ':', a);
x=xlsread('fusion', a);
% Entrées corps TV
p1 = x(9,1)*100;
t1 = x(10,1)+273.2;
p4 = x(11,1)*100;
t4 = t1;
p7 = x(13,1)*100;
```

```

t7 = x(14,1)+273.2;
% Débits de vapeur
m1=x(21,1);
m3=x(22,1);
m6=x(23,1);
% Pression ballons HP, MP et BP
pb_hp=x(24,1)*100;
pb_mp=x(25,1)*100;
pb_bp=x(26,1)*100;
% Sortie corps BP, HP
t8=x(27,1)+273.2;
t2=x(30,1)+273.2;
p2=x(31,1)*100;
% Températures des gaz
ti=x(32,1)+273.2;
td=x(33,1);
% Consommation auxiliaires
Waux=x(35,1);
hrsg( t1,p1,t2,p2,t4,p4,t7,p7,m1,m3,m6,td,ti,t8,pb_hp ,pb_mp
,pb_bp,m,Waux,Qcc,P )
end

```

Programme 2 :

```

function [ Qcc,P ] = TAG( ta,pa,tb,pb,tc,td,pd,m )
%Calcul de performance de la turbine à gaz
%% calcul des grandeurs thermodynamiques
Tc=pb/pa; %taux de compression
sprintf ('Tc = %1.4f',Tc)
Td=pb/pd; %taux de détente
sprintf ('Td = %1.4f',Td)
tbs=ta*(Tc)^(0.4/1.4);
tb=ta+(tbs-ta)/0.877;
ha=refpropm('H','T',ta,'P',pa,'air.ppf')/1000;
%sprintf('ha = %4.2f kJ/kg',ha)
sa=refpropm('S','T',ta,'P',pa,'air.ppf');
hb=refpropm('H','T',tb,'P',pb,'air.ppf')/1000;
%sprintf('hb = %4.2f kJ/kg',hb)
hbs=refpropm('H','P',pb,'S',sa,'air.ppf')/1000;
%sprintf('hbs = %4.2f kJ/kg',hbs)
hc=refpropm('H','T',tc,'P',pb,'air.ppf')/1000;
%sprintf('hc = %4.2f kJ/kg',hc)
sc=refpropm('S','T',tc,'P',pb,'air.ppf');

```

```

hd=refpropm('H','T',td,'P',pd,'air.ppf')/1000;
%sprintf('hd = %4.2f kJ/kg',hd)
hds=refpropm('H','P',pd,'S',sc,'air.ppf')/1000;
%sprintf('hds = %4.2f kJ/kg',hds)
%% Rendements compresseur et turbine
nc=(hbs-ha)/(hb-ha); %compresseur
sprintf('nc = %1.4f',nc)
nt=(hc-hd)/(hc-hds); %turbine
sprintf('nt = %1.4f',nt)
%% Calcul des puissances
Wc=m*1.03*(tb-ta); %compresseur
sprintf('W_comp = %6.2f kW',Wc)
Wt=m*1.13*(tc-td); % turbine
sprintf('W_turb = %6.2f kW',Wt)
P=Wt-Wc; %puissance nette fournie
sprintf('m = %3.2f kg/s',m)
sprintf('W_net = %6.2f kW ',P)
Qcc=m*1.13*(tc-tb); %puissance CC
sprintf('Qcc = %6.2f kW ',Qcc)
ncg=P/Qcc; %rendement cycle à gaz
sprintf('ncg = %.4f ',ncg)
TG = [ ta; Tc; Td; nc; nt; m; Wt/1000; Wc/1000; P/1000; Qcc/1000; ncg
];
z=input('Entrez la colonne ecriture : ');
z=strcat(z,'2:',z,'13');
a=xlswrite('pincement2',TG,z);
if (a)
    disp ('done tg')
end

```

Programme 3 :

```

function [ ] = hrsg(
t1,p1,t2,p2,t4,p4,t7,p7,m1,m3,m6,td,ti,t8,pb_hp ,pb_mp
,pb_bp,m,Waux,Qcc,P )
%Calcul de la chaudière
% A partir du fichier excel contenant les données de la
chaudière les
% différents bilan énergétiques sont effectués
%% Grandeurs thermodynamiques extraites de REFPROP
h1=refpropm('H','T',t1,'P',p1,'water')/1000;
sprintf('h1 = %4.2f kJ/kg',h1)

```

```

s1=refpropm('S','T',t1,'P',p1,'water');
%fprintf('s1 = %4.2f kJ/kg',s1/1000)
h2=refpropm('H','T',t2,'P',p2,'water')/1000;
fprintf('h2 = %4.2f kJ/kg',h2)
h2s=refpropm('H','P',p2,'S',s1,'water')/1000;
%fprintf('h2s = %4.2f kJ/kg',h2s)
h4=refpropm('H','T',t4,'P',p4,'water')/1000;
fprintf('h4 = %4.2f kJ/kg',h4)
s4=refpropm('S','T',t4,'P',p4,'water');
%fprintf('s4 = %1.4f kJ/kg',s4/1000)
h5s=refpropm('H','P',p7,'S',s4,'water')/1000;
%fprintf('h5s = %4.2f kJ/kg',h5s)
h7=refpropm('H','T',t7,'P',p7,'water')/1000;
fprintf('h7 = %4.2f kJ/kg',h7)
n_hp=(h1-h2)/(h1-h2s); %calcul du rendement isentropique de la
TV_HP
fprintf('Rendement isentropique TV_HP = %1.4f',n_hp)
n_mp=0.8;
%input('Entrez un rendement isentropique TV_MP = ');
h5=h4-n_mp*(h4-h5s);
fprintf('h5 = %4.2f kJ/kg',h5) %calcul du point 5
m1=m1/3600;
fprintf('m1 = %3.2f kg/s',m1) %débit HP
m3=m3/3600;
fprintf('m3 = %3.2f kg/s',m3) %Débit MP
m6=m6/3600;
fprintf('m6 = %3.2f kg/s',m6) %Débit BP
m4=m1+m3; m5=m4;
%fprintf('m4 = %3.2f kg/s',m4)
m7=m5+m6;
fprintf('m7 = %3.2f kg/s',m7)
h6=(m7*h7-m5*h5)/m6;
m8=20/3600;
m10=12/3600;
fprintf('h6 = %4.2f kJ/kg',h6) %calcul du point 6 (bilan
mélange MP)
h9=refpropm('H','T',t8,'Q',0,'water')/1000;
fprintf('h9 = %4.2f kJ/kg',h9) %sortie condenseur
%% Bilan HRSG sans post combustion
disp('Bilan HRSG sans post combustion')
mg=m;

```

```

sprintf('mg = %6.2f kg/s',mg)
cpg=1.05;
Q1=m1*h1+m4*h4+m6*h6-m1*h2-m7*h9;
sprintf('Q1 = %6.2f kW',Q1)
Ti=td-(Q1/(mg*cpg));
sprintf('Ti = %3.2f K',Ti) %température d'échappement
%% Bilan HRSG avec post combustion
disp('Bilan HRSG avec post combustion')
sprintf('ti = %3.2f K',ti)
Tt=ti-Ti; disp (Tt)
dQ=mg*cpg*Tt;
%dQ=mg*cpg*(ti-Ti);
sprintf('dQ = %6.2f kW',dQ)
%% Bilan SH1-RH1
disp('Bilan SH1-RH1')
ha=refpropm('H','T',838.2,'P',pb_hp,'water')/1000;
sprintf('ha = %4.2f kJ/kg',ha)
hb=refpropm('H','T',838.2,'P',pb_mp,'water')/1000;
sprintf('hb = %4.2f kJ/kg',hb)
td1=td-(m1*(h1-ha)+m4*(h4-hb))/(mg*cpg);
sprintf('Td1 = %4.2f K',td1)
%% Bilan DB
disp('Bilan DB')
td2=dQ/(mg*cpg)+td1;
sprintf('Td2 = %4.2f K',td2)
%% Bilan ECBP
disp('Bilan ECBP')
m9=m1+m3+m6;
cpg=1.01;
%pb_bp=pb_bp+101.325;
h10=refpropm('H','P',pb_bp,'Q',0,'water')/1000;
sprintf('h10 = %4.2f kJ/kg',h10) %entrée EVBP
th=ti+m9*(h10-h9)/(mg*cpg);
sprintf('Th = %4.2f K',th)
tp1=refpropm('T','P',pb_bp,'Q',0,'water');
sprintf('T_sat = %4.2f K et T_pincement1 = %4.2f K',tp1,th-tp1)
%% Bilan ECHP
disp('Bilan ECHP')
H=refpropm('H','P',pb_bp,'Q',0,'water')/1000;
sprintf('H = %4.2f kJ/kg',H) %entrée ECHP
h=refpropm('H','P',pb_hp,'Q',0,'water')/1000;

```

```

sprintf('h = %4.2f kJ/kg',h) %sortie ECHP
E=(m1-m8)*(h-H); %m8=20/3600
sprintf('ECHP = %4.2f kW',E) %energie echangée au niveau du ECHP
r=1/3;
dE=r*E;
sprintf('dE = %4.2f kW',dE)
%% Bilan EVBP-EVMP
disp('Bilan EVBP-EVMP')
h11=H;
cpg=1.0366;
sprintf('h11 = %4.2f kJ/kg',h11) %entrée ECMP
h12=refpropm('H','P',pb_mp,'Q',0,'water')/1000;
sprintf('h12 = %4.2f kJ/kg',h12) %sortie ECMP
h101=refpropm('H','P',pb_bp,'Q',1,'water')/1000;
tg=th+(m6*(h101-h10)+(m3-m10)*(h12-h11)+dE)/(mg*cpg);
sprintf('Tg = %4.2f K',tg)
tp2=refpropm('T','P',pb_mp,'Q',0,'water');
sprintf('T_sat = %4.2f K et T_pincement2 = %4.2f K',tp2,tg-tp2)
%% Bilan EVMP-EVHP
disp('Bilan EVMP-EVHP')
cpg=1.05652;
%hypothèse: sortie TV_HP~sortie RH_MP
h13=refpropm('H','P',pb_bp,'Q',1,'water')/1000;
sprintf('h13 = %4.2f kJ/kg',h13) %entrée SRH_BP
h14=refpropm('H','P',pb_mp,'Q',1,'water')/1000;
sprintf('h14 = %4.2f kJ/kg',h14) %entrée SRH_MP
y=(1-r)*E+m6*(h6-h13)+(m3-m10)*(h2-h12); %m10=12/3600
sprintf('y = %6.2f ',y)
tf=tg+(y/mg*cpg);
sprintf('Tf = %4.2f K',tf)
tp3=refpropm('T','P',pb_hp,'Q',0,'water');
sprintf('T_sat = %4.2f K et T_pincement3 = %4.2f K',tp3,tf-tp3)
%% Bilan EVHP-DB
disp('Bilan EVHP-DB')
cpg=1.10633;
h15=(m1*ha-H*m8)/(m1-m8);
sprintf('h15 = %4.2f kJ/kg',h15) %sortie SRH2
h16=(hb*(m1+m3)-H*m10)/(m1+m3-m10);
sprintf('h16 = %4.2f kJ/kg',h16) %sortie RH2
%h: entrée EVHP, h2~h3, h15 et h16 calculés à partir des bilans
mélanges

```

```

%desurchauffe
td3=tf+((m1+m3-m10)*(h16-h2)+(m1-m8)*(h15-h))/(mg*cpg);
sprintf('Td3 = %4.2f K',td3)
%% Puissance TV
hf=refpropm('H','T',t8,'Q',0,'water')/1000;
hg=refpropm('H','T',t8,'Q',1,'water')/1000;
h8=0.95*(hg-hf)+hf;
% Corps HP
Wh=m1*(h1-h2);
sprintf('W_hp = %6.2f kW',Wh)
% Corps MP
Wm=m4*(h4-h5);
sprintf('W_mp = %6.2f kW',Wm)
% Corps BP
Wb=m7*(h7-h8);
sprintf('W_bp = %6.2f kW',Wb)
% Total
W=(Wh+Wm+Wb); %puissance vapeur
sprintf('W_total = %6.2f kW',W)
cpg=cp(ti,td);
%ncv=W*0.98/(cpg*m*(td-ti)*0.96); % rendement cycle vapeur avec
rendemnt alterateur
% sprintf('ncv = %1.4f ',ncv)
Qpc=dQ;
%ncc=(P+W_Waux)/(Qcc+Qpc);
%% Ecriture
TV = [ ti; th; th-tp1; tg; tg-tp2; tf; tf-tp3; td3; td2; td1;
td; Wh/1000; Wm/1000; Wb/1000; Qpc/1000; W/1000; W+P; cpg ];
z=input('Entrez la colonne ecriture : ');
z=strcat(z,'14:',z,'31');
a=xlswrite('pincement2',TV,z);
if (a)
    disp ('done tv')
end
end

```