



**Etude pour l'amélioration des performances des turbines à gaz
par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de
combustion ; adaptation à la turbine Niamey II**

**MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU
MASTER EN INGENIERIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT
OPTION : GENIE ENERGETIQUE**

Présenté et soutenu publiquement le 30/06/2016 par :

Lawan SANI

**Travaux dirigés par : Yezouma COULIBALY
Professeur du 2iE**

Membres du jury:

Président du jury: Dr N'TSOUKPOE Kokouvi Edem

Membre du jury: Pr COULIBALY Yezouma

Ing BASSOLE Justin

Promotion [2014/2015]

DEDICACE

**JE DÉDIE CE MÉMOIRE DE FIN DE FORMATION À MA CHÈRE
FAMILLE ET À MES CHER(E)S AMI(E)S**

REMERCIEMENT

Je commence par remercier Allah, le Tout Puissant pour m'avoir permis et donné le courage nécessaire pour la réalisation de ce travail.

J'exprime mes sincères remerciement à la Coopération Technique Belgique (CTB), pour m'avoir accordé la bourse d'étude et l'accompagnement qu'elle donne aux jeunes Nigériens dans le but d'approfondir leurs connaissances ;

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mon Directeur de mémoire Professeur Yezouma COULIBALY pour ses conseils et ses remarques objectives ;

Nous présentons nos sincères remerciements au Directeur des Ressources Humaines Mr. SIDI AMAR AHMED, au Directeur de Production et de Transport DJIBRIL MAILALE pour m'avoir offert l'opportunité d'effectuer ce stage au sein de la NIGELEC ;

Nos sincères remerciements vont également à mon encadreur et maitre de Stage, Monsieur Harouna DAN KASSOUA, Chef de Service Maintenance Electrique et Mécanique (SMEM), pour ses sages conseils, ses critiques et corrections tout au long de ce travail ;

Je remercie vivement Docteur HAROUNA Gado Ibrahim Enseignant Chercheur à l'Université de Maradi pour sa disponibilité et son assistance tout au long de cette étude ;

Je remercie aussi tout le corps enseignant du 2iE pour la formation reçue au cours de ces deux années ;

Nos remerciements vont également à tous les personnels du service SMEM et ceux du site Production Niamey II pour leur sympathie et leur collaboration pour l'élaboration de ces travaux ;

Mercie à tous mes camarades de la promotion 2013/2014 pour l'ambiance fraternelle qui a régnés pendant ces deux années passées ensemble ;

Enfin je remercie tous ceux qui de loin ou de près m'ont aidé et encouragé.

RESUME

Pendant la saison chaude, dû à l'accroissement des conditions ambiantes en particulier la température, les turbines à gaz industrielles rencontrent de grandes difficultés qui ont pour conséquences la diminution de leurs puissances et de leurs rendements. Pour diminuer voir pallier ces problèmes, plusieurs techniques ont été adoptées. Une des méthodes la plus efficaces est l'injection de l'eau ou de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion qui a pour avantage l'augmentation de la performance de la turbine, la diminution des émissions de NO_x et un refroidissement plus efficace des aubes de la turbine. .

Dans ce travail on s'est intéressé à une étude thermodynamique de la turbine à gaz injectée par vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion en utilisant la chaleur de gaz d'échappement pour faire évaporer l'eau passant par un échangeur. Pour ce faire on a d'abord fait l'étude thermodynamique de la turbine à gaz à cycle simple à différentes températures afin de savoir l'influence de la température ambiante sur la performance de la turbine à gaz de Niamey II.

La comparaison des résultats de calculs à 15 °C et à 45°C nous montre une baisse de 15,89% et 15,83% respectivement au niveau de la puissance et du rendement a été observé dû à l'augmentation de la température. Après l'injection de la vapeur d'eau, les résultats nous montrent une augmentation de puissance et du rendement.

Ceci nous permet de dire que l'injection de la vapeur d'eau est une méthode d'amélioration de la performance de la turbine à gaz à grand intérêt économique, social et environnemental.

Mots clés : Turbine à gaz, cycle simple, amélioration de la performance, injection de la vapeur d'eau, étude environnementale.

ABSTRACT

During the hot season, for increasing of ambient conditions particularly the temperature, the industrial gas turbines have great difficulty that consequences are decrement of their power and their efficiency. In order to reduce or to solve these problems, several technologies have been adopted. One of the most adequate way is water injection in the combustion room which are advantage to increase the performance of the turbine and reduction of NO_x gas emissions.

In this work we have interested for the thermodynamic studies of the gas turbine injected by steam of water up stream of combustion room by using the exhaust gas heat to evaporate water passing by the interchange. To do that, at first we have made a thermodynamic study of simple cycle gas turbine at different temperature in order to know the ambient temperature effect upon the Niamey II gas turbine performance.

Through the comparison of the results at 15°C and 45°C , we have respectively 15,89% and 15,83% reduction of power and efficiency for increasing temperature. After steam injection at 45°C we have had an increasing of power and efficiency.

These results allow us to tell that steam water injection is a technology for the gas turbine performance improvement. It has a great economic and environmental interest too.

Keywords: gas turbine, simple cycle, performance improvement, steam water injection, environmental study.

ABREVIATIONS ET NOMENCLATURES

BP : basse pression

CA : Compresseur Axial

CC : Chambre de Combustion

C-C-D : compression-combustion-détente

C_p : Chaleur spécifique à pression constante (kJ/kg K)

C_{pc} : Chaleur spécifique du combustible

C_{pe} : Chaleur spécifique de l'eau (kJ/kg K)

C_{pg} : Chaleur spécifique gaz chaud (kJ/kg K)

C_{pv} : Chaleur spécifique de la vapeur d'eau (kJ/kg K)

C_{ssinj} : Consommation spécifique sans injection de la vapeur d'eau (kg/MWh)

C_{sinj} : Consommation spécifique avec injection de la vapeur d'eau (kg/MWh)

C_{pT} : Chaleur spécifique à la température T

E : Efficacité de l'échangeur

GC : Générateur de Courant

h_c : Enthalpie du combustible (kJ/kg)

H_a : Enthalpie au point Ta (kJ/kg)

H_i : Enthalpie théorique au point i (kJ/kg)

H_{ir} : Enthalpie théorique réelle au point i (kJ/kg)

HP : haute pression

HRSG: Générateur de Vapeur (Heat-Recovery Steam Generator)

N_2 : Diazote

NO_x : Oxydes d'azotes

NO_2 : Dioxydes d'azotes

N_2O : Protoxydes

NO : Monoxyde d'azote

O_2 : Dioxygène

P_a : Pression ambiante (bar)

P_{CA} : Puissance du compresseur axial (kW)

P_{ci} : Pouvoir calorifique inferieur (kJ/kg)
 P_u : Puissance utile de la turbine (kW)
 P_{usinj} : Puissance utile de la turbine sans injection de la vapeur (kW)
 P_{uinj} : Puissance utile de la turbine avec injection de la vapeur (kW)
 P_T Puissance de la turbine (kW)
 P_{th} : Puissance thermique (kW)
 P_e : Puissance de l'échangeur (kW)
 P_i : Pression théorique au point i (bar)
 P_{ir} : Pression réelle au point i (bar)
 ΔP_a : Chute de pression à l'admission (%)
 ΔP_{ech} : Chute de pression à l'échappement (%)
ppm : parti par million
 Q_f : Débit massique du fluide (kg/s)
 Q_{aa} : Débit à l'aspiration du compresseur (kg/s)
 Q_{ac} Débit d'air de combustion (kg/s)
 Q_c : Debit massique du combustible (kg/s)
 Q_v : Debit massique de la vapeur d'eau (kg/s)
STIG: Steam Turbine Injection Generator
T : temps de fonctionnement annuel de la turbine (H)
 T_{ce} : Température entrée évaporateur (K)
 T_{cs} : Température sortie évaporateur (K)
 T_{fe} : Température fluide entré (K)
 T_{fs} : Température sortie fluide (K)
 T_i : Température théorique au point i (K)
 T_{inj} : Température à l'injection de la vapeur d'eau (K)
 T_{ir} : Température réelle au point i (K)
TC: Turbine de Compression
TP : Turbine de Puissance
 W_{ca} Travail spécifique de la compression (kJ/kg)
 W_T Travail spécifique de la turbine (kJ/kg)

W_u : Travail utile de la turbine (kJ/kg)

W_{usinj} : Travail utile de la turbine sans injection de la vapeur (kJ/kg)

W_{uinj} : Travail utile de la turbine avec injection de la vapeur (kJ/kg)

ρ : Masse volumique (kg/m³)

ρ_{air} : Masse volumique de l'air (kg/m³)

η_c : Rendement de la compression isentropique (%)

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion (%)

η_T : Rendement isentropique de la turbine (%)

η_g : Rendement global (%)

η_{gsinj} : Rendement global sans injection de la vapeur d'eau (%)

η_{ginj} : Rendement global avec injection de la vapeur d'eau (%)

γ : Exposant isentropique

τ : Taux de compression

TABLE DES MATIERES

DEDICACE	i
REMERCIEMENT.....	ii
RESUME	iii
ABSTRACT.....	iv
ABREVIATIONS ET NOMENCLATURES	v
LISTE DES TABLEAUX.....	xi
LISTE DES FIGURES	xii
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I : GENERALITES.....	3
I.1 Introduction	3
I.2. Présentation de la structure d'accueil	3
I.2.1. Historique de la NIGELEC	3
I.2.2 cadre institutionnel.....	3
I.2.3 Secrétariat Général	4
I.2.4 Direction de Production et Transport (DPT).....	4
I.3. Présentation de la turbine à gaz GT35 Niamey II.....	4
I.3.2 Le générateur de gaz	5
I.3.3 Turbine de puissance.....	5
I.3.4 L'alternateur.....	6
I.4 Fonctionnement de la turbine à GAZ GT35.....	6
I.5 Difficultés liés à la turbine	7
I.6 Etude de faisabilité technique de l'injection de vapeur	8
I.9. conclusion.....	10
CHAPITRE II : MATERIELS ET METHODES	11
II.1. Introduction.....	11
II.2. Choix de la pompe.....	11

II.3. Choix de l'échangeur de chaleur	12
II.4 Les techniques d'injection de la vapeur d'eau.	14
II.5. Conclusion	15
CHAPITRE III : CALCUL DES PARAMETRES DE LA TURBINE A GAZ GT35	
NIAMEY II.....	16
III.1 Introduction	16
III.2 Calcul des paramètres de la turbine à gaz GT35 Niamey II	16
III.2.1 Caractéristiques de fonctionnement de turbine à gaz.....	16
III.2.2 Calculs des paramètres du compresseur axial.....	17
III.2.3 Calcul des paramètres de la chambre de combustion.....	18
III.2.4 Calcul des paramètres de la turbine.....	20
III.3 Rendement de la turbine à gaz GT35 Niamey II.....	21
III.3.1 Travail massique utile.....	21
III.3.2 La puissance utile	21
III.3.3 La puissance thermique de la turbine	22
III.3.4 Le rendement global de la turbine.....	22
III.4 Résultat récapitulatif à 15°C	22
III.5 Influence de la température ambiante sur la performance de la turbine	23
III.6 Résultat récapitulatif à 45°C	24
III.7 Manque à gagner engendré	26
III.85 conclusion.....	26
CHAPITRE IV : ETUDE DES PARAMETRES DE LA TURBINE APRES	
L'INJECTION DE VAPEUR	27
IV.1 Introduction	27
IV.2 Calculs des paramètres de la turbine avec injection de la vapeur d'eau.	27
IV.2.1 Les paramètres de la compression	27
IV.2.2 Les paramètres de la chambre de combustion.....	27

IV.2.3 Calcul des paramètres de la turbine	28
IV.3. Rendement de la turbine à gaz GT35 Niamey II après injection de la vapeur d'eau	29
IV.3.1. Travail massique utile de la turbine	29
IV.3.2 La puissance utile	29
IV.3.3 La puissance thermique de la turbine	30
IV.3.4 Le rendement global de la turbine	30
IV.4 Etude comparative.....	30
IV.5. Conclusion	32
CHAPITRE V : ETUDE ECONOMIQUE, ENVIRONNEMENTALE ET SOCIALE..	33
V.1 Introduction.....	33
V.2 Origine des polluants	33
V.3 Etude économique	33
V.3.1 Etat de mise en place de système à injection de vapeur	33
V.3.2 Gains apporté par la mise en place du système.....	34
V.4 Etude environnementale et sociale	35
V.4.1 Etude environnementale.....	35
V.4.1.1 Au niveau du proche environnement	35
V.4.1.2 En haute atmosphère	35
V.2.2 Etude sociale	35
V.4 conclusion.....	36
CONCLUSION GENERALE ET RECOMMANDATION.....	37
BIBLIOGRAPHIE.....	xi
ANNEXES	xiii

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: résultat récapitulatif de la performance de la turbine à 15°C.....	22
Tableau 2 : évolution du débit massique en fonction de la température.....	23
Tableau 3 : Résultat récapitulatif de la performance de la turbine à 45°C	24
Tableau 4 : paramètres de la compression	27
Tableau 5: coût estimatif de l'investissement du projet	34

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Schéma de la turbine à gaz GT35 Niamey II (ABB STAL-LAVAL, 1978).....	5
Figure 2: Schéma de la turbine à gaz injectée par vapeur (Cheng,1976)	8
Figure 3 pompe centrifuge 050.117 (Grillet,2012).....	12
Figure 4 : échangeur de chaleur à conte courant.....	13
Figure 5: Schéma du mélangeur gaz/vapeur utilisée dans les chambres de combustion des turbines Centrax KB5 et KB7 de Allison (Indianapolis -USA).....	15
Figure 6: cycle réel Simplifié de la turbine à gaz bi-arbres	16
Figure 7: principe du bilan de la chambre de combustion	18
Figure 8: Evolution du débit massique en fonction de la température ambiante.....	24
Figure 9: Evolution de la puissance utile de GT-35 en fonction de la température ambiante .	25
Figure 10: Evolution du rendement de GT35 en fonction de la température ambiant	25
Figure 11: Principe du bilan de la chambre de combustion après injection de la vapeur.....	27
Figure 12 : Evolution de la puissance de la turbine sans et avec injection en fonction de température ambiante.....	31
Figure 13: Evolution du rendement de la turbine avec et sans injection de la vapeur en fonction de la température ambiante.....	31
Figure 14: Evolution de la consommation spécifique de la turbine sans et avec injection de la vapeur.....	32

INTRODUCTION GENERALE

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la conversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine). Elle demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre de niveau de puissance jamais égalé par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ces modes de productions de puissances est très répandue dans différents domaines d'activités, en particulier la production de l'énergie électrique, la propulsion aéronautique, la pétrochimie etc... Et ceci compte tenu de facilités d'adaptations, du faible rapport coût puissance développée, une large gamme de régimes de fonctionnement et à de modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparations de plus en plus élargies.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence de conditions ambiantes, particulièrement la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit pendant qu'il fait chaud, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est aussi directement proportionnel à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement, la puissance et le travail spécifique, puissent être améliorés en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple.

Beaucoup des méthodes sont utilisées pour l'augmentation de la puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz ; les méthodes les plus communes sont celles du refroidissement d'air à l'admission, l'injection de l'eau et l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion (Paepe, 2001 ; Penning, 1996).¹ Les méthodes de l'injection de l'eau et de la vapeur d'eau ont l'avantage de réduire les émissions de NO_x, ce qui est important pour la gestion environnementale et sociale.

Dans ce travail, le processus de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau. Celle-ci a été injectée en amont de la chambre de combustion. Ceci a été fait en récupérant la chaleur de gaz d'échappement de la turbine, qui est passé dans l'échangeur de chaleur (évaporateur), afin

¹ Paepe ,2001 ; Penning,1996

d'obtenir la vapeur surchauffée. Cette méthode conduit à une amélioration du rendement et de la puissance utile disponible d'une turbine à gaz de cycle simple. L'augmentation du rendement et de la puissance de sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine (Wang et Chiou, 2004)².

² Wang et Chiou ,2004

CHAPITRE I : GENERALITES

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, après avoir fait une vue générale de la structure d'accueil nous allons dans un premier temps faire la présentation de la turbine à gaz Niamey II, dans un deuxième temps parlé de son fonctionnement et de ceux de ses composants principales tout en parlant de la difficulté auxquelles la turbine fait face, ensuite faire une revue bibliographique de l'étude d'injection de la vapeur et enfin présenter en gros les matériels principaux à mettre en place pour faire notre étude d'amélioration de la performance de la turbine.

I.2. Présentation de la structure d'accueil

I.2.1. Historique de la NIGELEC

La Société nigérienne d'électricité (NIGELEC) est le principal distributeur d'électricité au Niger. L'entreprise a été créée le 07 septembre 1968 sur la base de la Société Africaine d'Electricité (SAFELEC), l'entreprise de l'époque coloniale. Société anonyme d'économie mixte au capital social de 3.356,5 millions de francs CFA, détenus majoritairement par l'Etat. La distribution de l'électricité dans les autres villes fut confiée progressivement à la NIGELEC à partir de 1971, d'abord en gérance, puis sous forme de concession à partir de 1973.

La NIGELEC exerce la mission de service public de l'énergie électrique au Niger sous le régime de la concession avec pour objet la réalisation de toutes entreprises ou opérations de la production, d'achat, d'importation, de transport et de la distribution de l'énergie électrique. Les difficultés économiques que le NIGER a connues dans les années 1990 ont plongé le sous-secteur de l'électricité dans une situation particulièrement tendue due aux arriérés de consommation de l'État et de ses démembrements ; cette situation a été aggravée par la dévaluation du Franc CFA intervenue en 1994.

I.2.2 cadre institutionnel

Le cadre institutionnel est caractérisé par une multitude d'acteurs parmi lesquels on peut citer :

Le Ministère de l'Énergie et du Pétrole (MEP) qui est chargé de l'élaboration, la mise en œuvre et le suivi de la politique nationale en matière d'énergie électrique conformément aux orientations définies par le Gouvernement.

L'Autorité de Régulation Multisectorielle (ARM) qui est chargée de la régulation des activités du secteur de l'énergie.

La Société Nigérienne d'Électricité (NIGELEC), qui exerce le service public en matière de production, transport et distribution d'énergie électrique.

La Société Nigérienne de Charbon d'Anou Araren (SONICHAR) qui est chargée de la production de l'énergie électrique destinée à alimenter la Zone Nord du pays.

La Société Nigérienne du Charbon de l'Azawak (SNCA) créée pour exploiter le gisement de charbon de Salkadamna à des fins de production d'énergie électrique et des briquettes de charbon.

Le Haut-Commissariat à l'Aménagement de la Vallée du Niger, qui est chargé de la conduite du projet à buts multiples dont la construction de la centrale hydroélectrique de Kandadji.

I.2.3 Secrétariat Général

Le Secrétariat Général (SG), comme la Direction d'Audit et Contrôle de Gestion(ACG), est un service sous la hiérarchie de la Direction Générale (DG) et a pour mission de coordonner les activités des Directions Centrales et Régionales et autres Structures rattachées et assister le Directeur Général dans l'accomplissement de sa mission.(voir Annexe1 l'organigramme)

I.2.4 Direction de Production et Transport (DPT)

La Direction de Production et Transport comprend trois services qui sont :

- Service Production (SPRO),
- Service Transport (STRA),
- Service Maintenance Electrique et Mécanique (SMEM).

Ces trois services sont subdivisés en sous service comme nous le montre l'organigramme (voir Annexe 2).

I.3. Présentation de la turbine à gaz GT35 Niamey II

La machinerie génératrice de puissance de la turbine à gaz GT35 comprend en principe les parties essentielles suivantes :

- un générateur de gaz qui est constitué du compresseur axial, de la chambre de combustion et de la turbine de la compression ;
- Une turbine de puissance ;
- Un générateur de courant ;
- Et des équipements auxiliaires

Le générateur de gaz, la turbine de puissance, l'alternateur et les auxiliaires mécaniques sont enfermés dans une enveloppe de puissance divisée en un certain nombre de compartiments séparés. Ces compartiments sont la chambre d'admission d'air, la chambre d'alternateur et la chambre d'auxiliaires. L'enveloppe de puissance est pourvue en dessus d'une prise d'air pour le générateur de gaz, d'une prise d'air de refroidissement pour l'alternateur et d'une cheminée.

Les prises d'air sont munies des systèmes de filtres à 1,2 ou 3 étages adaptés aux conditions du site et au mode de fonctionnement. A l'intérieur de la cheminée et des prises d'air il y a un silencieux pour assourdir le bruit.

L'équipement de commande et les batteries d'accumulateur sont enfermés dans un bâtiment adjacent. Tous les bâtiments sont construits en élément fait en laine minérale et tôles perforées recouvertes des tôles d'acier profilées.

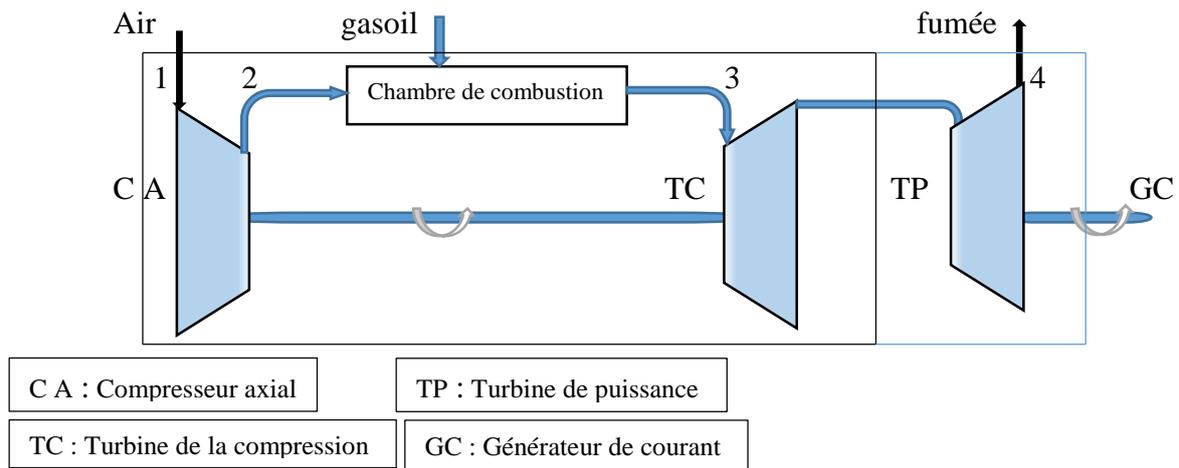


Figure 1: Schéma de la turbine à gaz GT35 Niamey II (ABB STAL-LAVAL, 1978)

I.3.2 Le générateur de gaz

Le générateur de gaz GT35 est du type à cycle simple et double arbre en creux et il est spécialement conçu pour les applications industrielles. Il comprend deux compresseurs multiétagés (un compresseur haute pression (HP) et un compresseur basse pression (BP)) dans lesquels l'air est comprimé, une section de combustion où l'air est chauffé par la combustion d'un combustible gazeux et/ou liquide et section turbine de compression à trois étages à travers lesquels les gaz peuvent se détendre. Dans la section turbine de compresseur, une turbine haute pression (HP) à un seul étage entraîne un compresseur haute pression (HP) et une turbine basse pression (BP) à deux étages entraîne un compresseur basse pression (BP). La section sortie du générateur de gaz communique avec la turbine de puissance qui est entraînée par le flux gazeux sortant du générateur de gaz.

I.3.3 Turbine de puissance

La turbine de puissance est une turbine axiale à trois étages conçus pour 3000 ou 3600 tours/min. Elle entraîne l'alternateur directement par un accouplement à roue dentée débrayable. La sortie de la turbine de puissance est reliée à la cheminée.

I.3.4 L'alternateur

L'alternateur est du type bipolaire à encoches parallèles et est refroidi directement par l'air. C'est un alternateur sans balais équipé d'une excitatrice à courant alternatif à redresseur rotatif.

Nous en parlerons des auxiliaires mécaniques dans la partie fonctionnement de la turbine.

I.4 Fonctionnement de la turbine à GAZ GT35

Les principes de fonctionnement est que dans le cycle de turbine à gaz GT35, l'énergie thermique, produit par exemple par les brûleurs de gaz combustibles est convertie en énergie utile. Le fluide de travail du cycle turbine à gaz est le gaz (normalement air + gaz de combustion), qui au cours des cycles subit des changements de pressions, de volumes et de températures. Le cycle élémentaire de la turbine à gaz comporte trois phases : la compression, la combustion et la détente.

Dans le moteur à gaz, le cycle compression-combustion-détente(C-C-D) se passe continuellement, à la différence de moteur à piston où ce cycle C-C-D s'opère par intermittence. De l'air est aspiré dans le compresseur, où il est comprimé. Puis cet air est dirigé du compresseur vers la chambre de combustion. Dans la chambre de combustion du combustible est injecté, atomisé, mélangé avec de l'air et puis brûlé. Ensuite les gaz mêlés sortant de la chambre de combustion, où leur volume s'agrandit à pression constante, entrent dans la turbine, à travers laquelle ils se détendent. Une réduction de pression et de température se produit dans la turbine entière. La première partie de la turbine est appelée turbine de compresseur. Le travail mécanique produit par cette turbine sert à entraîner le compresseur. C'est l'énergie des gaz d'échappement de la turbine de compresseur qui est finalement utilisée. Par conséquent, le processus demande qu'il y'a de l'excès d'énergie restante pour être utilisée dans la turbine de puissance, qui est reliée à la turbine de compresseur.

Le processus de fonctionnement de composants précédents est guidé par la présence des organes auxiliaires dont leurs processus de fonctionnement sont détaillés comme suit:

La turbine GT35 est démarrée au moyen d'air comprimé insufflé dans la section d'entrée du générateur de gaz par des injecteurs d'air de démarrage se trouvant dans le dispositif de démarrage. L'allumage se produit sous peu et les rotors s'accélèrent. Aussitôt que le générateur de gaz même aspire de l'air, le soufflage est interrompu. La séquence suivit de démarrage est commandé par l'équipement automatique de séquence et par le régulateur de groupe.

Les séquences de démarrage, de fonctionnement et d'arrêt sont complètement automatique. La marche normale est commandée par un régulateur de turbine et par des relais, qui répondent eux-mêmes par des éléments sensibles tels que manostats, thermostats etc.... Les paliers du générateur de gaz, de la turbine de puissance et de l'alternateur sont lubrifiés et refroidit au moyen d'un système de graissage commun, qui travaille sous une légère dépression dans un boîtier de paliers pour réduire les fuites d'huiles.

Tous les composants dans l'enveloppe de puissance sont protégés contre l'incendie par un système à rampes de pulvérisation d'halons.

Le système de combustible alimentant les brûleurs en combustible est conçu en sorte qu'il est possible de passer de combustible liquide au combustible gazeux et vice versa, même durant la marche normale.

Le système d'huile de régulation produit de l'huile sous haute pression pour assurer la régulation et l'arrêt rapide du groupe.

Le système d'air comprimé alimente le groupe de l'air pour la commande de soupape pneumatique, le soufflage de l'air de démarrage et la mise en œuvre du système de nettoyage. Ce dernier est utilisé au lavage des compresseurs (ABB STAL-LAVAL,1978)³.

I.5 Difficultés liés à la turbine

La turbine à gaz GT35 Niamey II de la NIGELEC, est confrontée à un problème qui fait baisser sa production de puissance pendant les périodes chaudes de l'année. Pendant ces périodes on assiste à une augmentation de la température ambiante ce qui entraîne une baisse du débit d'air aspiré par le compresseur du coté d'une baisse de production d'énergie.

Afin de rendre la turbine à gaz GT35 Niamey II moins sensible à la température ambiante pour le maintien de sa capacité de production de l'énergie, nous proposons la méthode d'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. Celle-ci permettra d'améliorer la performance de cette turbine.

³ ABB STAL-LAVAL,1978

I.6 Etude de faisabilité technique de l'injection de vapeur

En 1976 Cheng proposa un cycle de turbine à gaz dans lequel la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz sert à produire de la vapeur dans un générateur (récupérateur de chaleur) comme le montre la figure suivante (Paepe et Dick, 2001)⁴ :

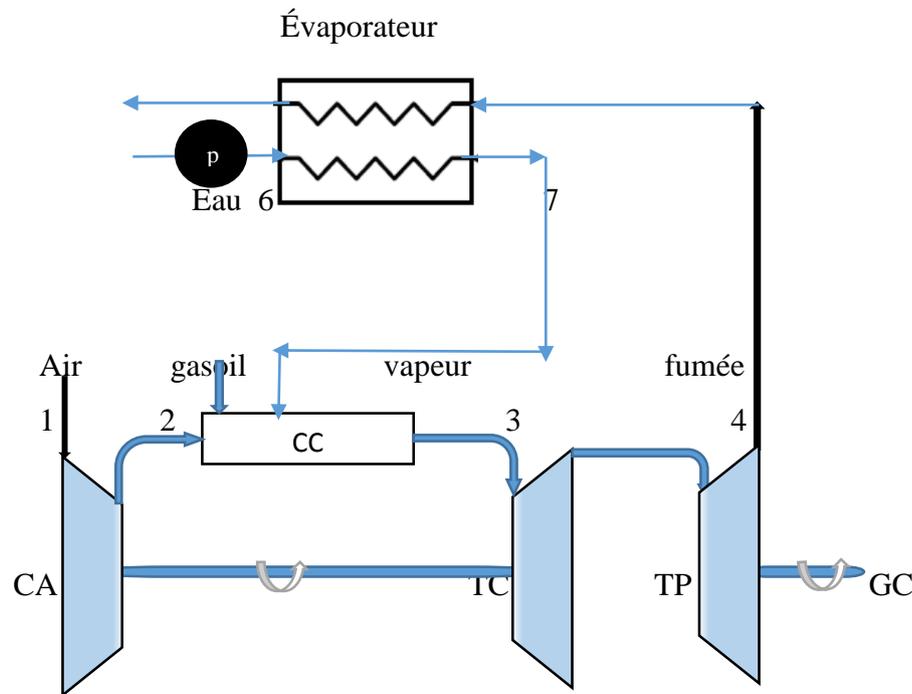


Figure 2: Schéma de la turbine à gaz injectée par vapeur (Cheng,1976)

Cette méthode est appelée méthode de STIG (Steam Turbine Injection Generator) et représente l'injection de la vapeur dans la turbine à gaz. La vapeur produite par le générateur de vapeur (HRSG) est injectée dans la chambre de combustion, et avec l'air du compresseur toutes les deux reçoivent l'énergie du carburant et se détendent à l'intérieur de la même turbine pour amplifier la puissance de la turbine ainsi que son rendement. Il convient de noter que la pression exigée de la vapeur injectée est obtenue à partir d'une pompe. Les cycles s'appellent généralement le « cycle de CHENG » ou « cycle d'injection de vapeur ». Puisque l'ordre de grandeur du travail de pompage est 2-3 fois plus petit que celui du compresseur à cause de la faible grandeur du débit volumique de l'eau par rapport à celui de l'air, la puissance nette produite par la vapeur est beaucoup plus haute que celle de l'air en termes d'unité de masse d'écoulement. Ceci étant fait car le travail utile de la turbine est la différence du travail de la turbine à celui du compresseur. En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée est

⁴ Paepe et Dick, 2001

le double de celui de l'air et l'enthalpie de la vapeur qui est plus haute. Par conséquent, la méthode de STIG est une manière très efficace pour amplifier le rendement et la puissance nette des turbines à gaz.

L'effet de l'injection de la vapeur dans les systèmes de cogénération (production de la vapeur et de l'électricité) le cycle de Cheng est analysé au moyen d'un modèle qui est basé sur des schémas de construction et des données réelles disponibles. La validation du modèle avec des mesures montre la bonne concordance du comportement du modèle avec le comportement réel. Avec ce modèle, la flexibilité du système du cycle de Cheng est étudiée et l'injection de vapeur est analysée. Cette injection de vapeur montre qu'elle devrait seulement être appliquée quand la vapeur excessive est produite pour satisfaire la demande en électricité. Bien que l'analyse soit basée sur une situation existante, les modèles développés et les calculs peuvent facilement être élargis à d'autres systèmes (Penning *et al*, 1996)⁵.

Dans l'étude de (Wang *et al*, 2004)⁶ un simple cycle de Frame 7B GENSET de Taipower (Taiwan Power Company) a été considéré comme système de base et converti en système modifié avec les dispositifs de refroidissement d'air d'entrée compresseur ou/et d'injection de vapeur dans la chambre de combustion (STIG). Dans cette étude, un code de calcul a été développé pour simuler le cycle simple. Sous le temps local moyen d'été, l'avantage d'ajouter le dispositif de STIG peut sensiblement améliorer le rendement de puissance allant de 52.14 à 85.56 MW et l'efficacité de production d'électricité de 29 à 37.24 %. La puissance maximale qui peut être atteinte par le système avec utilisation des deux dispositifs de refroidissement de l'air à l'admission et d'injection de vapeur est de 88.2 MW. Dans l'étude de (Yap *et al*, 2006)⁷, des calculs sont conduits pour des centrales de 5 MW. Les centrales considérées incluent les systèmes simples de turbine à gaz, systèmes de turbine à vapeur, systèmes de cycles combinés, et systèmes de turbine à gaz avec injection de vapeur (STIG) en utilisant des gaz de basses chaleurs calorifiques. Les augmentations de puissance dans quatre conditions ambiantes différentes sont calculées en utilisant le refroidissement par évaporation de brouillard à l'admission de la turbine à gaz. Dans l'article de (Srinivas *et al*, 2007)⁸ une évaluation thermodynamique a été effectuée pour un cycle combiné avec injection de vapeur (STIG). La vapeur de haute pression d'une turbine à vapeur est injectée dans la chambre de combustion à une pression plus élevée que la pression de combustion pour améliorer l'efficacité exérgétique

⁵ (Penning *et al*, 1996)

⁶ Wang *et al*, 2004

⁷ Yap *et al*, 2006

⁸ Srinivas *et al*, 2007

du cycle combiné. D'après ces auteurs, pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion de turbine à gaz la limite maximale de la quantité de vapeur injectée est identifiée comme 6 kg /kg de carburant. Cette même étude a été faite par (Cannon *et al*, 1996; Caillat S, 1999)⁹ qui estime que 5 à 7 fois la masse du combustible peut être injectée pour avoir une bonne combustion. D'après (Cheng *et al*, 2002)¹⁰, la meilleure performance du cycle de Cheng dépend du choix de bons paramètres en termes du rapport de compression, température d'entrée turbine, et la simplicité dans la configuration du compresseur et rotor. Une chronologie est présentée par ces auteurs qui ont accentué les étapes prises pour développer ce cycle. Malheureusement, d'après ces auteurs, la combinaison des meilleurs paramètres pour le cycle de Cheng est rare parce que les turbines à gaz courantes sont conçues pour optimiser l'efficacité thermique des cycles combinés.

La réalisation de ce système d'injection de vapeur nécessite la présence des certains matériels tels que :

- Une pompe ;
- Un échangeur de chaleur (évaporateur);
- Un injecteur de vapeur;

I.9. conclusion

Nous avons pu retenir à travers ce chapitre un peu de l'historique de la NIGELEC, le principe de fonctionnement de la centrale Niamey II et de façon brève ceux qui a été fait sur l'injection de la vapeur d'eau.

⁹ Cannon *et al*, 1996; Caillat S, 1999

¹⁰ Cheng *et al*, 2002

CHAPITRE II : MATERIELS ET METHODES

II.1. Introduction

Il s'agit de faire le point de différents matériels nécessaires et procédure d'amélioration de performance de notre système par la méthode d'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion.

II.2. Choix de la pompe

La pompe est choisie en fonction de ses caractéristiques importantes qui sont :

➤ Le débit :

Le débit Q fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m^3/s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m^3/h).

➤ La hauteur manométrique :

On appelle hauteur manométrique H d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe par unité de poids du liquide qui la traverse. Elle s'exprime en mètre (m).

➤ La puissance hydraulique :

La puissance hydraulique communiquée au liquide pompé est liée au deux grandeurs précédentes. Si Q_f est le débit volumique du fluide, ρ_f sa masse volumique et H la hauteur manométrique de la pompe, la puissance hydraulique P est donnée par :

$$P = \rho_f \times g \times Q_f \times \frac{H}{\eta} \quad (\text{II-1})$$

Où η est le rendement de la pompe qui est de l'ordre de 0.6 à 0.7 (Techniques de l'ingénieur: articles relatifs aux pompes centrifuges)

Afin d'effectuer le choix de notre pompe, nous avons fait cas des hypothèses suivantes :

- La longueur de canalisation est petite de façon générale (6m) ;
- Le liquide qui circule est l'eau donc moins visqueux ;
- Nous utiliserons le matériau de faible rugosité.

Ces hypothèses précédentes nous ramènent à négliger les pertes en charges au niveau de conduite d'eau.

- les paramètres du choix de la pompe :
- ✓ le débit d'eau de notre pompe est de 6 L/s ou 21,6 m^3/h ou encore 360 L/min qui correspond à 7 % du débit d'air entré compresseur. Ce dernier se confirme par le fait que 5 à 20 % du débit d'air entré compresseur peut être considéré (Antony, 2003)¹¹ ;

¹¹ Antony, 2003

- ✓ la hauteur manométrique HMT est d'environ 6 m de colonne d'eau ;
- ✓ la masse volumique de l'eau est de 1000 kg/m^3 .

D'où d'après (II-1), la puissance de la pompe est de $P = 600 \text{ W}$

Néanmoins nous compte de la perte due à l'échangeur et l'avons estimé à 10%, ce nous donne une puissance de la pompe $P = 660 \text{ W}$

D'après le résultat précédent nous choisissons une pompe centrifuge de type CST150 de caractéristiques suivantes et à moindre cout :



Figure 3 pompe centrifuge 050.117 (Grillet,2012)

Caractéristiques

Alimentation en 380 Volts triphasé
 Débit max: 810 L/h – Pression : 150 bars maxi
 Avec flexible HP (L : 9 mètres)- Lance - Pistolet - Rotobuse

II.3. Choix de l'échangeur de chaleur

Le processus de choix d'un échangeur de chaleur est très complexe. Pour cela en plus des données que nous disposons, nous allons poser quelques hypothèses afin de déterminer la puissance transférée par l'échangeur pour pouvoir produire la vapeur à injecter.

➤ Données et hypothèses :

- ❖ Température T_{ce} entrée évaporateur ($T_{ce} = 342,32 \text{ °C}$) qui correspond à la température sortie gaz d'échappement à une température ambiante de 15 °C ;
- ❖ Nous supposons l'entrée d'eau dans l'évaporateur à une température de $T_{fe} = 30 \text{ °C}$ cela est due au fait que la différence de température entre l'aspiration et le refoulement de la pompe est de l'ordre de 10^{-2} en supposant la température à 30 °C
- ❖ Nous avons fixé la température T_{cs} sortie évaporateur ($T_{cs} = 127 \text{ °C}$) qui correspond à la température sortie gaz de l'échappement ;
- ❖ Débit massique de gaz Q_g entrant dans l'évaporateur en considérant un rendement de récupération de chaleur de 85% ($Q_g = 67,14 \text{ kg/s}$) ;

- ❖ Débit massique de l'eau Q_f entrant dans l'évaporateur ($Q_f = 6 \text{ kg/s}$) en considérant identique le débit à l'aspiration et au refoulement de la pompe ;
- ❖ $C_{pg} = 1055 \text{ J/kgK}$ et $C_{pe} = 4180 \text{ J/kgK}$ sont respectivement les chaleurs spécifiques du gaz et de l'eau.

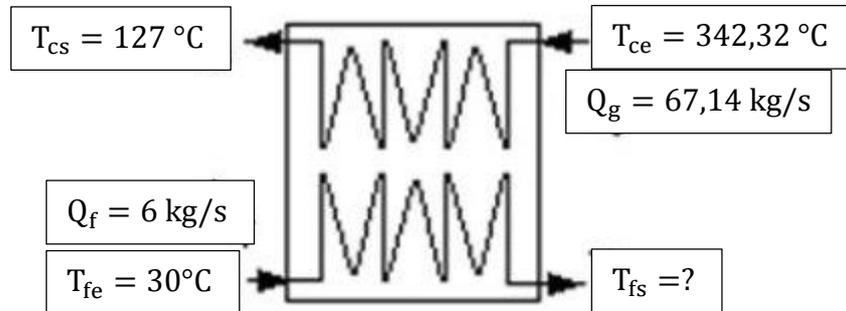


Figure 4 : échangeur de chaleur à contre-courant

Ces paramètres ci-dessus nous permettrons de déterminer les différentes caractéristiques de notre échangeur tel que : la puissance d'échange, la température sortie évaporateur, et l'efficacité de l'échangeur et la surface d'échange.

- La puissance de l'échangeur

Elle est exprimée par :

$$P_e = Q_g \times C_{pg} \times (T_{ce} - T_{cs}) = 15,26 \text{ MW} \quad (\text{II-2})$$

- La température sortie évaporateur

Elle est donnée par le bilan suivant :

$$P_e = Q_f \times C_p \times (T_v - T_{fe}) + Q_f \times L_v + C_{pv} \times (Q_g + Q_v) \times (T_{fs} - T_v) \quad (\text{II-3})$$

Où :

- ✓ $Q_f \times C_p \times (T_v - T_{fe})$ correspond à la chaleur sensible de vaporisation de l'eau avec T_v la température de vaporisation de l'eau à 9,5 bar;
- ✓ L_v correspond à la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 9,5 bar;
- ✓ $C_{pv} \times (Q_g + Q_v) \times (T_{fs} - T_v)$ correspond à la surchauffe de la vapeur.

$L_v = 2023,1 \text{ kJ/kg}$ et $T_v = 177,69 \text{ °C}$ (voir ANNEXE 5)

$C_{pv} = 1980 \text{ J/kgK}$ (Voir ANNEXE 4)

De (II-4) on a :

$$T_{fs} = T_v + \frac{P_e - (Q_f \times C_p \times (T_v - T_{fe}) + Q_f \times L_v)}{C_{pv} \times (Q_g + Q_v)} = 174,25 \text{ °C}$$

La valeur de cette température correspond à celle de la vapeur à injecter dans la chambre de combustion.

➤ L'efficacité de l'échangeur

Elle est exprimée par :

$$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II-4})$$

$$E = 0,69$$

➤ La surface d'échange

Pour calculer la surface d'échange de notre échangeur nous allons utiliser la méthode de Nombre d'unités de transfert (NUT) et en considérant un échangeur tubulaire simple.

$$NUT = \frac{K \times S}{C_{\min}} \quad \text{Où } C_{\min} = Q_f \times C_{pe} \quad (\text{II-5})$$

$$NUT = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \quad \text{Avec } \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} \quad \text{et } \Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} \quad (\text{II-6})$$

De ces deux relations précédentes on a :

$$S = \frac{Q_f \times C_{pe}}{K} \times \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \quad (\text{II-7})$$

Nous supposons $K = 20000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

$$\text{D'où } S = 3,77 \text{ m}^2$$

II.4 Les techniques d'injection de la vapeur d'eau.

Les techniques d'injection sont très diverses. La vapeur peut être injectée directement dans la chambre de combustion ou en amont de celle-ci. La vapeur d'eau peut aussi utiliser le combustible ou le comburant comme vecteur support d'injection (Soloiu *et al*, 2002)¹². La vapeur peut être mélangée au fuel avant son entrée dans la chambre ou donner lieu à une injection dans la chambre pour minimiser la formation des oxydes d'azote.

¹² Soloiu *et al*, 2002

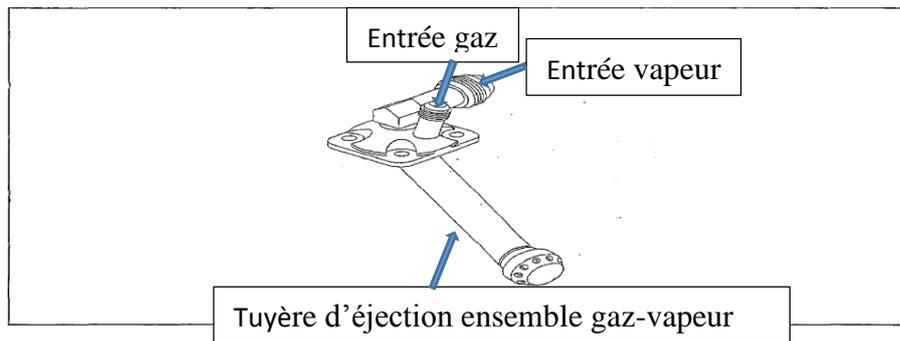


Figure 5: Schéma du mélangeur gaz/vapeur utilisée dans les chambres de combustion des turbines Centrax KB5 et KB7 de Allison (Indianapolis -USA).

II.5. Conclusion

La partie matériels et méthodes nous a fait sortir de façon brève les différents matériaux nécessaires à utiliser pour faire fonctionner notre système de l'amélioration de la performance de la turbine. Nous supposons comme accessoires l'injecteur et le mélangeur qui sont choisis en fonction l'évaporateur à mettre en place.

CHAPITRE III : CALCUL DES PARAMETRES DE LA TURBINE A GAZ GT35 NIAMEY II

III.1 Introduction

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de cette machine (STAL-LAVAL GT35) en utilisant les paramètres du site et permettent de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer éventuellement l'influence de la température ambiante sur les performances de cette machine.

Le cycle thermodynamique simplifié de la machine à la fois idéal (1, 2th, 3, 4th) et réel (1, 2r, 3, 4r) est représenté dans le diagramme (T, S) de figure.1 suivante :

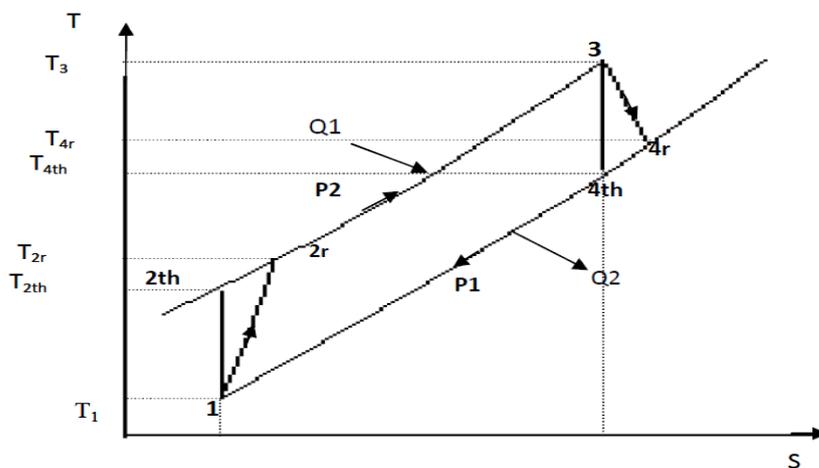


Figure 6: cycle réel Simplifié de la turbine à gaz bi-arbres

III.2 Calcul des paramètres de la turbine à gaz GT35 Niamey II

III.2.1 Caractéristiques de fonctionnement de turbine à gaz

- Température ambiante $T_a = T_1 = 15^\circ\text{C}$
- pression ambiante $P_a = 1,013 \text{ bar}$
- Taux de compression $\tau = 9,31$
- Pertes de charge d'entrer..... $\Delta P_a = 0,01 \text{ bar}$
- Débit de combustible $Q_c = 1 \text{ kg/s}$
- Débit d'air total $Q_{aa} = 83,153 \text{ kg/s}$
- Débit d'air pour la combustion $Q_{ac} = 78,99 \text{ kg/s}$
- Rendement isentropique de compression $\eta_c = 0,88$
- Pouvoir calorifique inférieur du combustible (gasoil)..... $P_{ci} = 10270 \text{ Kcal/kg}$

- Pertes de charge chambre de combustion..... $\Delta P_{cc} = 0,36\text{bar}$
- Rendement de la chambre de combustion $\eta_{cc} = 0,98$
- Rendement mécanique de transmission compresseur – turbine THP $\eta_{mthp} = 0,98$
- rendement isentropique de la turbine HP $\eta_{isthp} = 0,87$
- vitesse de rotation de la turbine HP $N_{THP} = 7000\text{tr/min}$
- Rendement isentropique de la turbine BP $\eta_{istbp} = 0,86$
- Vitesse de rotation de la turbine TBP $N_{TBP} = 5800\text{tr/min}$
- Pertes de charge à l'échappement..... $\Delta P_{ec} = 5,10^{-3}\text{ bar}$
- Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge $\eta_{m\ tbp} = 0,97$

La présentation de ces données permet de calculer les paramètres fondamentaux avec lesquels fonctionne chaque partie de cette machine et on évaluera les résultats avec une température ambiante de 45°C afin de conclure sur l'influence de la température ambiante sur la performance de cette turbine.

III.2.2 Calculs des paramètres du compresseur axial

- La température d'admission du compresseur T_1 ;

Cette température étant considérée comme la température de l'air ambiant :

$$T_1 = T_a \quad \text{(III-1)}$$

$$T_1 = 15\text{ °C} = 288,15\text{ K}$$

- La pression d'admission du compresseur P_1 ;

$$P_1 = P_a - \Delta P_a \quad \text{(III-2)}$$

Où P_a et ΔP_a sont respectivement la pression ambiante et la chute de pression dans le canal d'admission.

$$\text{D'où : } P_1 = 1,003\text{ bar}$$

- La pression P_2 et la température T_2 de fin de compression isentropique ;

La pression à la sortie du compresseur est le produit de la pression d'admission du compresseur et le taux de compression :

$$P_2 = P_1 \times \tau \quad \text{(III-3)}$$

$$P_2 = 9,337\text{ bar}$$

On suppose dans le cycle de Brayton théorique que la compression est isentropique, et considérons la chaleur spécifique de l'air est constant ($C_p = 1005\text{ J/kgK} \Rightarrow \gamma = 1,4$)

donc :

$$PT^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = \text{cste} \quad \text{(III-4)}$$

(III-3) nous conduit à :

$$T_{2th} = T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (III-5)$$

$$T_{2th} = 545,081 \text{ K}$$

La pression P_{2r} et la température T_{2r} de la fin de la compression polytropique au cours du cycle réel de Brayton ;

$$P_{2r} = P_{2th} = 9,337 \text{ bar}$$

Et la température T_{2r} est déterminée en utilisant le rendement de la compression isentropique et en considérant toujours un C_p constant :

$$\eta_c = \frac{T_{2th} - T_1}{T_{2r} - T_1} \quad (III-6)$$

(III-5) nous conduit à :

$$T_{2r} = T_{1th} + \frac{T_{2th} - T_1}{\eta_c} \quad (III-7)$$

$$\text{D'où } T_{2r} = 580,117 \text{ K}$$

III.2.3 Calcul des paramètres de la chambre de combustion

Nous allons dans cette rubrique déterminer les paramètres de la fin de combustion en sachant que ceux du début de la combustion sont ceux de la fin de la compression et nous supposons par la suite que la chaleur spécifique dépend de la température.

- La pression P_3 à la sortie de la chambre de combustion ;

Cette pression est la différence entre la pression P_{2r} de la fin de la compression et la perte de charge dans la chambre de combustion ;

$$\text{On a donc : } P_3 = P_{2r} - \Delta P_{cc} \quad (III-8)$$

$$\text{D'où } P_3 = 8,967 \text{ bar}$$

- Calcul de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion ;

La température de fin de combustion T_3 est déterminée par le bilan de la chambre de combustion :

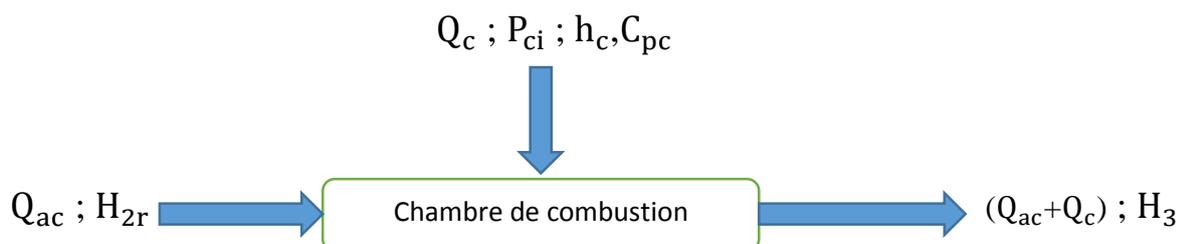


Figure 7: principe du bilan de la chambre de combustion

Le bilan de la chambre de combustion est le suivant :

$$Q_{ac} \times (H_{2r} - H_a) + (P_{ci} + h_c) \times Q_c \times \eta_{cc} = (Q_{ac} + Q_c) \times (H_3 - H_a) \quad (\text{III-9})$$

H_{2r} est l'enthalpie au point T_{2r} en kJ/kg ; avec $H_{2r} = C_p T_{2r} \times T_{2r}$

H_a est l'enthalpie au point T_a en kJ/kg ; avec $H_a = C_p T_a \times T_a$

H_3 est l'enthalpie au point T_3 en kJ/kg ; avec $H_3 = C_p T_3 \times T_3$

h_c est l'enthalpie du combustible à sa température ambiante

$$h_c = C_{pc} \times T_a \quad (\text{III-10})$$

D'après la relation (III-9) on a :

$$T_3 = \frac{H_a}{C_p T_3} + \frac{Q_{ac} \times (H_{2r} - H_a) + \eta_{cc} \times Q_c \times (P_{ci} + h_c)}{C_p T_3 \times (Q_{ac} + Q_c)} \quad (\text{III-11})$$

En utilisant le tableau de propriétés thermo-physiques de l'air (voir ANNEXES) on obtient

$C_p T_a$, $C_p T_{2r}$ et $C_p T_3$:

En utilisant la relation d'extrapolation on obtient :

$$\begin{cases} 250 \rightarrow 1005 \\ 288,15 \rightarrow C_{pa} \\ 300 \rightarrow 1006 \end{cases} \quad (\text{III-12})$$

$$(\text{III-12}) \text{ nous donne } \frac{1006 - C_{pa}}{1006 - 1005} = \frac{300 - 288,15}{300 - 250}$$

$$C_{pa} = 1005,76 \text{ J/kgK ;}$$

De même pour avoir la chaleur spécifique à la température T_{2r} on utilise la relation suivante :

$$\begin{cases} 550 \rightarrow 1039 \\ 580,12 \rightarrow C_p T_{2r} \\ 600 \rightarrow 1055 \end{cases}$$

$$D'où \frac{1055 - C_p T_{2r}}{1055 - 1039} = \frac{600 - 580,12}{600 - 550}$$

$$C_p T_{2r} = 1048,63 \text{ J/kgK}$$

La chaleur spécifique $C_p T_3$ est déterminée par approximation du fait que la température entrée chambre de combustion peut atteindre 1073,15 à 1123,15 K. nous supposons une température de 1000K ce qui nous donne un $C_p T_3 = 1142 \text{ J/KgK}$.

$$H_a = C_p T_a \times T_a = 289,59 \text{ KJ/Kg ;}$$

$$H_{2r} = C_p T_{2r} \times T_{2r} = 607,99 \text{ KJ/Kg ;}$$

$$h_c = C_{pc} \times T_a = 256,45 \text{ KJ/Kg ;}$$

$$D'où T_3 = 994,66 \text{ K}$$

A cette nouvelle température nous en déduisons la nouvelle valeur de $C_p T_3$;

$$\begin{cases} 950 \rightarrow 1132 \\ 994,66 \rightarrow C_p T_3 \\ 1000 \rightarrow 1142 \end{cases} \text{ D'où } \frac{1142 - C_p T_3}{1142 - 1132} = \frac{1000 - 994,66}{1000 - 950} \Rightarrow C_p T_3 = 1140 \text{ J/kgK}$$

Et la nouvelle valeur de $T_3 = 996,4K$

III.2.4 Calcul des paramètres de la turbine

La partie turbine est composée de la turbine de compression qui a pour rôle d'entraîner le compresseur et de la turbine de puissance, qui est une turbine motrice servant à l'entraînement de l'alternateur.

➤ La pression P_4 et P_{4r} de fin de détente isentropique et réelle

La pression de fin de détente isentropique P_4 est la pression P_1 à l'admission augmentée la perte de charge à l'échappement :

$$P_5 = P_1 + \Delta P_{ech} \quad \text{(III-13)}$$

D'où on a : $P_4 = 1,008 \text{ bar}$

Cette pression est la même que la pression P_4 de la détente réelle, d'où $P_{4r} = P_4 = 1,008 \text{ bar}$

➤ La température de fin de la détente isentropique T_4

La température de fin de la détente isentropique basse pression T_5 est déterminée par :

$$T_{4th} = T_3 \times \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{(\gamma_g - 1)}{\gamma_g}} \quad \text{(III-14)}$$

L'exposant isentropique du gaz γ_g est déterminé par la relation $\gamma_g = \frac{C_p(T_3, T_{4th})}{(C_p(T_3, T_{4th}) - r)}$

Avec $r = 0,287 \text{ KJ/KgK}$ et $C_p(T_3, T_{4th})$ est déterminée par la relation de chaleur spécifique moyenne de l'air entre les températures T_3 et T_4 , qui est donnée par :

$$C_p(T_3, T_{4th}) = \frac{C_p T_{4th} \times (T_{4th} - 273,15) - C_p T_3 \times (T_3 - 273,15)}{(T_{4th} - T_3)} \quad \text{(III-15)}$$

Selon le document constructeur, la température en aval turbine de puissance peut atteindre $390^\circ C$ donc $663.15K$ et compte tenue que la température T_4 est toujours inférieur à T_{4r} ; nous prenons par approximation une température de T_4 comprise entre $550K$ et $600K$, ce qui nous donne une moyenne de $575K$.

$C_p T_4$ est déterminée en utilisant le tableau de propriétés thermo-physique de l'air précédent :

$$\begin{cases} 550 \rightarrow 1039 \\ 575 \rightarrow C_p T_4 \\ 600 \rightarrow 1055 \end{cases} \text{ D'où } \frac{1055 - C_p T_4}{1055 - 1039} = \frac{600 - 575}{600 - 550}$$

$$C_p T_4 = 1047 \text{ J/kgK}$$

$$\text{Et } C_p(T_3, T_4) = 1204 \text{ J/kgK}$$

Ce qui nous donne une valeur de $\gamma_g = 1,3$

Et la valeur de :

$$T_{4th} = 565,37 \text{ K}$$

➤ La température de la fin de détente réelle

La température de la fin de détente réelle est déterminée par le rendement isentropique, qui est exprimé par :

$$\eta_{isbp} = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4th}} \quad (\text{III-16})$$

D'après (III-13) on a :

$$T_{4r} = T_3 - \eta_{isbp} \times (T_3 - T_{4th}) \quad (\text{III-17})$$

$$T_{4r} = 617,103 \text{ K}$$

A cette valeur de la température on trouve :

$$C_p T_{4r} = 1,06 \text{ kJ/kgK}$$

III.3 Rendement de la turbine à gaz GT35 Niamey II

III.3.1 Travail massique utile

Le travail massique utile de la turbine est égal au travail massique des turbines soustrait de celui de la compression.

➤ Le travail massique de la compression est donnée par :

$$W_{CA} = H_{2r} - H_1 \quad (\text{III-18})$$

$$W_{CA} = 318,372 \text{ kJ/kg}$$

➤ Le travail massique des turbines est donnée par :

$$W_T = H_3 - H_{4r} = C_p T_3 \times T_3 - C_p T_{4r} \times T_{4r} \quad (\text{III-19})$$

$$W_T = 481,776 \text{ kJ/kg}$$

➤ Le travail massique utile est donné par :

$$W_u = W_T - W_{CA} \quad (\text{III-20})$$

$$W_u = 163,403 \text{ kJ/kg}$$

III.3.2 La puissance utile

Elle est égale à la différence entre la puissance de la turbine et la puissance du compresseur axial.

➤ La puissance du compresseur est donnée par :

$$P_{CA} = W_{CA} \times Q_{aa} \quad (\text{III-21})$$

$$P_{CA} = 26473,822 \text{ kW}$$

➤ La puissance de la turbine est donnée par

$$P_T = W_T \times (Q_c + Q_{ac}) \quad (\text{III-22})$$

$$P_T = 38540,139 \text{ kW}$$

➤ La puissance utile est alors :

$$P_u = P_T - P_{CA} \quad (\text{III-23})$$

$$P_u = 12066,316 \text{ kW}$$

III.3.3 La puissance thermique de la turbine

$$P_{th} = Q_c \times P_{ci} \times \eta_{cc} \quad (\text{III-24})$$

$$P_{th} = 42522,644 \text{ kW}$$

III.3.4 Le rendement global de la turbine

Le rendement global de la turbine est le rapport entre la puissance utile de la turbine et la puissance fournie à la chambre de combustion ; il est exprimé par :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{th}} \quad (\text{III-25})$$

$$\eta_g = 28,37 \%$$

III.4 Résultat récapitulatif à 15°C

Le tableau suivant nous résume les caractéristiques de la performance de la turbine à gaz Niamey II de la Nigelec.

Tableau 1: résultat récapitulatif de la performance de la turbine à 15°C

T (K)		P (bar)		Q _{aa} (Kg/s)	83,15
T ₁	288,15	P ₁	1,003	Q _{ac} (Kg/s)	78,99
T _{2th}	545,081	P ₂	9,337		
T _{2r}	580,117	P _{2r}	9,337	P _u (kW)	12066,316
T ₃	996,408	P ₃	8,967		
T _{4th}	565,379	P ₄	1,008		
T _{4r}	617,103	P _{4r}	1,008	η _g (%)	28.37

On se rend compte avec le tableau récapitulatif précédent que la turbine à gaz GT35 Niamey II a une puissance utile de 12,066 MW et a un rendement de 28,37 % dans les conditions idéal données par le constructeur.

III.5 Influence de la température ambiante sur la performance de la turbine

Afin de s'assurer de l'influence de la température ambiante sur le rendement de cette turbine nous avons évalué sa performance à une température de 45 °C.

Pour cela nous tenons comptes de la variation la densité volumique de l'air, donc de la variation du débit massique car ces deux derniers sont liés par la relation suivante :

$$Q_{aa} = Q_{va} \times \rho_{air} \quad (III-26)$$

Le débit volumique Q_v est constant et que la densité volumique ρ_{air} varie avec la température ambiante selon la relation

$$\rho_{air} (T) = \rho (T = 0) \times \frac{273}{(273+T)} \quad (III-27)$$

Avec $\rho (T = 0) = 1,29 \text{ Kg/m}^3$

Pour $T = 15^\circ\text{C}$ on a $\rho_{air} = 1,223\text{Kg/m}^3$ ce qui correspond à notre débit massique précédent car les conditions d'aspiration de l'air ont été considéré à 15°C selon le constructeur.

La densité volumique à 45°C est alors :

$$\rho_{air} (T = 45^\circ\text{C}) = \rho (T = 0^\circ\text{C}) \times \frac{273}{(273+45)}$$

$$\rho_{air} (T = 45^\circ\text{C}) = 1,107 \text{ kg/m}^3$$

D'où d'après (III-23) on a :

$$Q_{aa} = Q_{va} \times \rho_{air} (T = 45^\circ\text{C}) = 75,31 \text{ kg/s}$$

Pour différentes températures ambiantes le résultat de la variation du débit massique d'air à l'aspiration est représenté dans le tableau ci-dessous :

Tableau 2 : évolution du débit massique en fonction de la température

T (K)	ρ (Kg/m ³)	Q_{aa} (Kg/s)
273,15	1,29	87,72
278,15	1,266	86,143
283,15	1,244	84,621
288,15	1,223	83,153
293,15	1,201	81,735
298,15	1,181	80,364
303,15	1,162	79,039
308,15	1,143	77,756
313,15	1,125	76,51
318,15	1,107	75,31
323,15	1,09	74,14

Le résultat précédent nous montre que le débit massique d'air est dépendant de la densité volumique donc de la température ambiante. La figure suivante nous prouve que le débit massique décroît avec l'augmentation de la température ambiante :

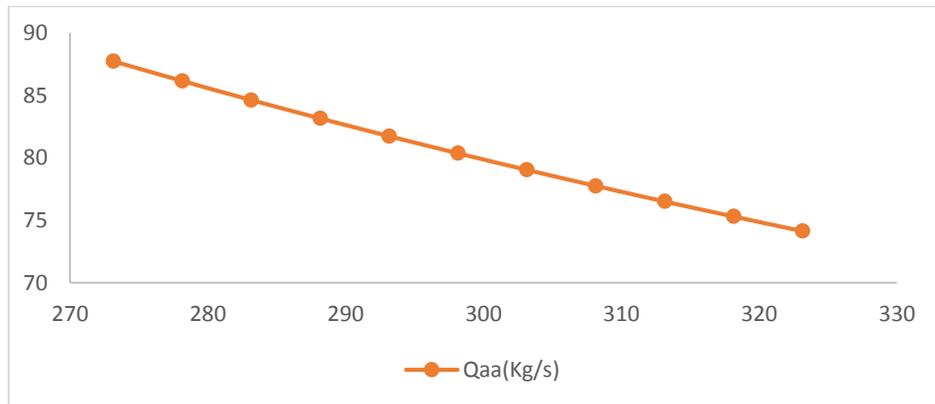


Figure 8: Evolution du débit massique en fonction de la température ambiante

Cette diminution du débit massique entraîne la diminution de la puissance utile de la turbine donc de son rendement, car ces deux grandeurs sont proportionnelles. Le résultat récapitulatif pour une température de 45°C se trouve dans le tableau suivant :

III.6 Résultat récapitulatif à 45°C

Le résultat récapitulatif de la performance de la turbine à une température ambiante de 45°C se présente dans le tableau suivant :

Tableau 3 : Résultat récapitulatif de la performance de la turbine à 45°C

T (K)		P (bar)		Q_{aa} (Kg/s)	75,31
T_1	318,15	P_1	1,003	Q_{ac} (Kg/s)	71,55
T_{2th}	611,289	P_2	9,337		
T_{2r}	650,581	P_{2r}	9,337	P_u (kW)	10155,488
T_3	1052,208	P_3	8,967		
T_{4th}	597,041	P_4	1,008		
T_{4r}	651,662	P_{4r}	1,008	η_g (%)	23,86

Les grandeurs suivantes se trouvant dans le tableau précédent tel que ; le débit massique, la puissance utile et le rendement de la turbine ont subi une chute du fait de l'augmentation de la température ambiante. Ceci peut se justifier par le fait que le débit massique entré compresseur décroît avec l'augmentation de la température comme ça été démontré

précédemment et que celui-ci est proportionnel à la puissance utile donc au rendement de la turbine. Ce résultat peut aussi être justifié par l'augmentation de la température au niveau de l'échappement ; ce qui veut dire que plus la température ambiante augmente, plus on assiste à une augmentation de la chaleur perdue à l'échappement.

Ces résultats se confirment par les courbes de la puissance et du rendement ci-dessous en fonction de la température ambiante :

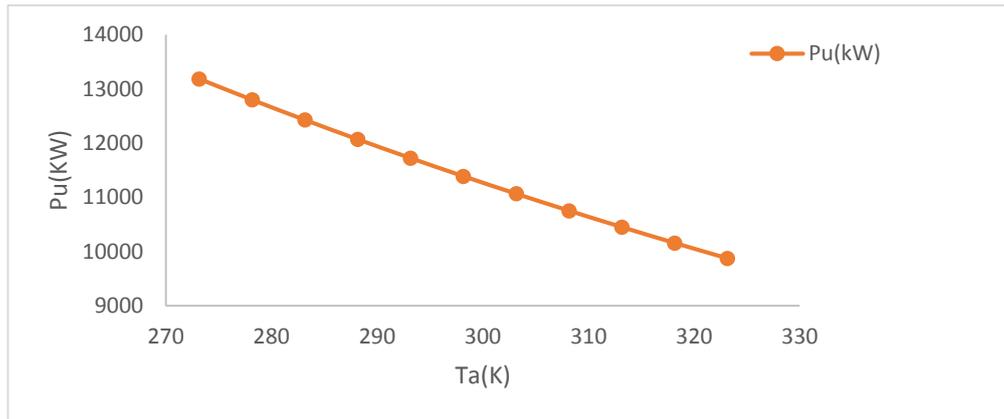


Figure 9: Evolution de la puissance utile de GT-35 en fonction de la température ambiante

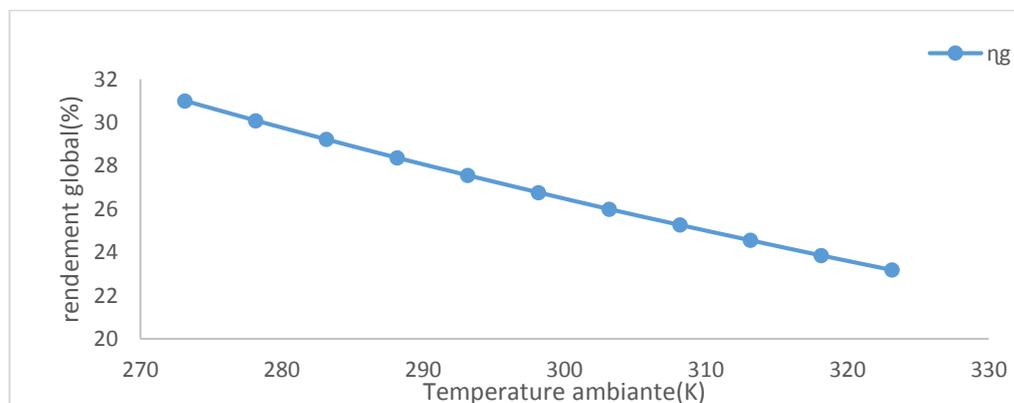


Figure 10: Evolution du rendement de GT35 en fonction de la température ambiante

On constate d'après les fig17 et fig18 que la puissance utile et le rendement de la turbine GT35 subit une décroissance remarquable au fur et à mesure que la température ambiante augmente, Cette régression de la puissance donc du rendement de la turbine entraine un manque à gagner pour l'entreprise.

III.7 Manque à gagner engendré

Le tableau récapitulatif précédent nous affirme que la température ambiante a une grande influence sur la performance de la turbine à gaz GT35, où une baisse de la puissance utile et du rendement global ont été observés pour différentes températures ambiantes. Selon l'étude faite à une température ambiante de 15 °C, la puissance utile de la turbine est de 12066,316 kW et avec un rendement de 28,37 %. Après avoir refait la même étude à 45°C on s'est retrouvé avec une puissance de 10155,488 kW et un rendement de 23,86 % ; d'où un manque de 15,89 % a été observé au niveau de puissance et 15,83 % au niveau de son rendement.

III.85 conclusion

L'étude des paramètres de la turbine à gaz GT35 de la NIGELEC Niamey II nous a fait ressortir et confirmé les difficultés rencontrées par cette turbine au cours de son fonctionnement pendant les périodes de chaleurs. Ces difficultés sont justifiées par la dégradation de la puissance utile et du rendement de cette turbine.

CHAPITRE IV : ETUDE DES PARAMETRES DE LA TURBINE APRES L'INJECTION DE VAPEUR

IV.1 Introduction

Nous allons dans cette partie reprendre les calculs des paramètres précédents, mais cette fois ci avec injection de la vapeur d'eau qui est l'objet principal de notre étude.

IV.2 Calculs des paramètres de la turbine avec injection de la vapeur d'eau.

Nous supposons durant tout le processus de l'injection de vapeur qu'il y'aura pas variation de la pression due à la vapeur injectée.

IV.2.1 Les paramètres de la compression

Ces paramètres restent les même car l'injection de la vapeur d'eau commence après la compression.

On a donc :

Tableau 4 : paramètres de la compression

T_1 (K)	P_1 (bar)	T_{2th} (K)	P_2 (bar)	T_{2r} (K)	P_{2r} (bar)
288,15	1,003	545,081	9,337	580,117	9,337

IV.2.2 Les paramètres de la chambre de combustion

- La pression P_3 de la fin de la combustion est la même que lorsqu'il y'a pas injection.

$$P_3 = 8,967 \text{ bar}$$

- Calcul de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion ;

La température de fin de combustion T_3 après injection de la vapeur est déterminée par le nouveau bilan de la chambre de combustion :

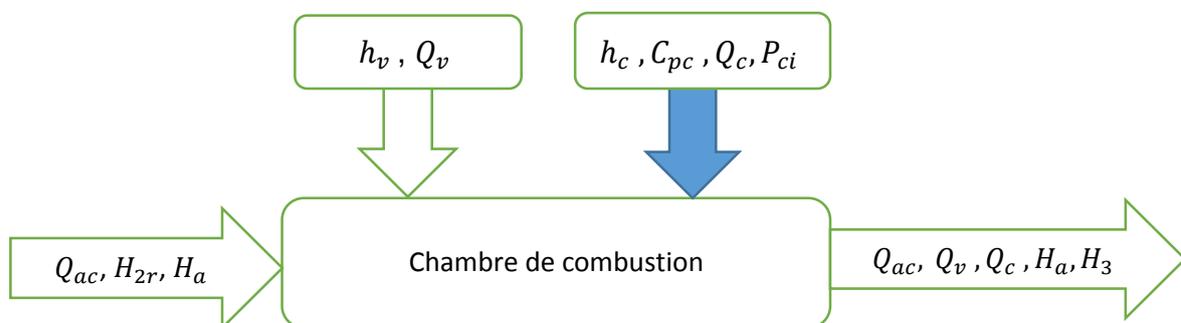


Figure 11: Principe du bilan de la chambre de combustion après injection de la vapeur

Le bilan de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau est le suivant :

$$Q_{ac} \times (H_{2r} - H_a) + (P_{ci} + h_c) \times Q_c \times \eta_{cc} = (Q_{ac} + Q_c + Q_v) \times (H_3 - H_a) \quad (IV-1)$$

La chaleur de la vapeur d'eau n'apporte rien comme énergie dans le processus de la combustion ce qui fait que ce terme n'apparaît pas dans notre bilan de la chambre de combustion. Le rôle de la vapeur est de pulvériser le combustible afin que la combustion soit améliorée.

En tirant T_3 de (IV-1) on obtient :

$$T_3 = \frac{H_a}{C_p} + \frac{Q_{ac} \times (H_{2r} - H_a) + \eta_{cc} \times Q_c \times (P_{ci} + h_c)}{C_p \times (Q_{ac} + Q_c + Q_v)} \quad (IV-2)$$

Or pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion de turbine à gaz la limite maximum de la quantité de vapeur injecté est identifiée comme 6 kg /kg de carburant (Srinivas et al, 2007), ce qui revient à déduire que $\frac{Q_c}{Q_v} = 16,16 \%$ au maximum.

Nous avons dans un premier temps et à titre d'exemple fixé notre débit de vapeur à 1 kg/s pour déterminer T_3 et par la suite varier Q_v jusqu'à avoir la meilleure performance.

Après avoir injecté un débit de 1 kg/s nous en déduisons la valeur de T_3 :

$$T_3 = 986,95 \text{ K}$$

On se rend compte que la température à la sortie de la chambre a diminué et cela est dû au fait que la vapeur d'eau injectée a cassé la température dans la chambre pulvérisant le combustible pour améliorer le rendement de la combustion.

IV.2.3 Calcul des paramètres de la turbine

La partie turbine est composée de la turbine de compression qui a pour rôle d'entraîner le compresseur et de la turbine de puissance, qui est une turbine motrice servant à l'entraînement de l'alternateur.

➤ La pression P_4 et P_{4r} de fin de détente isentropique et réelle.

La pression de fin de détente isentropique P_4 et P_{4r} sont les même que dans le cas sans injection.

$$P_{4r} = P_4 \quad (IV-3)$$

$$P_{4r} = 1,008 \text{ bar}$$

➤ La température de fin de la détente isentropique T_{4th}

La température de fin de la détente isentropique T_4 est déterminée par la même relation que dans le cas sans injection :

$$T_{4th} = T_3 \times \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (IV-4)$$

Vu la légère augmentation de T_3 , nous supposons que la valeur de l'exposant isentropique reste la même que dans le cas sans injection.

D'où $\gamma_g = 1,35$

Donc

$$T_{4th} = 560,01 \text{ K}$$

➤ La température de la fin de détente réelle

La température de la fin de détente réelle est déterminée par le rendement isentropique comme dans le cas sans injection, qui est exprimé par :

$$\eta_{isbp} = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4th}} \quad (IV-5)$$

De (IV-3) on obtient :

$$T_{4r} = T_3 - \eta_{isbp} \times (T_3 - T_{4th}) \quad (IV-6)$$

$$T_{4r} = 611,25 \text{ K}$$

A cette valeur de la température on trouve :

$C_p T_{4r} = 1,05 \text{ kJ/kgK}$ un peu identique que dans le cas sans injection.

IV.3. Rendement de la turbine à gaz GT35 Niamey II après injection de la vapeur d'eau

IV.3.1. Travail massique utile de la turbine

➤ Le travail massique de la compression est donnée par :

L'injection de la vapeur commence après le compresseur, donc ce travail reste inchangé que dans le cas sans injection.

$$W_{CA} = H_{2r} - H_1 \quad (IV-7)$$

$$W_{CA} = 318,372 \text{ kJ/kg}$$

➤ Le travail massique des turbines est donnée par :

$$W_T = H_3 - H_{4r} = C_p T_3 \times T_3 - C_p T_{4r} \times T_{4r} \quad (IV-8)$$

$$W_T = 477,203 \text{ kJ/kg}$$

➤ Le travail massique utile est donné par :

$$W_u = W_T - W_{CA} \quad (IV-9)$$

$$W_u = 158,831 \text{ kJ/kg}$$

IV.3.2 La puissance utile

➤ La puissance du compresseur est donnée par :

$$P_{CA} = W_{CA} \times Q_{aa} \quad (IV-10)$$

$$PCA = 26473,822 \text{ kW}$$

➤ La puissance de la turbine est donnée par :

$$PT = W_T \times (Q_c + Q_{ac} + Q_v) \quad (IV-11)$$

$$PT = 38651,572 \text{ kW}$$

➤ La puissance utile est alors :

$$P_u = PT - PCA \quad (IV-12)$$

$$P_u = 12177,749 \text{ kW}$$

IV.3.3 La puissance thermique de la turbine

$$P_{th} = Q_c \times P_{ci} \times \eta_{cc} \quad (IV-13)$$

$$P_{th} = 42522,644 \text{ kW}$$

IV.3.4 Le rendement global de la turbine

Le rendement global de la turbine est le rapport entre la puissance utile de la turbine et la puissance fournie à la chambre de combustion ; il est exprimé par :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{th}} \quad (IV-14)$$

$$\eta_g = 28,63\%$$

Ce résultat précédant nous montre que la méthode d'injection de vapeur d'eau apporte un plus sur la performance de la turbine à gaz GT35, où l'injection d'1 kg/s de vapeur nous fait passé de 12066,316 kW à 12177,749 kW et de 28,37 % à 28,63 %.

En reprenant le calcul à la même température ambiante avec un débit de 6 Kg/s on se rendu compte respectivement que la puissance et le rendement s'est augmentée de 12066,4 kW à 12791,874 kW et de 28,37% à 30,08%; cette méthode d'injection de vapeur d'eau réduit aussi la consommation spécifique de 298,36Kg/MWh à 281,296Kg/MWh soit à peu près 6 % de réduction.

IV.4 Etude comparative

La comparaison de la performance de la turbine sans et avec injection de vapeur à 6 kg/s a été étudié en faisant varié la température ambiante ; les différents résultats de la puissance, du travail spécifique, du rendement et de la consommation spécifique ont été présentés sur les figures ci-dessous :

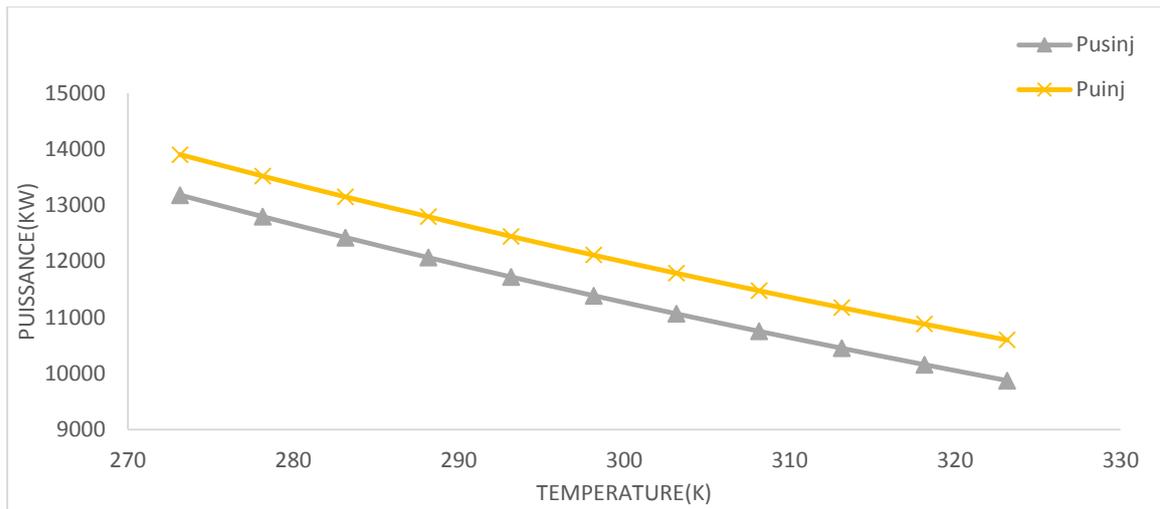


Figure 12 : Evolution de la puissance de la turbine sans et avec injection en fonction de température ambiante

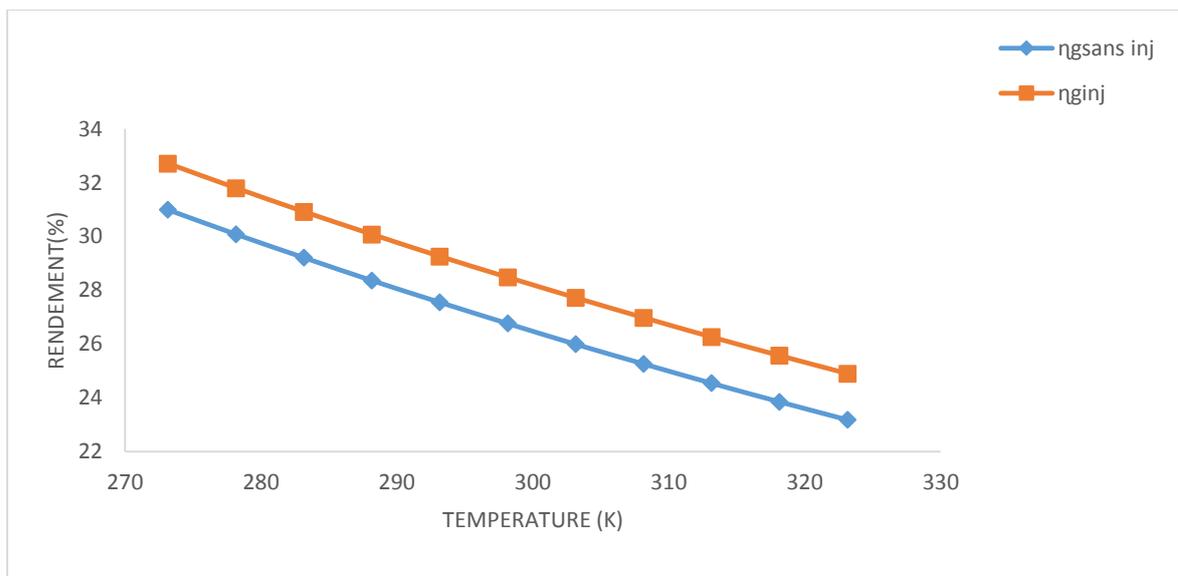


Figure 13: Evolution du rendement de la turbine avec et sans injection de la vapeur en fonction de la température ambiante

L'observation des différents résultats des figures (21 et 22) nous montre que l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion a une importance pour ce qui est de l'augmentation de la performance d'une turbine à gaz.

Cette augmentation de la performance se justifie par le fait que l'écoulement constitué par le mélange des gaz de combustion et de la quantité de la vapeur supplémentaire traversant les canaux inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation de la puissance et du rendement délivrée par la turbine.

La figure suivante nous montre que l'augmentation de la température ambiante dans un cycle de turbine à gaz entraîne une augmentation de la consommation spécifique, mais celle-ci est beaucoup plus importante dans le cas de cycle sans injection de vapeur. A la lecture de ces deux courbes on peut confirmer que l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion réduit la consommation spécifique de la turbine ; ce qui est très important dans le système industriel.

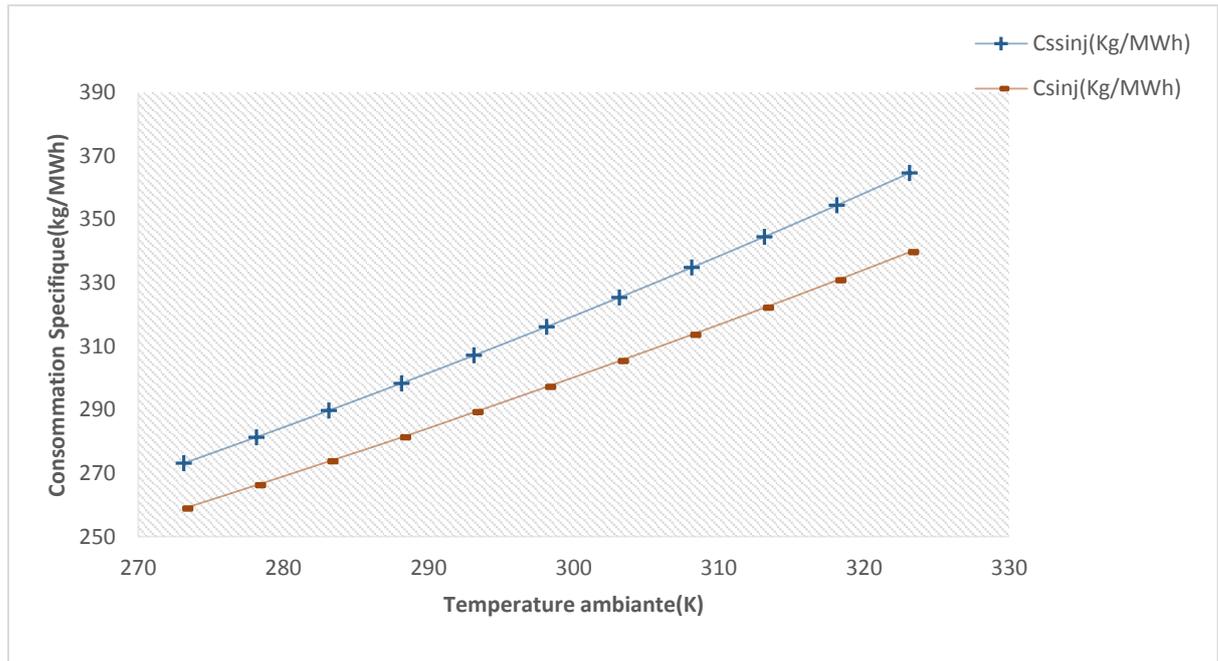


Figure 14: Evolution de la consommation spécifique de la turbine sans et avec injection de la vapeur

IV.5. Conclusion

L'injection de la vapeur d'eau dans l'installation des cycles simples d'une turbine à gaz permet non seulement de réduire les émissions de gaz tel que les NO_x mais aussi de pousser le rendement et la puissance et de réduire la consommation spécifique.

CHAPITRE V : ETUDE ECONOMIQUE, ENVIRONNEMENTALE ET SOCIALE

V.1 Introduction

L'étude économique et environnementale de ces travaux permet d'évaluer respectivement les bénéfices qu'apportent notre système et la façon dont ce dernier minimise l'impact environnemental et social.

La combustion dans les moteurs génère des émissions de polluants qui sont très rigoureusement réglementées. Depuis 1990 environ, la législation antipollution implique des dispositions relatives non seulement à la quantité de polluants rejetés, mais aussi aux caractéristiques et à la composition des carburants. (GUIBET, 2000)¹³.

V.2 Origine des polluants

Lors d'une réaction de combustion, l'azote N_2 contenu dans l'air comburant, est rejeté tel qu'il est sans être modifié. Cependant, sous certaines conditions, il se combine avec l'oxygène pour former des NO_x . Ces oxydes d'azote ont essentiellement la forme de monoxyde d'azote (NO) et de dioxyde d'azote (NO_2), plus rarement de protoxyde (N_2O). Pour les premiers, ils sont le résultat de la combinaison de l'azote et de l'oxygène de l'air à haute température (1800K). 95% des oxydes d'azote sont dus à l'utilisation des combustibles fossiles, notamment dans les moteurs thermiques et on estime à 59 % la contribution du trafic routier.

Les paramètres influençant la production de NO_x sont :

- ❖ La température élevée de la flamme (supérieure à 1200°C),
- ❖ L'excès d'air, c'est-à-dire la présence importante d'oxygène (O_2) n'ayant pas réagi dans les fumées,
- ❖ Le temps de séjour des atomes d'azote (N) dans la zone chaude de la flamme,
- ❖ La concentration du combustible en N_2 .

Les deux premiers paramètres dépendent de la conception du brûleur, le troisième dépend de la conception de la chaudière.

V.3 Etude économique

V.3.1 Etat de mise en place de système à injection de vapeur

Il s'agit ici de faire le point approximatif de différents investissements fait pour aboutir à la réalisation de notre étude. Pour se faire nous avons fait l'état de lieu des différents matériels mis en place, dont le bilan se trouve dans le tableau suivant :

¹³ GUIBET, 2000

Tableau 5: coût estimatif de l'investissement du projet

matériel	Prix unitaire(FCFA)	Prix total
pompe	979440	979440
évaporateur	15000000	15000000
Eau	2750000	2750000
Coût accessoire et travaux	20000000	20000000
Coût d'investissement total		
Total HT		38729440
TVA 18 %		6971299
Total TTC		45700739

V.3.2 Gains apporté par la mise en place du système

D'après l'étude fait de l'injection de vapeur à 45°C par exemple et pour un débit de vapeur de 6 kg/s on s'est rendu compte que la puissance utile de la turbine a augmenté de 10155,488 kW à 10882,121 kW soit un gain de 726,633 kW. La turbine fonctionne en moyenne 1000 h/an, le gain énergétique annuelle apporté par l'installation de système par injection de vapeur d'eau est égal au produit de gain en puissance par le nombre d'heure de fonctionnement annuelle. On aura :

$$E_{p/an} = P \times T$$

Avec P le gain en puissance et T le temps de fonctionnement annuel ;

$$D'où E_{p/an} = 726,633 \times 1000 = 726633 \text{ kWh/an}$$

Connaissant le prix du kWh qu'on vend à la population, on peut directement calculer l'économie engendrée par le système à injection de vapeur.

Le prix présent du kWh vendu à la population est de 79,25 FCFA, ce qui nous donne une économie annuelle de 57585665 FCFA.

- **Le temps de retour sur investissement**

$$TRI = \frac{\text{Coût d'investissement}}{\text{Gain annuel}} = \frac{45700739}{57585665} = 0,79 \text{ Soit 10 mois}$$

Le temps de retour sur investissement est de 10 mois.

V.4 Etude environnementale et sociale

La pollution par les oxydes d'azote prend diverses formes:

- Au niveau du proche environnement;
- En haute atmosphère ;
- Au niveau des individus.

V.4.1 Etude environnementale

V.4.1.1 Au niveau du proche environnement

Les NO_x sont les principaux responsables de la formation d'ozone à basse altitude, notamment dans les smogs. Ils ont également une grande responsabilité dans la formation de pluies acides, dues ici à l'acide nitrique et qui représenterait 30% de l'acidité à l'origine du dépérissement de certaines forêts. Ils font également partie des gaz à effet de serre planétaire, qui est l'influence de l'atmosphère sur l'équilibre radiatif de la terre par le biais de l'absorption de rayonnement infrarouge émis de la terre vers l'espace.

V.4.1.2 En haute atmosphère

Les oxydes d'azote seraient pour moitié responsables de la destruction de la couche d'ozone. Les NO et NO₂ produits au sol ayant une durée de vie insuffisante pour parvenir en altitude, les NO_x ici incriminés proviennent des moteurs d'avions ou encore du N₂O produit au sol, cette forme d'oxyde d'azote ayant une durée de vie suffisante pour parvenir en haute atmosphère.

V.2.2 Etude sociale

C'est un gaz irritant pour les bronches, particulièrement néfastes pour les personnes atteintes d'asthmes et pour les enfants chez qu'il peut favoriser des infections pulmonaires. Le NO devient dangereux lorsque la teneur dépasse 25 ppm. Le NO₂ devient dangereux au-dessus de 5 ppm. Leur émission doit donc être réduite au minimum.

L'intérêt de cette méthode par injection de vapeur d'eau ne se limite pas seulement à l'augmentation de la puissance et du rendement de la turbine, mais aussi contribue à la limitation de la formation de produit toxique tel que le NO_x. Pour cela, l'injection de la vapeur a pour effet d'homogénéiser la température dans la chambre de combustion et de réduire la température des zones chaudes qui sont responsables de la formation de NO_x. Les turbines à gaz à injection de vapeur permettent d'atteindre sans difficultés les émissions en NO_x inférieures à 25ppm qui est le seuil légal actuel dans un grand nombre de pays industrialisés.

V.4 conclusion

En dehors de ce qu'elle apporte comme gain en puissance et en rendement, cette méthode d'injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion a non seulement un grand intérêt de point de vue économique mais aussi permet de réduire le taux d'émissions des gaz toxiques tel que les NO_x .

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVE

L'étude d'amélioration de la performance d'une turbine à gaz s'avère nécessaire voir importante dans les pays chaud comme le Niger, car pendant les périodes des chaleurs, les turbines à gaz industrielles connaissent une baisse importante de leur rendement. Pour cette raison dans ce travail, les performances d'un cycle simple de la turbine à gaz GT35 Niamey II ont été étudiées et comparés avec un cycle par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. Il s'en sort comme résultat une augmentation de la puissance et du rendement de la turbine à gaz GT35. Ces derniers ne sont pas seulement les seuls profits qu'on en tire de l'injection de vapeur, elle est aussi une solution économique

De ce qui précède comme résultats on peut dire que le plus grand intérêt qu'on peut tirer de l'injection de vapeur est du point de vue social et environnemental avec la réduction de l'émission des gaz toxique comme les NO_x .

Comme perspective il faut noter que l'eau avec laquelle on produit de la vapeur doit être traitée selon l'adoucissement qui l'une des technique utilisée dans le secteur industriel. L'adoucissement est un traitement physico-chimique dont l'objectif est de limiter l'entartrage des canalisations et des équipements de distribution de l'eau (dépôt de carbonate de calcium et de magnésium). Il constitue le plus souvent un prétraitement dans la filière des traitements nécessaires à l'obtention d'eau purifiée, d'eau déminéralisée, d'eau pour dilution des solutions concentrées de dialyse rénale ou d'eau pour le fonctionnement de certains appareils (la blanchisserie, la production de vapeur, la production d'eau chaude, les installations de chauffage central, la production de glace technique...). Les ions de sodium remplacent les ions calcium et magnésium. La conductivité d'une eau adoucie n'est donc pas ou peu modifiée par rapport à la conductivité de l'eau arrivant à l'entrée de l'établissement.

En fin nous recommandons à la suite de ces travaux une étude plus profonde de cette méthode d'injection de vapeur afin de départager certains auteurs qui la jugent comme la méthode la plus efficace permettant d'augmenter le rendement d'une turbine à plus de 20%.

BIBLIOGRAPHIE

C.ROBERT. 2000. Technique de l'ingénieur. Machine hydraulique et Thermique. Edition Avril 2000 ;

Caillat S. 1999. Combustion en atmosphère humide. Étude d'une flamme méthane/air confinée non pré-mélangée à swirl, thèse, Université de Rouen, 146 réf.

Cannon M. F., Molière M., De Pietro S.M., Perkavec M. 1996. Les technologies Bas NOx pour turbines à gaz, Revue Technique GEC Alsthom, n019, pp. 1-16, 15 réf.

D. YOU CHENG and ALBERT L.C NELSON .2002. “the Chronological Development of the Cheng cycle steam injection gas turbine during the past 25 years” ASME Paper No: GT-2002-30119, Amsterdam, the Netherlands June 3-6, 2002;

ABB STAL-LAVAL.1978. Document d'exploitation turbine à gaz GT35 Niamey II de la NIGELEC, 1978.

F.M.Penning and H.C de Lange .1996. “Steam injection: Analysis of a typical application”, Applied Thermal Engineering Vol 16 No 2, PP 115-125, 1996, Elsevier Science LTD, 1359-4311(96)00052-6;

F.J.WANG and J.S.CHIOU .2004. “Integration of steam injection and inlet Air cooling for a gas turbine generation system” Energy conversion and Management 2004;

Jean-Claude GUBET .2000. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique Edition 2000.

J.Taine et J.P.Petit .1989. Transfert Thermique, Mécaniques de fluides anisothermes, DUNOD, 1989 ;

M.De.Paepe and E.Dick .2001. “Technological and Economical Analysis of water recovery in steam injected gas turbine” Applied Thermal Engineering.

M. ROY YAP and T. WANG .2006. “Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with inlet Fog Cooling and Steam Injection”, ASME Paper No: GT2006-90164, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006.

OLIVIER Perot .2010-2011. Cour de Thermodynamique Edition 2010-2011.

Soloiu V. A., Vasilescu E., Sabau A., Ionescu C., Micu R. 2002. Validation expérimentale d'une méthode pour le calcul du rendement effectif du moteur Diesel en utilisant le bilan carbone des produits de combustion, Colloque COFRET02, Bucarest.

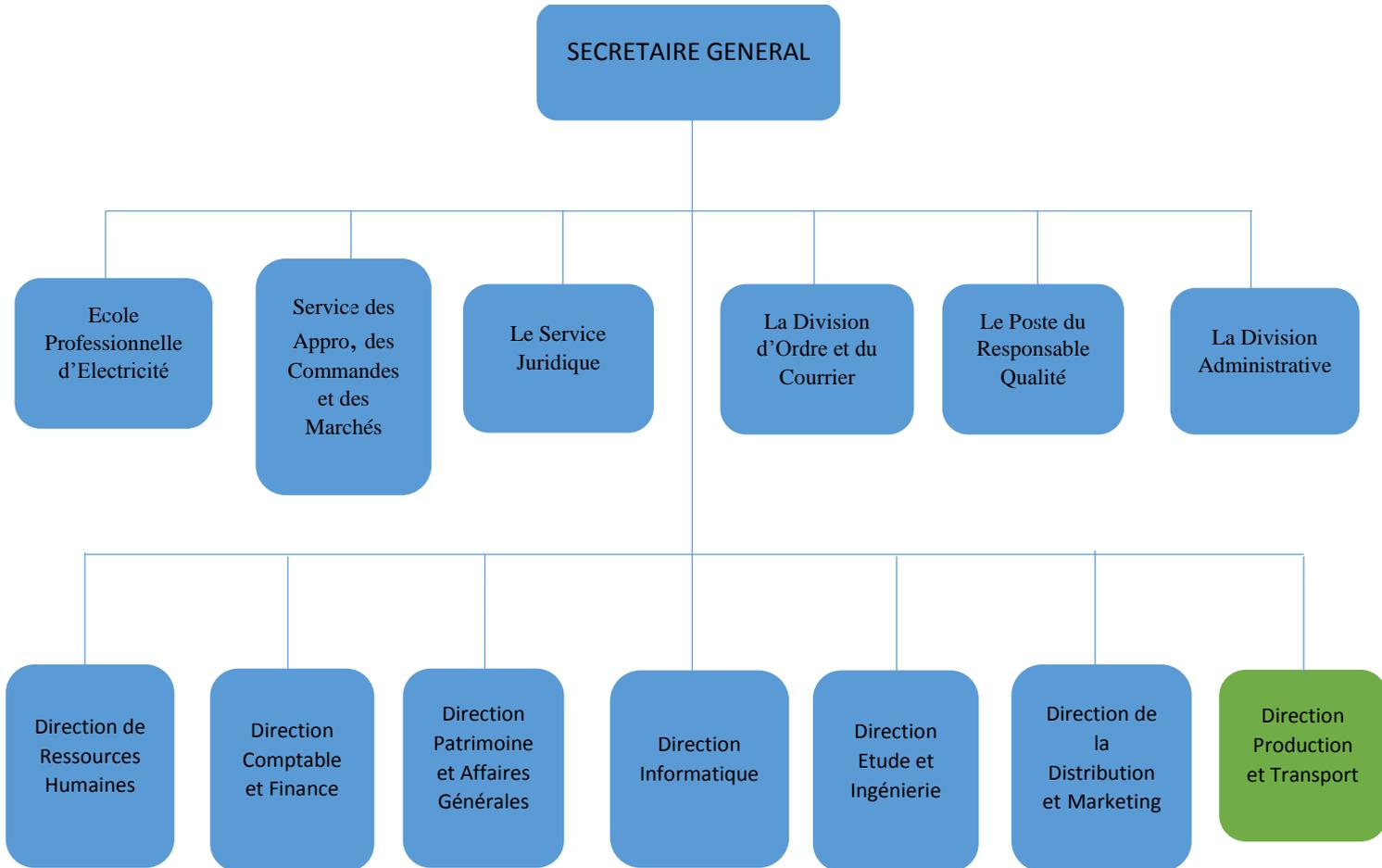
T.Srinivas, S.Gupta , B.V.Reddy .2007.“ Sensitivity Analysis of STIG Based combined Cycle With Dual Pressure HSRG” , International Journal of Thermal Sciences, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.002.

Techniques de l'ingénieur: articles relatifs aux pompes centrifuges.

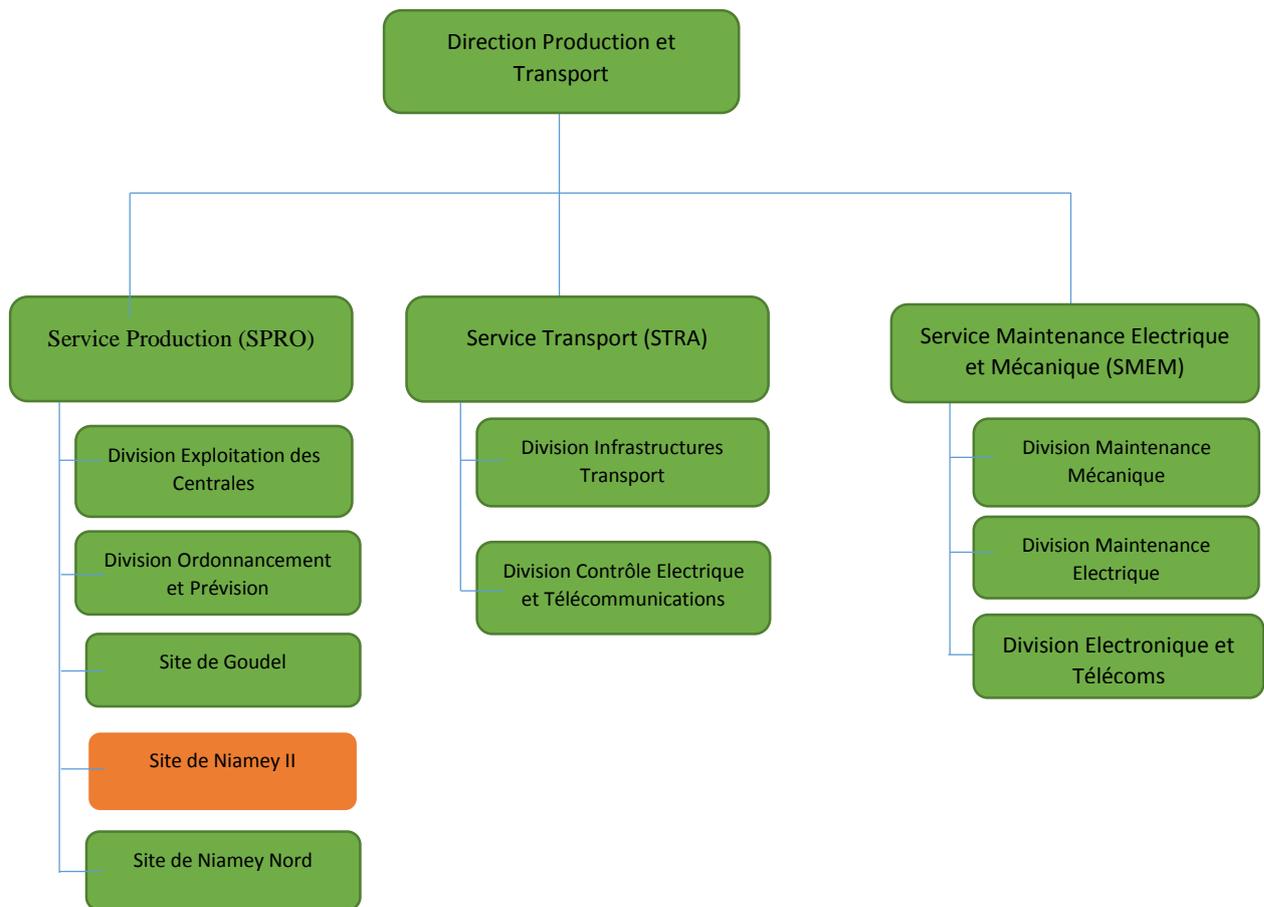
Yap, M.R, Wang, T, .2006. “Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with Inlet Fog Cooling and Steam Injection», Proceeding of GT2006, ASME Turbo Expo 2006.

ANNEXES

Annexe 1: Organigramme du Secrétariat Général de Nigelec



Annexe 2: Organigramme de la Direction de Production et Transport de la Nigelec



ANNEXE 3 Propriétés Thermo-Physique de l'Air (J.Taine et al,1989)

T K	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	ν m ² /s	c_p J/kg.K	λ W/m.K	a m ² /s	Pr	β 1/Kelvin
AIR								
250	1,413	1,60.10 ⁻⁵	1,13.10 ⁻⁵	1005	0,0223	1,57.10 ⁻⁵	0,722	1/T
300	1,177	1,85.10 ⁻⁵	1,57.10 ⁻⁵	1006	0,0262	2,22.10 ⁻⁵	0,708	
350	0,998	2,08.10 ⁻⁵	2,08.10 ⁻⁵	1009	0,0300	2,98.10 ⁻⁵	0,697	
400	0,883	2,29.10 ⁻⁵	2,59.10 ⁻⁵	1014	0,0337	3,76.10 ⁻⁵	0,689	
450	0,783	2,48.10 ⁻⁵	3,16.10 ⁻⁵	1021	0,0371	4,64.10 ⁻⁵	0,683	
500	0,705	2,67.10 ⁻⁵	3,79.10 ⁻⁵	1030	0,0404	5,57.10 ⁻⁵	0,680	
550	0,642	2,85.10 ⁻⁵	4,43.10 ⁻⁵	1039	0,0436	6,53.10 ⁻⁵	0,680	
600	0,588	3,02.10 ⁻⁵	5,13.10 ⁻⁵	1055	0,0466	7,51.10 ⁻⁵	0,680	
650	0,543	3,18.10 ⁻⁵	5,85.10 ⁻⁵	1063	0,0495	8,58.10 ⁻⁵	0,682	
700	0,503	3,33.10 ⁻⁵	6,63.10 ⁻⁵	1075	0,0523	9,67.10 ⁻⁵	0,684	
750	0,471	3,48.10 ⁻⁵	7,39.10 ⁻⁵	1086	0,0551	10,8.10 ⁻⁵	0,686	
800	0,441	3,63.10 ⁻⁵	8,23.10 ⁻⁵	1098	0,0578	12,0.10 ⁻⁵	0,689	
850	0,415	3,77.10 ⁻⁵	9,07.10 ⁻⁵	1110	0,0603	13,1.10 ⁻⁵	0,692	
900	0,392	3,90.10 ⁻⁵	9,93.10 ⁻⁵	1121	0,0628	14,3.10 ⁻⁵	0,696	
950	0,372	4,02.10 ⁻⁵	10,8.10 ⁻⁵	1132	0,0653	15,5.10 ⁻⁵	0,699	
1000	0,352	4,15.10 ⁻⁵	11,8.10 ⁻⁵	1142	0,0675	16,8.10 ⁻⁵	0,702	
1100	0,320	4,40.10 ⁻⁵	13,7.10 ⁻⁵	1161	0,0723	19,5.10 ⁻⁵	0,706	
1200	0,295	4,63.10 ⁻⁵	15,7.10 ⁻⁵	1179	0,0763	22,0.10 ⁻⁵	0,714	
1300	0,271	4,85.10 ⁻⁵	17,9.10 ⁻⁵	1197	0,0803	24,8.10 ⁻⁵	0,722	

ANNEXE 4 Propriétés de la vapeur d'eau surchauffée

T (K)	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	ν m ² /s	C_p J/kg.K	λ W/m.K	a m ² /s	Pr
380	0,586	$1,27 \times 10^{-5}$	$0,216 \times 10^{-4}$	2060	$2,46 \times 10^{-2}$	$2,04 \times 10^{-5}$	1,06
400	0,554	1,34	0,242	2014	2,61	2,24	1,04
450	0,490	1,53	0,311	1980	2,99	3,07	1,01
500	0,441	1,70	0,386	1985	3,39	3,87	1,00
550	0,400	1,88	0,470	1997	3,79	4,75	0,99
600	0,365	2,07	0,566	2026	4,22	5,73	0,99
650	0,338	2,25	0,664	2056	4,64	6,66	0,99
700	0,314	2,43	0,772	2085	5,05	7,72	1,00
750	0,293	2,60	0,888	2119	5,49	8,83	1,00
800	0,274	2,79	1,020	2152	5,92	10,0	1,01

ANNEXE 5 Vapeur Saturée: Table de pression; C.GuiliéIUT Longwy

Vapeur saturée: table de la pression

Pres. kPa P	Temp. °C T	Volume massique m^3/kg		Énergie interne kJ/kg			Enthalpie kJ/kg			Entropie kJ/kg·K		
		Liquide sat. v_f	Vapeur sat. v_g	Liquide sat. u_f	Évap. u_{fg}	Vapeur sat. u_g	Liquide sat. h_f	Évap. h_{fg}	Vapeur sat. h_g	Liquide sat. s_f	Évap. s_{fg}	Vapeur sat. s_g
MPa												
0.100	99.63	0.001 043	1.6940	417.36	2088.7	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	6.0568	7.3594
0.125	105.99	0.001 048	1.3749	444.19	2069.3	2513.5	444.32	2241.0	2685.4	1.3740	5.9104	7.2844
0.150	111.37	0.001 053	1.1593	466.94	2052.7	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	5.7897	7.2233
0.175	116.06	0.001 057	1.0036	486.80	2038.1	2524.9	486.99	2213.6	2700.6	1.4849	5.6868	7.1717
0.200	120.23	0.001 061	0.8857	504.49	2025.0	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	5.5970	7.1271
0.225	124.00	0.001 064	0.7933	520.47	2013.1	2533.6	520.72	2191.3	2712.1	1.5706	5.5173	7.0878
0.250	127.44	0.001 067	0.7187	535.10	2002.1	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	5.4455	7.0527
0.275	130.60	0.001 070	0.6573	548.59	1991.9	2540.5	548.89	2172.4	2721.3	1.6408	5.3801	7.0209
0.300	133.55	0.001 073	0.6058	561.15	1982.4	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	5.3201	6.9919
0.325	136.30	0.001 076	0.5620	572.90	1973.5	2546.4	573.25	2155.8	2729.0	1.7006	5.2646	6.9652
0.350	138.88	0.001 079	0.5243	583.95	1965.0	2548.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	5.2130	6.9405
0.375	141.32	0.001 081	0.4914	594.40	1956.9	2551.3	594.81	2140.8	2735.6	1.7528	5.1647	6.9175
0.40	143.63	0.001 084	0.4625	604.31	1949.3	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	5.1193	6.8959
0.45	147.93	0.001 088	0.4140	622.77	1934.9	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	5.0359	6.8565
0.50	151.86	0.001 093	0.3749	639.68	1921.6	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	4.9606	6.8213
0.55	155.48	0.001 097	0.3427	655.32	1909.2	2564.5	655.93	2097.0	2753.0	1.8973	4.8920	6.7893
0.60	158.85	0.001 101	0.3157	669.90	1897.5	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	4.8288	6.7600
0.65	162.01	0.001 104	0.2927	683.56	1886.5	2570.1	684.28	2076.0	2760.3	1.9627	4.7703	6.7331
0.70	164.97	0.001 108	0.2729	696.44	1876.1	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	4.7158	6.7080
0.75	167.78	0.001 112	0.2556	708.64	1866.1	2574.7	709.47	2057.0	2766.4	2.0200	4.6647	6.6847
0.80	170.43	0.001 115	0.2404	720.22	1856.6	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	4.6166	6.6628
0.85	172.96	0.001 118	0.2270	731.27	1847.4	2578.7	732.22	2039.4	2771.6	2.0710	4.5711	6.6421
0.90	175.38	0.001 121	0.2150	741.83	1838.6	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	4.5280	6.6226
0.95	177.69	0.001 124	0.2042	751.95	1830.2	2582.1	753.02	2023.1	2776.1	2.1172	4.4869	6.6041
1.00	179.91	0.001 127	0.194 44	761.68	1822.0	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	4.4478	6.5865
1.10	184.09	0.001 133	0.177 53	780.09	1806.3	2586.4	781.34	2000.4	2781.7	2.1792	4.3744	6.5536
1.20	187.99	0.001 139	0.163 33	797.29	1791.5	2588.8	798.65	1986.2	2784.8	2.2166	4.3067	6.5233
1.30	191.64	0.001 144	0.151 25	813.44	1777.5	2591.0	814.93	1972.7	2787.6	2.2515	4.2438	6.4953
1.40	195.07	0.001 149	0.140 84	828.70	1764.1	2592.8	830.30	1959.7	2790.0	2.2842	4.1850	6.4693
1.50	198.32	0.001 154	0.131 77	843.16	1751.3	2594.5	844.89	1947.3	2792.2	2.3150	4.1298	6.4448
1.75	205.76	0.001 166	0.113 49	876.46	1721.4	2597.8	878.50	1917.9	2796.4	2.3851	4.0044	6.3896
2.00	212.42	0.001 177	0.099 63	906.44	1693.8	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	3.8935	6.3409
2.25	218.45	0.001 187	0.088 75	933.83	1668.2	2602.0	936.49	1865.2	2801.7	2.5035	3.7937	6.2972