

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème

**Analyse du fonctionnement de la turbine à gaz V94.2 et étude de l'effet de l'encrassement du système de filtration sur les performances du groupe de puissance.**

ALLALI Souheil Siradj Eddine

Présenté et soutenu publiquement le (02/07/2022)

**Composition du Jury :**

Président	M.BENBRAIKA Mohamed	MAA	ENP
Promoteur	M.BENKOUSSAS Bouzid	Professeur	ENP
Co-Promoteur	M.BENLAKHDAR Djemai	Ingénieur	SPE d'Ain Djasser
Examineur	M.LATRECHE Mohamed	MAA	ENP

ENP 2022



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème

**Analyse du fonctionnement de la turbine à gaz V94.2 et étude de l'effet de l'encrassement du système de filtration sur les performances du groupe de puissance.**

**ALLALI Souheil Siradj Eddine**

Présenté et soutenu publiquement le (02/07/2022)

**Composition du Jury :**

Président	M.BENBRAIKA Mohamed	MAA	ENP
Promoteur	M.BENKOUSSAS Bouzid	Professeur	ENP
Co-Promoteur	M.BENLAKHDAR Djemai	Ingénieur	SPE d'Ain Djasser
Examineur	M.LATRECHE Mohamed	MAA	ENP

**ENP 2022**

### ملخص:

تركز دراستنا على تحسين أداء التوربينات الغازية من النوع V94.2 لمحطة إنتاج الكهرباء وضغط الغاز في حقل عين جاسر باتنة. يجب أن يكون الهواء المستخدم في التوربينات الغازية عالي الجودة. قبل أن يتم حقنها في منطقة السحب، يجب معالجتها. نحن مهتمون بهذا العمل في تأثير المعلمات المميزة للهواء، ولا سيما جودته. لقد قمنا بتخصيص أبعاد TAG بقوة لتسليط الضوء على تأثيرات المعلمات الداخلية والخارجية على أداء الماكينة. أثناء هذا الحساب، تم افتراض أن المرشحات في حالة جديدة، فهي تولد انخفاضاً ضئيلاً في الضغط، ولهذا الغرض تعتبر ظروف دخول الهواء في اتجاه تيار المرشحات هي تلك الخاصة بالظروف الجوية للموقع. لقد استغلنا نهج الحساب الديناميكي الحراري هذا لتحليل الأداء الحقيقي للألة ونظام الترشيح من أجل المساهمة في تحسين أداء هذه الألة. يتم أخذ فقدان الرأس من خلال نظام الراشح في الاعتبار بشكل أساسي في تحليلنا. لقد أظهرنا أن فقدان الطاقة يتراوح من 1.2 إلى 1.3% مقارنةً بقدرة التشغيل المقدمة شهرياً بدلاً من 0.7 إلى 0.8% بعد التنظيف الذاتي المقترح.

**الكلمات المفتاحية:** نظام ترشيح، تلوث، هبوط ضغط، طاقة مفيدة.

### ABSTRACT:

Our study focuses on improving the performance of the gas turbine type V94.2 of the station of electricity production and gas compression of the field of Ain Djasser Batna. The air used in a gas turbine must be of high quality. Before it is injected into the intake area, it must be treated. We are interested in this work to the effect of the characteristic parameters of the air, in particular its quality. We have energetically dimensioned the TAG to highlight the effects of internal and external parameters on the performance of the machine. During this calculation, it was assumed that the filters are in new condition, they generate a negligible pressure drop, to this effect the inlet air conditions downstream of the filters are considered those of the atmospheric conditions of the site. We have used this thermodynamic calculation approach for the analysis of the real performances of the machine and the filtration system in order to contribute to the improvement of the performances of this machine. The power loss through the filtering system is mainly considered in our analysis. We have shown that the power loss is 1,2 to 1,3% compared to the operating power supplied per month instead of 0,7 to 0,8 % following the proposed self-cleaning.

**Keywords:** filtration system, fouling, pressure drop, power output.

### RESUME :

Notre étude porte sur l'amélioration des performances de la turbine à gaz type V94.2 de la station de production d'électricité et de compression de gaz du champ d'Ain Djasser Batna. L'air utilisé dans une turbine à gaz doit être d'une qualité élevée. Avant qu'il ne soit injecté dans la zone d'admission il faut qu'il soit traité. Nous nous intéressons dans ce travail à l'effet des paramètres caractéristiques de l'air, en particulier sa qualité. Nous avons dimensionné énergétiquement la TAG pour mettre en évidence les effets des paramètres interne et externe sur les performances de la machine. Lors de ce calcul, il a été supposé que les filtres sont à l'état neufs, ils génèrent une perte de charge négligeable, à cet effet les conditions de l'air d'entrée en aval des filtres sont considérées celles des conditions atmosphériques du site. Nous avons exploité cette approche de calcul thermodynamique pour l'analyse des performances réelles de la machine et du système de filtration afin d'apporter une contribution par rapport à l'amélioration des performances de cette machine. La perte de charge à travers le système de filtrage est principalement considérée dans notre analyse. Nous avons montré que la perte de puissance est de 1,2 à 1,3% par rapport à la puissance d'exploitation fournie par mois au lieu de 0,7 à 0,8 % suite à l'auto-nettoyage proposé.

**Mots-clés :** système de filtration, Encrassement, perte de charge, puissance utile.

## *Remerciements*

Tout d'abord, je remercie « Dieu », le tout puissant de m'avoir donné le courage et la volonté pour réaliser ce travail.

Je remercie en premier lieu et profondément mon promoteur **M.BENKOUSSAS Bouzid**, qui n'a jamais cessé de me conseiller, orienter et m'encourager. Merci pour sa disponibilité et sa coopération remarquable.

Mes vifs remerciements aux membres du jury :

Mr **BENBRAIKA Mohamed** qui m'a accompagné tout le long de mes années d'études à l'ENP pour tout l'aide qu'il m'a apporté et aussi d'avoir accepté de présider le jury et à Mr **LATRECHE Mohamed** d'avoir accepté d'examiner mon travail.

Mes remerciements s'adressent aussi au chef de département **M.BELKACEMI Yacine** ainsi que tous mes enseignants du département génie mécanique.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon Co-promoteur M. **BENALKHDAR Djemai**, pour sa disponibilité et ses conseils concernant les orientations de mon mémoire.

Enfin, il me serait difficile d'omettre de remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à ce travail. Qu'ils trouvent dans ces textes l'expression de mes sincères remerciements.

## *Dédicaces*

*Je remercie tout d'abord Allah, mon DIEU qui m'a donné la force et le courage pour terminer ce travail.*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A **Ma très chère mère**, pour son sacrifice, sa patience, son amour, sa tendresse et pour m'avoir accompagné tout le long de ma vie.*

*A celui qui a sacrifié sa vie pour me guider et m'encourager me soutenir avec ces conseils tout au long de mes études : **Mon père**.*

*A ma sœur **Hidayat**, à toute la famille et surtout mes cousins, à mes amis **Raouf, Hani, Zaki, Aymen** qui ont été toujours avec moi en beaux et en mauvais temps en reconnaissance de leur encouragement, de leur aide et de leur patience au cours de mes longues années d'étude.*

*Et finalement à toute personne ayant participé à cette joie et cette réussite de près ou de loin.*

*Siradj..*

**TABLE DES MATIÈRES**

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES SYMBOLES

Introduction Générale.....	14
<b>Chapitre 1 : Généralités.....</b>	<b>16</b>
1.1 Présentation de l'entreprise SPE de Ain Djasser .....	17
1.1.1 Historique de la société .....	17
1.1.2 Définition de Société de production d'électricité.....	17
1.1.3 SPE d'Ain Djasser.....	17
1.1.4 Fiche technique de SPE Ain Djasser :.....	18
1.2 Description générale des systèmes.....	18
1.2.1 Poste GAZ .....	18
1.2.2 Système eau brute.....	19
1.2.3 Système de distribution eau.....	19
1.2.4 Système de réfrigération NORIA .....	19
1.2.5 Système de protection d'incendie .....	20
1.3 Descriptif du groupe de puissance (turbogénérateur) .....	20
1.3.1 Fonctionnement.....	21
1.3.2 Caractéristique de la turbine à gaz V94.2 : .....	22
1.4 Système d'aspiration .....	23
1.5 Compresseur.....	23
1.5.1 Rotor.....	24
1.5.2 Stator .....	24
1.5.3 Ensemble aubes fixes du compresseur .....	25
1.5.4 Diffuseur de sortie du compresseur.....	25
1.5.5 Aubes du rotor du compresseur.....	25

## TABLE DES MATIERES

---

1.5.6 Aubes du stator du compresseur.....	26
1.6 Chambre de combustion.....	27
1.7 Turbine .....	27
1.8 L'alternateur :.....	28
<b>Chapitre 2 : Système d'admission et de filtration d'air d'une TAG .....</b>	<b>29</b>
2.1 Introduction .....	30
2.2 Système de filtration .....	30
2.2.1 Composition du système de filtrage .....	30
2.2.2 Dé-colmatage .....	32
2.2.3 Nettoyage .....	32
2.3 Système d'admission.....	32
2.3.1 Rôle du système d'admission.....	33
2.4 Système d'amortissement de bruit (silencieux) .....	34
2.5 Critères de choix d'un filtre .....	35
2.6 Dommages causés par un mauvais filtrage .....	38
2.6.1 Admission d'air de mauvaise qualité.....	38
2.6.2 Dommages causés par des corps étrangers .....	38
2.6.3 Erosion .....	38
2.6.4 Encrassement.....	39
2.6.5 Corrosion.....	40
2.6.6 Fusion des particules .....	42
2.7 Performances des filtres .....	43
2.7.1 Perte de charge .....	43
2.7.2 Efficacité .....	43
2.7.3 Pouvoir de rétention .....	44
2.7.4 Perméabilité.....	45
2.7.5 Débit d'air .....	45

## TABLE DES MATIERES

---

2.8 Conclusion.....	45
<b>Chapitre 3 : Dimensionnement de la TAG type V94.2 et effets des paramètres externes</b>	<b>46</b>
3.1 Introduction .....	47
3.2 Principaux cycles de la turbine à gaz .....	47
3.2.1 Cycle de Joule ou de Brayton (cycle de base).....	47
3.2.2 Le cycle réel .....	48
3.3 Calcul thermodynamique .....	49
3.3.1 Caractéristique de l'air d'entrée .....	49
3.3.2 Compression.....	49
3.3.3 Le processus de combustion.....	50
3.3.4 Détente .....	50
3.4 Calculs de performances de la TAG .....	51
3.4.1 Travail utile .....	51
3.4.2 Puissance utile .....	51
3.4.3 Rendement thermique de la TAG.....	51
3.4.4 Consommation spécifique .....	51
3.4.5 Script MATLAB pour le calcul des performances.....	51
3.5 Influence de la température ambiante sur les performances de la TAG .....	53
3.5.1 Influence de la température ambiante (entrée) sur la puissance utile .....	53
3.5.2 Influence de la température ambiante sur le rendement théorique.....	54
3.5.3 Influence de la température ambiante sur la consommation spécifique.....	55
3.6 Influence de la pression.....	55
3.7 Influences de l'humidité.....	56
3.7.1 Influence de l'humidité sur l'encrassement .....	57
3.8 Influences de taux de compression .....	57
3.9 Influences des rendements isentropiques du compresseur sur le rendement thermique de la turbine à gaz .....	59

## TABLE DES MATIERES

---

3.10 Conclusion.....	59
<b>Chapitre 4 : Analyse et Contribution à l'amélioration des performances de la TAG d'Ain Djasser, Batna.....</b>	<b>60</b>
4.1 Introduction.....	61
4.2 Perte de charge de filtration .....	61
4.2.1 Calcul de la pression critique de sortie du compresseur .....	62
4.2.2 Script MATLAB pour le calcul de la pression d'entrée du compresseur : .....	63
4.3 Résultats et interprétations .....	64
4.3.1 Puissance utile en fonction du temps de fonctionnement .....	66
4.3.2 Puissance utile en fonction de la perte de charge.....	67
4.3.3 Perte de charge en fonction de temps de fonctionnement.....	67
4.4 Perte de puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction du temps de fonctionnement .....	68
4.5 Perte de puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction de la perte de charge .....	69
4.6 Perte de puissance en pourcentage(%) par rapport la puissance du concepteur en fonction du temps de fonctionnement .....	69
4.7 Perte de puissance en pourcentage(%) par rapport à la puissance du concepteur en fonction de la perte de charge .....	70
4.8 Amélioration des performances de la TAG .....	70
4.8.1 Comparaison entre la puissance fournie et la puissance obtenue.....	71
Conclusion Generale .....	75
Bibliographie.....	77

### LISTE DES FIGURES :

Figure 1.1: Image satellitaire de l'entreprise.....	18
Figure 1.2 : Poste gaz de l'unité.....	19
Figure 1.3 : Système de réfrigération NORIA. ....	20
Figure 1.4 : Turbogénérateur.....	21
Figure 1.5: diagramme du raccordement thermique. ....	21
Figure 1.6: vue extérieure de système d'aspiration.....	23
Figure 1.7: Section longitudinale du rotor de la turbine à gaz [2]. ....	24
Figure 1.8: Stator du compresseur et ses composantes [2]. ....	24
Figure 1.9: Porteur d'aubes stationnaire du compresseur [2].....	25
Figure 1.10: Aubes du rotor du compresseur [2]. ....	26
Figure 1.11: Aube du stator du compresseur [2]. ....	26
Figure 1.12: Chambre de combustion [2].....	27
Figure 1.13: Vue extérieure de la turbine [2]. ....	28
Figure 2.1: Différentes étapes de filtration.....	31
Figure 2.2 : Système de filtrage, d'admission d'air et d'échappement. ....	31
Figure 2.3: Cartouche autonettoyante. ....	32
Figure 2.4: Schéma du système de filtration et d'admission.....	34
Figure 2.5: Silencieux. ....	34
Figure 2.6: Différentes poussières et leur classification par taille. ....	35
Figure 2.7: Dommages causés à l'inducteur de la turbine. ....	38
Figure 2.8: plages d'érosion et d'encrassement. ....	39
Figure 2.9: Encrassement d'une aube de compresseur. ....	40
Figure 2.10: Exemple de corrosion par piqûres de sel en suspension dans l'air dans une IG V [11]. ....	42
Figure 2. 11: Angle d'incidence (i) [11]. ....	42
Figure 2. 12: Capacité de rétention spécifique en fonction du temps de fonctionnement de la TAG.....	44
Figure 2. 13: Influence de la perte de pression sur la chaleur et la puissance.....	44
Figure 3. 1: Turbine à Gaz. ....	48
Figure 3. 2: Cycle idéal de BRAYTON-JOULE [16].....	48
Figure 3. 3: Cycle réel [17]. ....	49
Figure 3. 4: Influence de la température ambiante sur la puissance utile. ....	53

## **LISTE DES FIGURES**

---

Figure 3. 5 : L'influence de la température ambiante sur le rendement théorique.....	54
Figure 3. 6: L'influence de la température ambiante sur la consommation spécifique.....	55
Figure 3. 7: Influence de l'altitude sur la pression ambiante [19].....	56
Figure 3. 8: Influence de l'humidité relative sur les performances de la turbine [20]. ....	56
Figure 3. 9: Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression, à différentes températures ambiantes. ....	57
Figure 3.10: travail de la compression en fonction du taux de compression à la température d'entrée variable. ....	58
Figure 3. 11: Effet de l'efficacité du compresseur isentropique sur le rendement thermique. ....	59
Figure 4 1: Turbine à gaz avec système de filtration. ....	61
Figure 4.2: variation de la puissance utile en fonction du temps. ....	66
Figure 4.3: Interpolation des points de la puissance utile en fonction du temps.....	66
Figure 4.4: La variation de la puissance utile en fonction de la perte de charge. ....	67
Figure 4.5: Variation de la perte de charge en fonction du temps de fonctionnement.....	67
Figure 4.6: Variation de la perte de Puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction du temps de fonctionnement. ....	68
Figure 4.7: La variation de la perte de Puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction de la perte de charge. ....	69
Figure 4.8: Variation de la perte de Puissance en % par rapport à 168 MW en fonction du temps de fonctionnement. ....	69
Figure 4.9: Variation de la perte de Puissance en % par rapport à la puissance du concepteur en fonction de la perte de charge.....	70
Figure 4.10 : Nouvelle variation de la perte de charge en fonction du temps de fonctionnement.....	71
Figure 4.11: Variation de la puissance en fonction du temps de fonctionnement. ....	72

**LISTE DES TABLEAUX**

Tableau 2.1: Contaminants communs et leur filtre nominal approprié.....	36
Tableau 2.2: Système de filtration selon les conditions. ....	37
Tableau 3. 1: Caractéristique de la TAG V94.2 .....	47
Tableau 4.1: Résultats de calcul des performances.....	64
Tableau 4.2: Perte de charge, puissance utile et consommation spécifique en fonction de temps de fonctionnement. ....	65
Tableau 4.3: Les nouvelles puissances utiles de la TAG avec les pertes de charges correspondant .....	70
Tableau 4.4: Le total des puissances rapportées à un mois de fonctionnement. ....	72

**LISTE DES SYMBOLES**

<b>Symboles</b>	<b>Signification</b>	<b>Unité</b>
$\eta$	Efficacité.	-
I	Concentration de particules en amont du filtre	kg/m <sup>3</sup>
E	Concentration de particules en aval du filtre	kg/m <sup>3</sup>
K	Perméabilité du milieu	m <sup>2</sup>
$\Delta P$	Perte de pression de part et d'autre du milieu poreux	Pa
e	Épaisseur de la cartouche	mm
S	Surface de filtration	m <sup>2</sup>
C <sub>1</sub>	Coefficient de décharge	-
r	Constante des gaz parfaits (air d'admission)	J/kg.K
P <sub>0</sub>	Pression d'entrée du filtre	Pa
T <sub>1</sub>	Température de sortie du filtre	k
Q <sub>0</sub>	Débit massique de l'air à travers le filtre	kg/s
$\xi$	Coefficient de chute de pression	-
$\rho$	Densité de l'air	kg/m <sup>3</sup>
V <sub>f</sub>	Vitesse de filtration	m/s
$\mu$	Viscosité dynamique	(kg/m. s)
W	Travail spécifique	(J/kg)
$\dot{W}$	Puissance	(W)
C <sub>s</sub>	Consommation spécifique	(kg/kWh)
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique à pression constante	(J /kg. K)
T	Température	(K)
P	Pression	(Pa)
$\rho$	Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )
$\gamma$	Coefficient adiabatique	-
Q	Taux de transfert de chaleur	(kJ/kg)
$\eta_{th}$	Rendement thermique de la turbine a gaz	(%)
$\eta_t$	Rendement isentropique de la turbine de détente	(%)
$\eta_c$	Rendement isentropique du Compresseur	(%)
$\tau_c$	Taux de compression du compresseur	-
$\tau_{cc}$	Coefficient de récupération de pression dans la chambre de combustion	-
$\dot{m}_a$	Débit massique d'air	(kg/s)
$\dot{m}_f$	Débit massique du combustible	(kg/s)

## **LISTE DES SYMBOLES**

---

$Q_v$	Débit volumique d'air	$(m^3/s)$
$f$	Rapport débit massique du combustible par débit massique d'air	-

### **Indices et exposants**

a	Air
amb	Ambiant
atm	Atmosphérique
C	Compresseur
CC	Chambre de combustion
is	Isentropique
f	Combustible
T	Turbine
u	Utile
1	Entrée du Compresseur
2	Entre de la chambre de combustion
3	Entrée de la turbine
4	Sortie de la turbine

### **Abréviations**

TAG	Turbine à gaz
FOD	Foreign object damage (corps étrangers)
IGV	Inlet guide valve

# **Introduction générale**

### **INTRODUCTION GENERALE**

L'entreprise SPE d'Ain Djasser fait face à un problème qui ne peut être négligé qui est la diminution des performances des turbines à gaz lors de leur exploitation. Les performances de ces turbines décroissent avec le temps par rapport aux valeurs données par le constructeur. Le thème de ce projet de fin d'études a pour objectif de proposer des solutions pour palier à cette réduction de la puissance utile. Notre recherche bibliographique montre que les performances d'une turbine à gaz dépendent d'un certain nombre de paramètres interne et externe, tels que le type de carburant, le taux de compression, l'encrassement, la corrosion, l'érosion pour les paramètres internes, l'environnement (les paramètres de l'air d'admission, qui sont la pression, la température et l'humidité) pour les paramètres externes.

Le travail réalisé a été reparté en quatre chapitres, avec une introduction et une conclusion générale.

Nous avons présenté succinctement dans le premier chapitre l'entreprise SPE d'Ain Djasser. Dans le deuxième chapitre, les généralités relatives au groupe de puissance (TAG) ont été résumées. La définition des différents paramètres internes et externes et leurs effets sur les performances de la TAG ont été introduits.

Dans le troisième chapitre, le dimensionnement thermodynamique de la TAG type V94.2 a été réalisé. Enfin, au chapitre quatre, une analyse détaillée du fonctionnement de la TAG par rapport aux données de l'entreprise, à ceux du constructeur a été minutieusement menée, des résultats et des conclusions ont été déduites et par conséquent une proposition d'amélioration est suggérée.

Ce mémoire est terminé par une conclusion générale dans laquelle les résultats pertinents ont été résumés.

# **Chapitre 1 : Généralités**

### 1.1 Présentation de l'entreprise SPE de Ain Djasser

#### 1.1.1 Historique de la société

Avant l'indépendance de l'Algérie, la production d'électricité était assurée par la société française EGA (Electricité et gaz d'Algérie), après l'indépendance du pays, l'EGA reste active jusqu'en 1969 et devient SONELGAZ (la société nationale de l'électricité et du gaz). Aujourd'hui SONELGAZ est une grande entreprise et devient le monopole de la distribution et de la vente de gaz naturel, de la production, la distribution, l'importation, et l'exportation d'électricité. Elle contient plusieurs filiales qui sont :

- Société Algérienne de production d'électricité (SPE).
- Société distribution de l'électricité et du gaz (SDA).
- Société algérienne de gestion du réseau de transport de gaz (GRTG).
- Société algérienne de gestion du réseau de transport de l'électricité (GRTE).

#### 1.1.2 Définition de la Société de production d'électricité

Une centrale de production d'énergie est un site industriel utilisé pour produire de l'énergie (électricité, chaleur...). Elle convertit différentes sources d'énergies naturelles en énergies intermédiaires, afin d'alimenter les consommateurs, particuliers ou industriels relativement lointains. Les réseaux des distributions d'énergie permettent de transporter puis de distribuer cette dernière jusqu'aux consommateurs.

On distingue plusieurs moyens de production d'énergies renouvelables et non renouvelables : centrales thermiques, hydrauliques, solaires et photovoltaïques. En industrie on distingue les principales turbines.

#### 1.1.3 SPE d'Ain Djasser

L'unité d'Ain Djasser s'étale sur 27 hectares de superficie, elle est située à 60 Km de la ville de Batna et 3 Km d'Ain Djasser. Composée de 6 groupes TAG totalisant 1008 MW (6x168), cette puissance correspond à celle fournie par le constructeur. L'unité de production de l'électricité d'Ain Djasser s'appuie sur le pôle de production TG/TV. Elle a pour objet de renforcer le parc de production nationale en matière d'énergie électrique et destinée à :

- Répondre à la demande d'énergie due à l'implantation dans la région de divers aménagement industriels et domestiques, notamment en périodes de pointes (été-hiver).
- Assurer la sécurité de l'approvisionnement de l'électricité au niveau régional et national.

### 1.1.4 Fiche technique de SPE Ain Djasser :

- Localisation du site du projet : Ain Djasser wilaya de Batna.
- Superficie du site : 23 hectares.
- Type de centrale : Turbine a gaz à cycle ouvert.
- Nombre de groupes: 06.
- Puissance totale borne usine : 1008 MW aux conditions du site du concepteur.
- Combustible principal : Gaz Naturel.
- Combustible de secours : Gasoil (autonomie de 6 jours). Dans le cas d'une interruption de l'alimentation en gaz naturel, des moteurs diesel prennent le relai.
- Constructeur : Ansaldo Energia (Italie).
- Date de mise en service du premier groupe : Aout 2009.



*Figure 1.1: Image satellitaire de l'entreprise.*

## 1.2 Description générale des systèmes

### 1.2.1 Poste GAZ :

Sur le site de SPE d'Ain Djasser tout commence par le poste gaz. Le gaz commence son voyage depuis le Sud Algérien par des conduites de transport spéciales et à chaque fois on le réchauffe ou on le refroidi, le gaz est comprimé et détendu grâce à des stations réparties le long de son parcours. Une fois le gaz est arrivé dans la centrale avec une pression max de 70 bars, on doit le décompresser jusqu'à atteindre 23 bars maximum. Le poste gaz dispose de

deux chaudières qui se spécialisent dans l'échauffement de ce dernier pour sa détente, l'une est conservée comme secours en cas d'urgence.

L'entreprise a un niveau de protection très élevé, c'est pourquoi il y a plusieurs détecteurs de fumée ou incendie. A chaque fois ou le gaz est filtré et purifié des impuretés pour une meilleure utilisation.



*Figure 1.2 : Poste gaz de l'unité.*

### 1.2.2 Système eau brute

Le système eau brute comprend principalement un réservoir tampon pour l'eau potable, deux pompes de transfert d'eau municipal pour le remplissage des réservoirs d'eau de service, deux réservoirs d'accumulation et un réservoir tampon pour anti-incendie et des stations des pompes.

### 1.2.3 Système de distribution eau

Le système de distribution d'eau déminéralisée est connecté aux systèmes suivants :

- Injection des turbines à gaz.
- Nettoyage des compresseurs des turbines à gaz.
- Aux bâches hautes des systèmes de réfrigération NORIA.

### 1.2.4 Système de réfrigération NORIA

Le système NORIA est capable de refroidir le générateur et l'huile de graissage de la TAG, il est équipé de deux pompes de circulations d'eau alimentées avec un moteur électrique. Le système comprend principalement :

- Une unité aero-réfrigérante avec trois cellules de ventilation.
- Deux pompes de circulation d'eau réfrigérée.
- Une bache à eau de 1.5 m<sup>3</sup>.
- Une bache d'injection chimique de 30 litres.



*Figure 1.3 : Système de réfrigération NORIA.*

### 1.2.5 Système de protection d'incendie

#### 1.2.5.1 Fonction du dispositif d'extinction d'incendie

Les fonctions du dispositif d'extinction incendie sont les suivantes :

- Détecter et signaler promptement le début d'incendie à l'intérieur des bâtiments à protéger et les risques d'incendie.
- Détecter et signaler les fuites de gaz pour activer les nécessaires fonctions de sécurité.
- Eteindre les incendies.
- Permettre d'extinction des feux de petites et moyennes extensions.
- Système semi-fixe des extincteurs, bouches d'incendie et enrouleurs.
- Hydrants.

#### 1.2.5.2 Description générale

Pour remplir les fonctions décrites ci-dessus, le dispositif d'extinction est composé par :

- Des systèmes d'extinction fixes et semi-fixes.
- Des structures résistantes au feu passif.
- Une installation de détection, d'alarme et de contrôle.

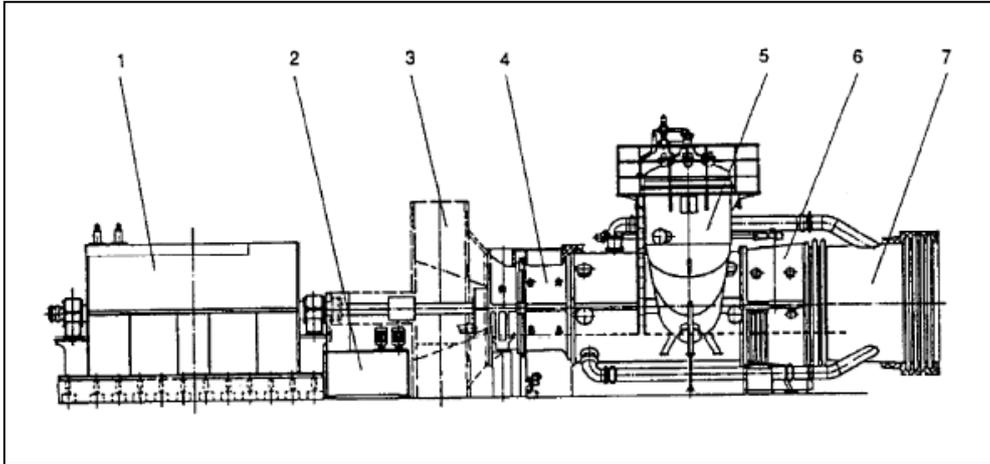
Une fois les substances et les matériels utilisés sont identifiés, l'installation et les appareils présents identifient les zones de danger d'incendie et/ou les fuites de gaz. Ces appareils sont Le capotage (turbine et générateur turbine à gaz), le capotage skid gaz, la caisse d'huile turbine à gaz, les bâtiments électriques, le transformateur (principaux, soutirage, auxiliaires), la salle de commande et la zone bâtiment de stockage...etc.

### 1.3 Descriptif du groupe de puissance (turbogénérateur)

La turbine à gaz de type 94.2V6 à un seul arbre qui a une puissance de 168 MW par rapport aux conditions du site du concepteur, se compose de (**figure 1.4**) :

1. Un générateur
2. Un réservoir d'huile

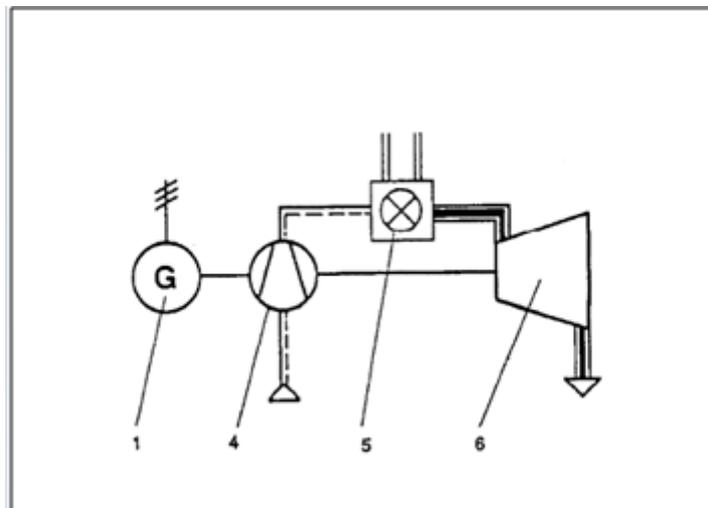
3. Une structure d'admission
4. Un compresseur axial
5. Deux Chambre de combustion collectives sous forme de silo.
6. Une turbine
7. Un diffuseur de turbocompresseur



*Figure 1.4 : Turbogénérateur.*

### 1.3.1 Fonctionnement

La turbine à gaz utilise l'air en tant que flux de travail qui est prélevé et comprimé par le compresseur (4). Le combustible est ajouté et brûlé dans la chambre de combustion (5) pour chauffer l'air à la température d'entrée de la turbine. Le gaz chaud est détendu à la pression atmosphérique dans la turbine (6). Le gaz d'échappement sort de la turbine à travers le diffuseur, il est déchargé vers la cheminée ou les composants de l'installation en aval en cas de centrales électriques à cycle combiné. La production utile est disponible à l'accouplement côté compresseur pour actionner le générateur (1) [1].



*Figure 1.5: Diagramme du raccordement thermique.*

### 1.3.2 Caractéristique de la turbine à gaz V94.2 :

Turbine à gaz de type 94.2V6 à un seul arbre qui a :

- Une puissance .....168 MW
- Une vitesse nominale .....3000 tr/min

#### Compresseur :

- Nombres d'étages.....16
- Nombre d'étages IGV.....1
- Taux de compression.....12
- Soupapes de décharge.....2 à la phase 5  
1 à la phase 10

#### Chambre de combustion :

- Type .....Chambre à corne.
- Nombre de chambres à combustion .....2
- Nombre de brûleurs.....16 (8 par chambre de combustion).
- Type d'allumeurs..... Bougies d'allumage.
- Nombre d'allumeurs.....1 par brûleur.
- Protection tuyaux de flamme Carreaux..... en céramique.

#### Turbine :

- Nombre d'étages.....4
- Débit des gaz d'échappement.....532 Kg/s
- Température des gaz d'échappement.....570°C.

### 1.4 Système d'aspiration

Le système d'aspiration et filtration fournit de l'air filtré au compresseur de la turbine à gaz en quantité et en qualité nécessaires, dans les conditions ambiantes locales pour atteindre des performances souhaitées.



*Figure 1.6: Vue extérieurs de système d'aspiration.*

### 1.5 Compresseur

Le compresseur utilisé dans la turbine à gaz V94.2 est de type axial. Il aspire de l'air à la pression atmosphérique et le refoule à une pression qui dépend de son taux de compression, il comporte 16 étages. Il est capable de repousser l'air à une pression comprise entre 7 et 13 bars. Les systèmes de filtrage et d'aspiration aspirent suffisamment d'air pour assurer un fonctionnement stable du compresseur. L'air sort par deux conduits d'évacuation en aval des aubes fixes des 5<sup>ème</sup> et 10<sup>ème</sup> étages et un conduit en aval des aubes mobiles du 15<sup>ème</sup> étage. Il est guidé vers les chambres annulaires au moyen de conduites annulaires également prévues à cet effet entre les entrées d'aubes directrices. L'air utilisé pour refroidir la turbine est également évacué à plusieurs étages du compresseur. Les aubes directrices d'entrée du compresseur, les aubes directrices des 4 premiers étages et les aubes de rotor des 5 premiers étages sont revêtus pour éviter les dépôts. Le compresseur axial de la TAG V94.2 a les principaux composants suivants [3] :

### 1.5.1 Rotor

Le rotor porte les aubes du compresseur et de la turbine qui, dans la zone de compression convertissent le couple en l'énergie cinétique et dans la zone de détente convertissent l'énergie cinétique en énergie potentielle [1].

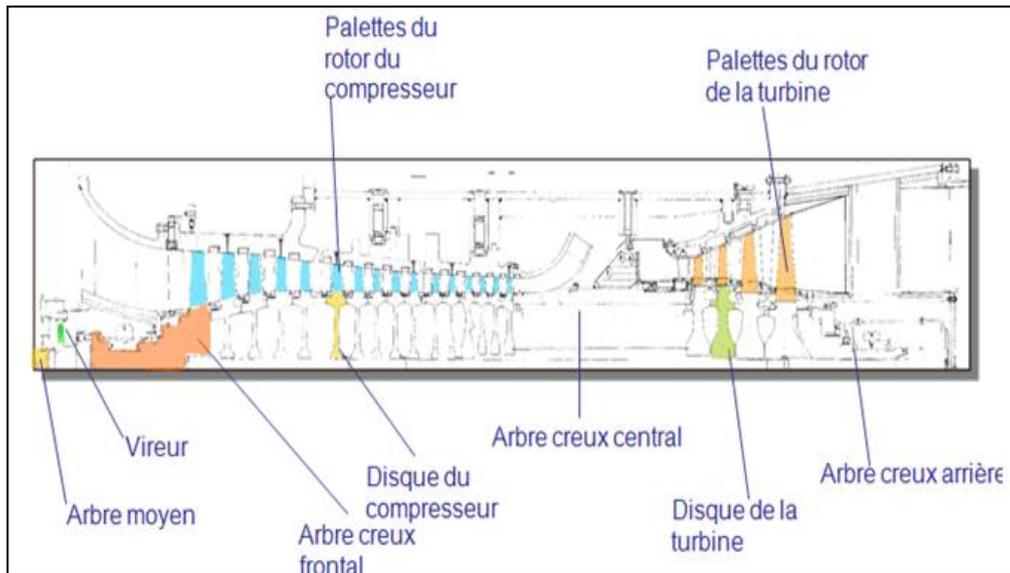


Figure 1.7: Section longitudinale du rotor de la turbine à gaz [2].

### 1.5.2 Stator

Le stator ou diffuseur, qui dévie l'air au moyen d'aubes divergentes (surpression) et redirige le flux d'air dans l'axe du réacteur vers la chambre de combustion [1].

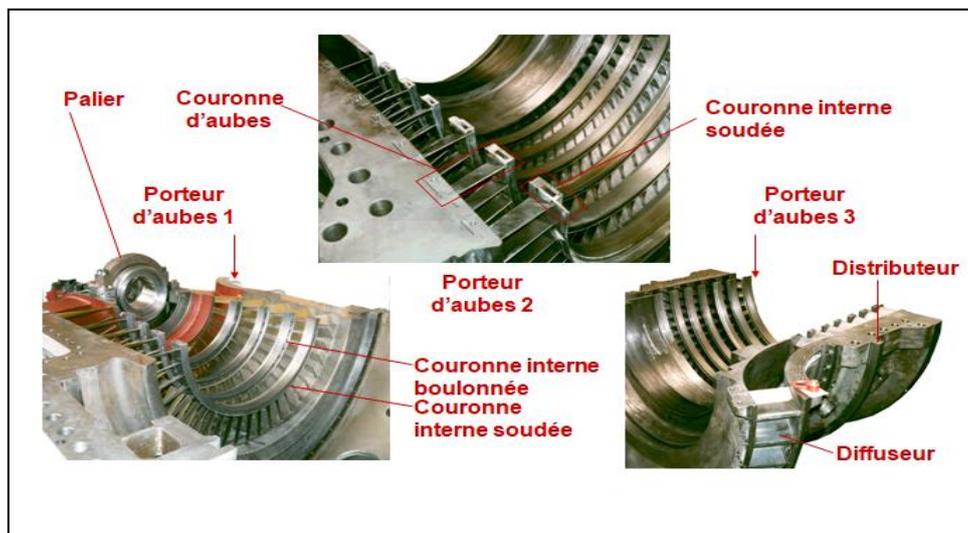
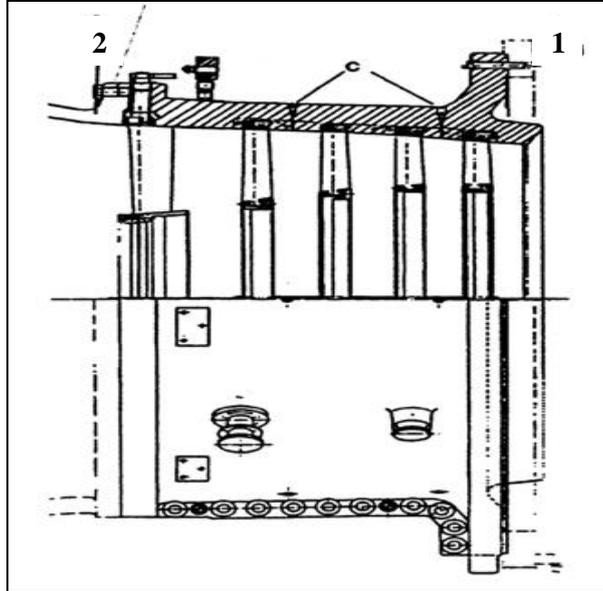


Figure 1.8: Stator du compresseur et ses composants [2].

### 1.5.3 Ensemble aubes fixes du compresseur

L'ensemble aubes fixes du compresseur maintient en position les anneaux des aubes fixes qui portent les aubes fixes et transmet les forces de réaction dues au flux et à la pression au corps externe [1].



*Figure 1.9: Porteur d'aubes stationnaire du compresseur [2].*

Tel que :

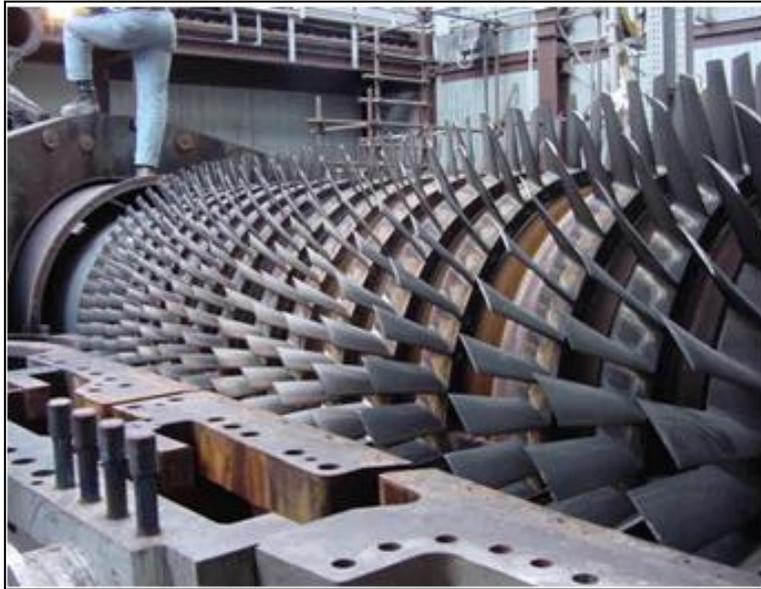
- 1- Corps central.
- 2- Support de palier du compresseur.
- c- Point de mesure de l'espace.

### 1.5.4 Diffuseur de sortie du compresseur

Le diffuseur de sortie de compresseur convertit l'énergie cinétique du flux d'air comprimé en pression statique au rendement le plus élevé possible. Un déflecteur guide à la sortie du diffuseur assure un flux irrotationnel [1].

### 1.5.5 Aubes du rotor du compresseur

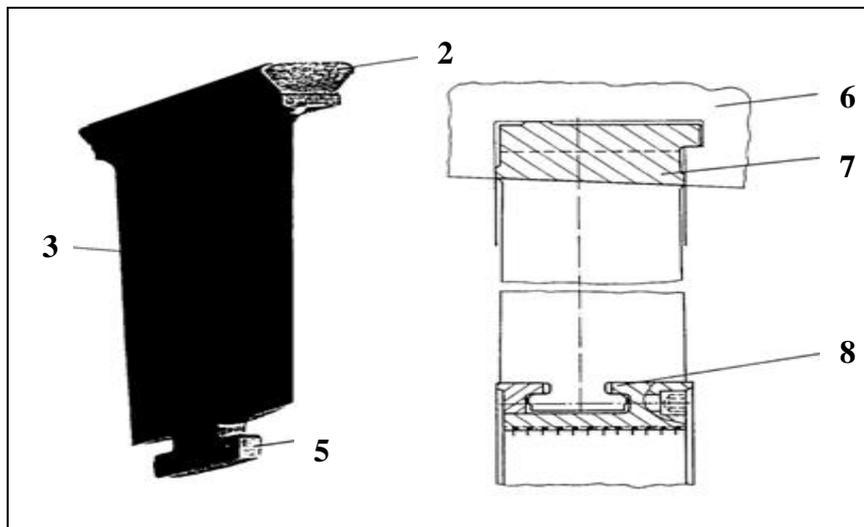
Les aubes en mouvement du compresseur transforment l'énergie mécanique en énergie cinétique et potentielle de l'air comprimé et avec les aubes fixes contribuent à l'augmentation de pression [1].



*Figure 1.10: Aubes du rotor du compresseur [2].*

### 1.5.6 Aubes du stator du compresseur

Les aubes du compresseur dévient en flux d'air qui passe par les aubes dans une direction opposée à la direction de rotation du rotor. La décélération consécutive est accompagnée d'une augmentation de pression. Les aubes guides d'entrée variables permettent de diminuer le flux d'air en entrée. Cela donne lieu à un meilleur rendement dans les conditions de charge partielle [1].



*Figure 1.11: Aube du stator du compresseur [2].*

Les caractéristiques d'une aube du stator du compresseur sont :

2 – le profil.

3- la racine de l'aube.

5- la racine d'accrochage en T.

6- le porteur d'aube stationnaire.

7- la couronne externe.

8- la couronne interne.

### 1.6 Chambre de combustion

La turbine à gaz de type V94.2 est équipée de deux brûleurs collectifs sous forme de silo, cette configuration de la chambre de combustion offre une bonne accessibilité pour l'inspection de toutes les composantes et ils sont facile à monter et démonter si nécessaire. L'air fourni par le compresseur est réchauffé dans la chambre de combustion à la température d'entrée de la turbine par la combustion du combustible. Dans les conduits de flamme où la température des gaz est particulièrement élevée, le rayonnement issu de la flamme est très important. Les revêtements céramiques constitués de tuiles à bord fermés sont utilisés de manière très efficace.

Le petit flux d'air de refroidissement utilisé pour refroidir les supports de tuiles agit simultanément comme une barrière entre la structure derrière les tuiles et le flux d'air thermique [3].



*Figure 1.12: Chambre de combustion [2].*

### 1.7 Turbine

Les gaz chauds de la chambre de combustion sont détendus dans une turbine à quatre étages. Cette opération génère alors une grande quantité d'énergie mécanique pour entraîner le rotor de la turbine à gaz. En raison des contraintes thermiques et mécaniques importantes

auxquelles elles sont soumises, les aubes de turbine sont constituées d'alliages haute température. Les aubes des trois premiers étages ont un revêtement protecteur contre la corrosion à haute température. Le boîtier sert à maintenir la pale dans le support et à former le logement des thermiques. Le bandage intérieur comprime l'air chaud vers l'intérieur et soutient le joint intérieur. Les quatre étages d'aubes fixes et les trois premiers étages d'aubes mobiles sont refroidis par de l'air de refroidissement de la turbine prélevé sur les étages appropriés du compresseur. Selon l'étage de la turbine, les aubes sont refroidies par film, impact ou convection [3].



*Figure 1.13: Vue extérieure de la turbine [2].*

### 1.8 L'alternateur :

L'alternateur est une machine tournante (génératrice de courant alternatif), son rôle est la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique, les alternateurs peuvent être polyphasés ou monophasés.

Parmi les alternateurs, on trouve :

- L'alternateur basse tension (220-380V) utilisé principalement pour les groupes de secours.
- L'alternateur haute tension dont les valeurs des tensions sont fonction des puissances, utilisées dans les centrales électriques.

## **Chapitre 2 : Système d'admission et de filtration d'air d'une TAG**

### 2.1 Introduction

Les turbines à gaz ingèrent une grande quantité d'air ambiant pendant leur fonctionnement. De ce fait, la qualité de l'air entrant dans la turbine est un facteur important pour les performances et la durée de vie de la turbine à gaz. Un système de filtration est utilisé pour contrôler la qualité de l'air en éliminant les contaminants nocifs présents. La sélection d'un système de filtration est d'une importance capitale, il y a de nombreux facteurs à prendre en compte lors du choix de ce système. Ce dernier doit être choisi en fonction de la philosophie et des objectifs opérationnels de la turbine, des contaminants présents dans l'air ambiant et des changements prévus dans les contaminants par rapport aux sources d'émissions temporaires ou des changements saisonniers. En général, les entrées d'air des turbines à gaz sont précédées d'un système de filtration suivi d'un système d'admission.

### 2.2 Système de filtration

Le système de filtrage permet de retenir les particules (poussières) contenues dans l'air aspiré, il a donc pour but d'améliorer la qualité de l'air. Le rendement du compresseur et les performances de la turbine à gaz sont dépendants de cet air d'entrée. Les filtres du système de filtrage d'air d'admission sont de deux types, les pré-filtres et les filtres principaux. Les filtres sont aussi de types autonettoyant et statique.

#### 2.2.1 Composition du système de filtrage

Le système de filtration est composé généralement de : **(figure 2.1)**

- **Filtre primaire:** peut être situé de 10 à 22 m par rapport au sol (niveau 0) pour une première séparation des plus grosses particules. L'air entre horizontalement, passant par un écran pare-oiseaux et pare-insectes (montés à la sortie des capuchons des conduits).
- **Filtre secondaire:** il comprend des cartouches coniques et cylindriques du type mono-étage, installé horizontalement contre un mur vertical. Il est fourni par Donaldson. Ces types de filtres captent les particules d'environ 0,5  $\mu\text{m}$ .
- **Demister :** Il sert à séparer les gouttelettes d'eau supérieures à 20  $\mu\text{m}$  avec un rendement supérieur à 99% [4].
- **Coalscer (coalescence) :** Il s'agit d'un panneau en résine de fibre de verre étanche qui recueille et évacue l'eau de l'air. [4]
- **Pré-filtres :** ils sont utilisés pour capturer les particules entre 5 et 10  $\mu\text{m}$ . Ces

panneaux, qui ressemblent à des coalesceurs, peuvent être de type collant pour retarder l'encrassement des filtres fins, réduisant ainsi les temps d'arrêt des turbines. [4]

- **Filtres fins** : Aussi appelés filtres de finition, ils sont conçus pour ralentir l'encrassement. Ils arrêtent les particules inférieures à 1  $\mu\text{m}$ . Ils peuvent également être de type éléments filtrants autonettoyants [4].

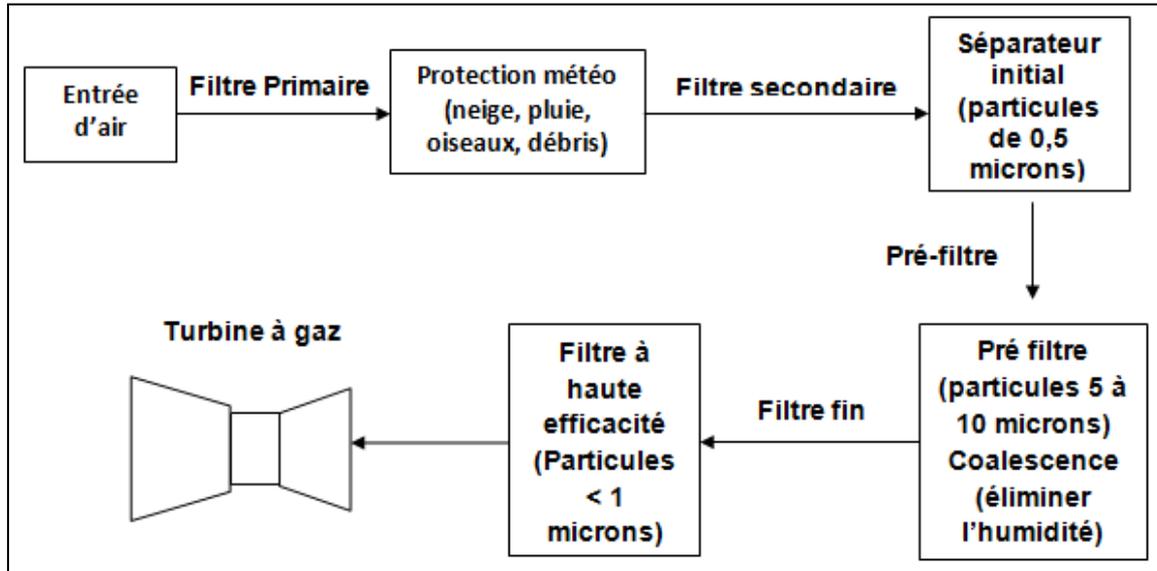


Figure 2.1: Différentes étapes de filtration.

La configuration type d'une turbine à gaz avec les systèmes de filtration et d'échappement est montrée dans la figure 2.2.

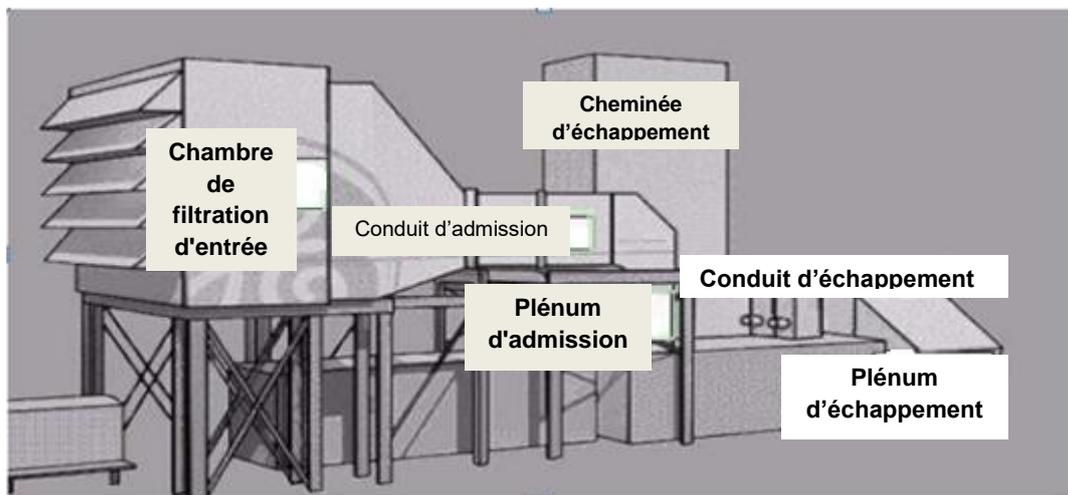


Figure 2.2 : Système de filtrage, d'admission d'air et d'échappement.

Afin d'augmenter la durée de vie des différents organes de la turbine à gaz, il est recommandé d'effectuer des opérations de nettoyage réguliers des filtres en fonction de l'utilisation de la machine. Il existe plusieurs approches pour nettoyer le système de filtrage.

### 2.2.2 Dé-colmatage

Les filtres sont nettoyés en contre-courant par un jet d'air comprimé. La séquence de nettoyage, qui prend moins d'une heure, commence quand la perte de charge évaluée en travers les filtres dépasse une valeur préfixée. Pendant le nettoyage, des ventilateurs verticaux, au bas niveau de la chambre à filtres, ayant environ 8% du débit total d'entrée, se mettent en service pour faciliter l'extraction de la poussière.

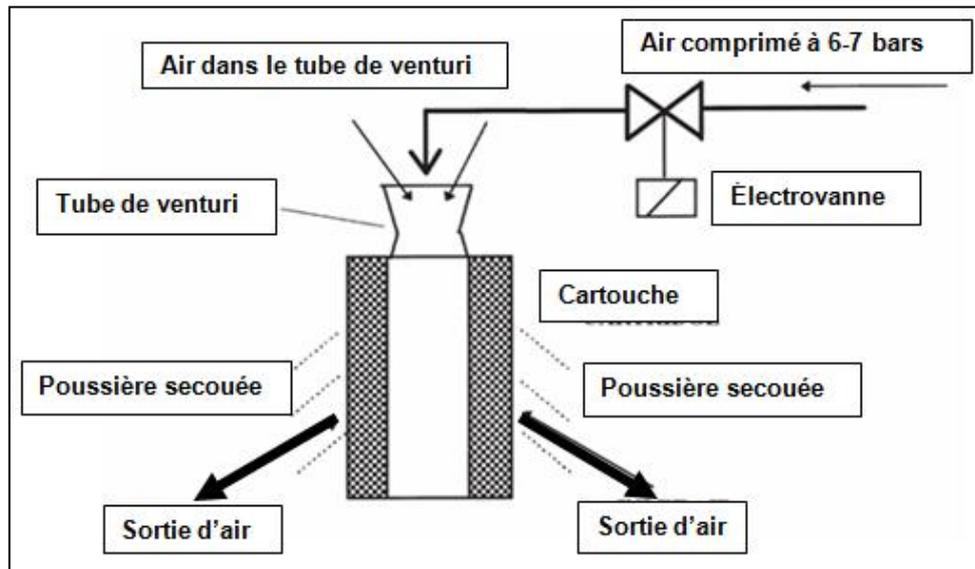


Figure 2.3: Cartouche autonettoyante.

### 2.2.3 Nettoyage

Le nettoyage du compresseur est recommandé lorsque la puissance nominale de la turbine se dégrade de 2 à 5 % ou lorsqu'on constate des traces d'huile et de poussière au niveau du cône d'aspiration et des aubes du premier étage du compresseur. Le changement des cartouches filtrantes est nécessaire dans le cas où le système autonettoyant ne donne pas les résultats escomptés.

## 2.3 Système d'admission

Le système d'admission est situé en amont de la turbine à gaz et sa fonction principale est de guider l'air uniformément dans le compresseur. Il est composé par une chambre d'admission d'air dite chambre du filtre.

La principale caractéristique de la chambre d'admission est la dimension de sa section d'entrée. Celle-ci est liée à la section de passage de l'air à travers les filtres. La quantité d'air nécessaire pour le fonctionnement du compresseur dépend des dimensions des filtres. Plus le débit est élevé, plus la section des filtres est

grande. Le débit d'air nominal utilisé par la TAG du complexe d'Ain Djasser est de 477,1109 Kg/sec. Celle-ci fonctionne aux conditions de température de référence de 15°C et d'humidité de 75% à 60m au-dessus du niveau de la mer où la pression atmosphérique est de 1,01 bar.

### 2.3.1 Rôle du système d'admission

Le système d'admission est une partie intégrante du système de filtrage et à pour rôle de :

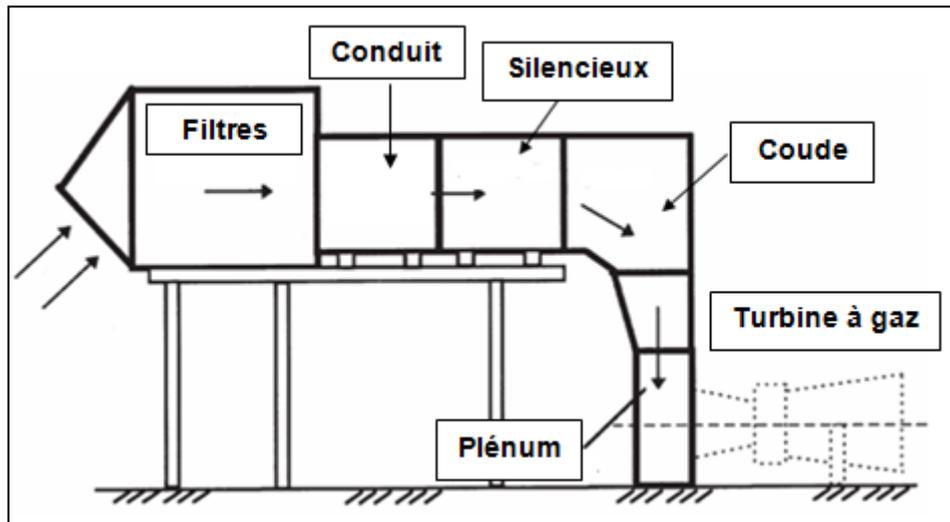
- Délivrer un air sans poussières, ni fumées, ni vapeurs d'hydrocarbures pour éviter l'érosion ou les dépôts sur les aubes des compresseurs, et en quantité suffisante pour un fonctionnement aux performances contractuelles prévues.
- Respecter les limites locales de bruit ambiant (isolation sonore adaptée).
- Alimenter le compresseur sans vibrations aérodynamiques (l'atténuation de ces vibrations est obtenue à l'aide d'une volute installée à l'entrée).
- Arrêter les nuisances locales (insectes et autres...).
- Piéger les chutes d'objets.

Pour atteindre les valeurs de performances contractuelles dans les conditions optimales d'exploitation, le système d'admission doit comprendre : (**figure 2.4**)

- Une batterie de filtres
- Des conduits d'air à section variable (cônes d'aspiration) pour augmenter la vitesse d'aspiration.
- Des silencieux.
- Des coudes pour orienter l'écoulement.
- Un plenum d'entrée (En général un grillage d'acier inoxydable est installé comme dernière barrière de protection avant l'entrée dans le compresseur).
- Un convergent d'entrée au compresseur

Pour des raisons de simplifications, certaines parties ne sont pas présentées dans la **figure 2.4** indiquée.

Pour protéger les ailettes des solides/poussières en suspension, l'air est filtré à travers un ensemble de filtres à l'entrée. Il est ensuite dirigé vers l'enceinte d'admission avant d'entrer dans le compresseur. L'équipement utilisé en aval du système de filtration est en acier inoxydable pour éviter la formation de la rouille.



*Figure 2.4: Schéma du système de filtration et d'admission.*

### 2.4 Système d'amortissement de bruit (silencieux)

Le bruit d'entrée de la turbine à gaz se caractérise par une haute fréquence. Des silencieux insonorisants installés en série dans le système de filtration et d'admission pour répondre aux exigences d'atténuation du bruit. Les silencieux sont placés en aval de la chambre de filtration d'entrée et en aval du plénum d'échappement. La section du conduit est rectangulaire. Sa dimension devrait être calculée de telle sorte à ce que la vitesse moyenne du gaz d'échappement qui la traverse ne dépasse pas 50 m/s. Le rôle principal du silencieux est de conserver le régime d'écoulement de type laminaire pour un faible bruit. Dans la **figure 2.5**, un amortisseur de bruit (silencieux) est présenté.



*Figure 2.5: Silencieux.*

### 2.5 Critères de choix d'un filtre

Le choix du système de filtrage est basé sur les conditions de l'environnement dans lequel la machine est exploitée. Les changements saisonniers, les précipitations prolongées, les blizzards, les tempêtes de poussière, les changements dans la composition de la matière organique comme la poussière, les insectes, le pollen, les résidus de coton et les feuilles, doivent tous être pris en compte dans le choix des filtres. La conception et l'emplacement du filtre dépendent aussi des conditions locales spécifiques de l'environnement tels que la direction du vent, la pollution atmosphérique locale, les prises d'air au-dessus du niveau du sol et les courants d'air causés par les bâtiments ou le terrain.

D'autres propriétés du filtre doivent également être prises en considération lors de sa conception et de sa sélection. Ces propriétés sont liées à la fréquence de fonctionnement de la turbine et sa disponibilité. Un bon filtre doit être en mesure d'assurer une faible chute de pression de l'air, doit être aussi d'une efficacité de filtration élevée et d'une capacité de rétention de la poussière importante (grande charge du filtre en surface et en profondeur).

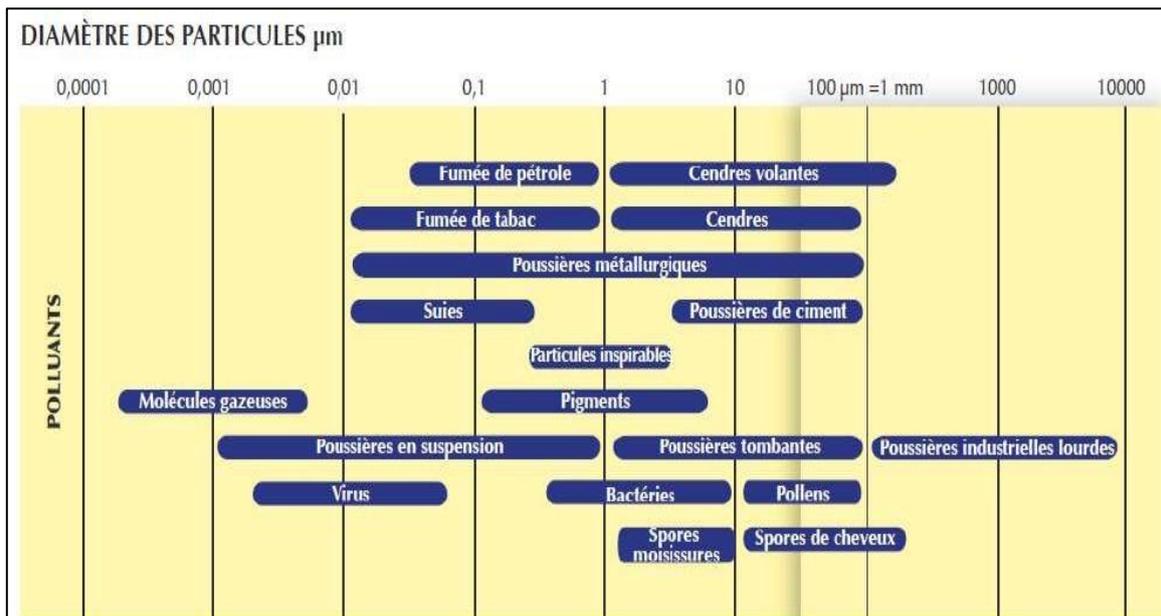


Figure 2.6: Différentes poussières et leur classification par taille.

Les différents types de filtres utilisés pour répondre aux exigences de filtration dans les installations de turbine à gaz telles que les filtres de protection contre les intempéries, les filtres écrans anti-poussières, les séparateurs inertiels, les coalesceurs d'humidité, les filtres à haute efficacité et les filtres autonettoyants sont classés avec plusieurs méthodes et notations. Aux États-Unis, les méthodes sont définies par ASHRAE (American Society of Heating, Réfrigération, and Air Conditioning Engineers). En Europe, ce

## Chapitre 2 : Système d'admission et de filtration d'air d'une TAG

classement est basé sur la norme 52.2 (2007) établie sur des tests et des standards.

Dans le **tableau 2.1** les détails de cette classification sont présentés.

*Tableau 2.1: Contaminants commun et leur filtre nominal approprié.*

<b>GRADE</b>	<b>CLASSE DE FILTRE ASHRAE</b>	<b>CLASSE DE FILTRE</b>	<b>PARTICULES SEPARÉES</b>
Poussières de taille Grossière > 10 Micron	1	G1	Pains, insectes, fibres textiles, sable, cendres volantes, brume, pluie
	2	G2	
	3	G2	
	4	G2	
	5	G3	Pollen, brouillard, embruns.
	6	G3	
	7	G4	
	8	G4	
	9	G4	
Poussières de taille fine > 1 Micron	10	F5	Spore, poussière de ciment, sédimentation de la poussière
	11	F6	Nuages, brouillard
	12	F6	
	13	F7	Accumule le noir de carbone
	14	F8	Fumée d'oxyde métallique, fumée d'huile.
	15	F9	
	16	E10	Fumée d'oxyde métallique, smog de noir de carbone, brouillard, émanations.
	16	E11	
EPA AND HEPA > 0.01 MICRON EPA : filtre à air à haute efficacité. HEPA : filtre à air à très haute efficacité	16	E12	Fumée d'huile dans les stades initiaux microparticules d'aérosol, aérosol radioactif.
	17	H13	
	18	E13	
	19	H14	Microparticules d'aérosol
	20	H14	
ULPA MICRON PARTICULES ULPA : filtre à air à très faible pénétration.		U15	Microparticules d'aérosol
		U16	
		U17	

## Chapitre 2 : Système d'admission et de filtration d'air d'une TAG

Le choix d'un filtre repose sur les facteurs de performance suivants : l'efficacité, l'étanchéité et le taux de récupération. Ces facteurs sont considérés comme les «piliers» de la filtration pour un fonctionnement optimal de la turbine à gaz. Le classement de ces facteurs peut varier en fonction de l'environnement local et des conditions de fonctionnement [5]. Dans le **tableau 2.2**, on présente la classification des systèmes de filtration en fonction du lieu et de l'environnement.

*Tableau 2.2: Système de filtration selon les conditions.*

Emplacement	Environnement	Composition du système de filtrage			
Marine	Sel/humidité	capot/persiennes	coalescent	Préfiltre	filtre fin
Marine	tempêtes	désembuage	coalescent	Préfiltre	filtre fin
Marine	Poussière	inertiale	coalescent	Préfiltre	filtre fin
En mer 1	Solution de NaCl + cristaux	désembuage	coalescent	filtre fin	
En mer 2	Solution de NaCl	désembuage	coalescent	désembuage *	
Industrielle	1 mauvaise humidité	capot/persiennes	Préfiltre	filtre fin	
Urbaine	2 Haute humidité	capot/persiennes	Préfiltre	coalescent	filtre fin
Rurale	1 Poussière	intérieur	Préfiltre	filtre fin	
	2 Poussière	intérieur	Préfiltre	coalescent	filtre fin
Désert	Sans /Avec des tempêtes de sable	Auto-nettoyante			
Désert	Sans des tempêtes de sable	intérieur	Préfiltre	filtre fin	
Désert	Avec des tempêtes de sable	Auto-nettoyant			
Arctique	Neige sèche	Auto-nettoyant			

### 2.6 Dommages causés par un mauvais filtrage

Une filtration d'entrée appropriée est conçue pour éviter une diminution du débit d'air qui peut altérer les performances du compresseur. Afin de comprendre l'importance de la filtration de l'air d'admission, l'effet d'une mauvaise filtration sur une turbine à gaz doit être mis en évidence. Les turbines à gaz sont affectées par diverses substances dans l'air d'admission, en fonction de leur composition et de leur taille. Les cinq conséquences courantes d'une mauvaise filtration de l'air d'admission : sur les performances d'une TAG sont : admission d'air de mauvaise qualité, dommages causés par des corps étrangers, l'érosion, l'encrassement, la corrosion, et la fusion des particules.

#### 2.6.1 Admission d'air de mauvaise qualité

L'efficacité d'un compresseur d'air peut être considérablement réduite si l'air entrant est trop chaud, contient des impuretés ou présente une humidité élevée [6].

#### 2.6.2 Dommages causés par des corps étrangers

Sans protection adéquate, les dommages causés par des corps étrangers (foreign object damage (FOD)) aux turbines à gaz sont généralement au niveau du premier étage du compresseur. Les FOD sont aussi susceptibles de causer des dommages secondaires et majeurs aux compresseurs et aux composants dans le trajet du flux d'air.



*Figure 2.7: Dommages causés à l'inducteur de la turbine.*

#### 2.6.3 Erosion

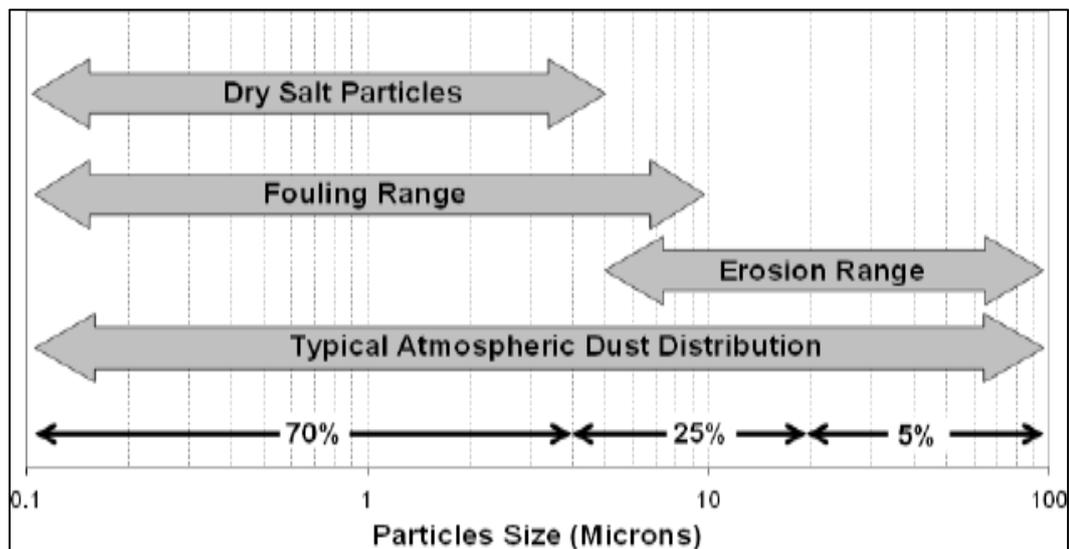
L'érosion est un problème irréversible. Les dommages dus à l'érosion peuvent se produire sur différents composants du moteur et prendre de différentes formes. Les effets typiques sont :

- **L'aggravation de l'aubage** (changements de profil, augmentation de la rugosité, augmentation du jeu de pointe) et donc également du comportement de fonctionnement du compresseur. Cette érosion génère des augmentations de

température qui par voie de conséquence élève la température au niveau des aubages de la turbine de détente [7].

- **Fractures de fatigue dynamiques :** Elles peuvent se produire sur les aubes du rotor dans le compresseur et la turbine en raison de l'affaiblissement de la section et des encoches ; dans certains cas combinés elles sont liées à des arrêts d'écoulement dus à des profils modifiés et à une rugosité accrue [7].
- **Surchauffe dans la chambre de combustion :** Elle est due à des dommages d'érosion du système d'injection en particulier causés par des résidus résultant de températures de carburant trop élevées. [7].
- **Oxydation des aubes de turbine et des aubes de stator :** résultant des dommages d'érosion d'un revêtement protecteur (causés par des particules de suie, des particules de céramique provenant de couches d'isolation thermique, etc.)[7].

La **figure 2.8** montre la taille des particules qui cause l'érosion et l'encrassement. Il est à noter que le sable est l'une des causes les plus courantes de l'érosion en raison de sa fréquence élevée dans les environnements des installations de turbines à gaz.



*Figure 2.8: plages d'érosion et d'encrassement.*

### 2.6.4 Encrassement

L'encrassement est un dépôt de particules sur les surfaces des aubes, mobiles et fixes du compresseur en combinaison avec les fuites d'huile ou d'humidité. Ceci dégrade le rendement du compresseur et par conséquent la puissance de la turbine à gaz. Les particules déposées sur les aubages sont issues de :

- La pollution industrielle (cendres volantes, hydrocarbures, vapeurs diverses, fumées, etc.). Ces dépôts provoquent un revêtement crasseux sur les premières étapes du compresseur qui durcit dans les derniers étages à cause de la température élevée à ce stade du compresseur (en particulier dans les compresseurs à haut rapport de pression).
- Des dépôts minéraux.
- Des matières en suspension dans l'air : terre, poussière et sable, engrais chimiques, insecticides et matières végétales.
- Des insectes : cela peut être un problème sérieux dans les environnements tropicaux. Des papillons de nuit d'une envergure d'ailes de 18 cm sont connus pour obstruer les systèmes d'admission et entraînés pour encrasser les aubages.
- Des fuites d'huile de turbines à gaz internes ; dans le compresseur axial le roulement avant est une cause courante du dégagement des particules causant l'encrassement.
- Des fuites d'huile combinées à l'ingestion de saletés causant de gros problèmes d'encrassement.
- De l'eau impure provenant des refroidisseurs par évaporation.
- Du charbon, poussière et peinture en spray ingérés. [8]



*Figure 2.9: Encrassement d'une aube de compresseur.*

### 2.6.5 Corrosion

La majorité des problèmes de corrosion des compresseurs axiaux industriels sont en général des problèmes de corrosion aqueuse liés à la formation d'acides agressifs. L'environnement corrosif est souvent très complexe avec la présence d'acides contenant du soufre et de l'azote, ainsi qu'une variété de sels en suspension dans l'air. La présence et la quantité d'espèces corrosives, les niveaux d'humidité et les matériaux de construction déterminent les quantités et les taux de corrosion.

Les étages d'entrée du compresseur sont les plus susceptibles d'être endommagés par la corrosion pendant le fonctionnement normal du compresseur. Les quatre à six premiers

## Chapitre 2 : Système d'admission et de filtration d'air d'une TAG

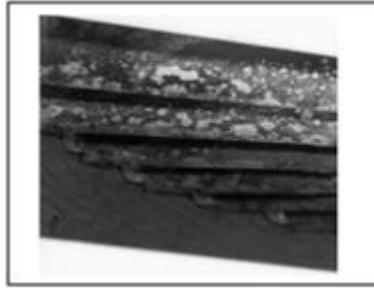
---

étages du compresseur sont les plus sensibles aux attaques corrosives en raison de la présence d'eau liquide dans les premiers étages du compresseur. La présence d'eau liquide est due aux fortes aspirations de l'air d'entrée causées par les taux de compressions élevés dans les premiers étages du compresseur.

Ces étages fonctionnent généralement à des taux de compression qui font que l'eau gazeuse présente dans l'air se condense en gouttelettes, qui se combinent facilement avec les autres contaminants en suspension. Lorsque l'air continue de circuler dans le compresseur, la température et la pression de l'air comprimé et des gouttelettes d'eau augmentent. La compression accrue ramène l'eau liquide à l'état gazeux dans les derniers étages. Ces derniers étant les plus chauds et les plus secs, le potentiel de corrosion est considérablement réduit malgré la présence des mêmes composés corrosifs que dans les premiers étages du compresseur.

La quantité de corrosion qui se produit dans le compresseur est également très liée au degré d'encrassement du circuit d'écoulement. Un certain nombre de mesures préventives doivent être prises en considération lors de la conception, de la construction et du fonctionnement du compresseur pour éviter les dommages dus à la corrosion. Parmi ces mesures on cite :

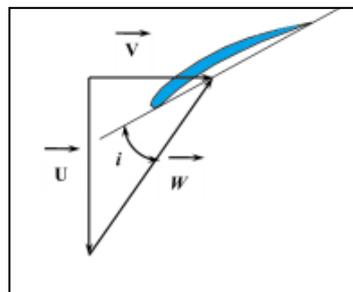
- La sélection judicieuse des matériaux.
- Les traitements mécaniques et thermiques des matériaux utilisés.
- L'utilisation de revêtements résistants à la corrosion.
- La réduction des composés corrosifs entrant dans le compresseur.
- La minimisation des liquides entrant dans le compresseur (la conception du Filtre à air et l'emplacement de l'entrée du compresseur sont critiques).
- L'élimination des composés corrosifs à l'intérieur du compresseur.



**Figure 2.10:** Exemple de corrosion par piqûres de sel en suspension dans l'air dans une IGV [9].

Parmi l'influence de la corrosion et l'encrassement sur la section de passage de l'air, on s'intéresse à l'angle d'incidence tel que l'aube fonctionne comme un profil d'aile. Quand il y a **la corrosion et l'encrassement**, l'angle d'incidence change, il conditionne l'écoulement autour de l'aube, L'efficacité de l'aube dépend directement de l'angle d'incidence ( $i$ ), car si l'angle est faible, l'admission d'air au compresseur sera faible aussi et vice-versa. En général dans les compresseurs axiaux, sa variation est :  $14^\circ < i < 17^\circ$ .

La **figure 2.11** montre l'angle d'incidence en fonction des vitesses circonférentielles, absolue et d'encrassement.



**Figure 2.11:** Angle d'incidence ( $i$ ) [10].

### 2.6.6 Fusion des particules

Les petites particules qui migrent à travers une turbine à gaz provoquent souvent un encrassement dans les étages de la turbine de détente car si la température de combustion dépasse la température de fusion des particules elles peuvent fondre et adhérer aux surfaces intérieures. Ces particules fondues, collées aux aubes de turbine modifient leur profil, obstruent les passages de refroidissement, et provoquent des fatigues thermiques. Ce phénomène est particulièrement fréquent dans les moteurs modernes car les chambres de combustion et les turbines fonctionnent à de haute température.

### 2.7 Performances des filtres

Les performances d'un filtre peuvent être exprimées à travers les paramètres suivants.

#### 2.7.1 Perte de charge

Le filtre à air est un composant du système d'admission qui génère une chute de pression variable au cours de sa durée de fonctionnement. Lorsque le filtre est propre, sa perte de charge, appelée résistance initiale, est faible. Cette résistance augmentera jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur recommandée par le fabricant. A ce stade, on considère que le filtre est colmaté.

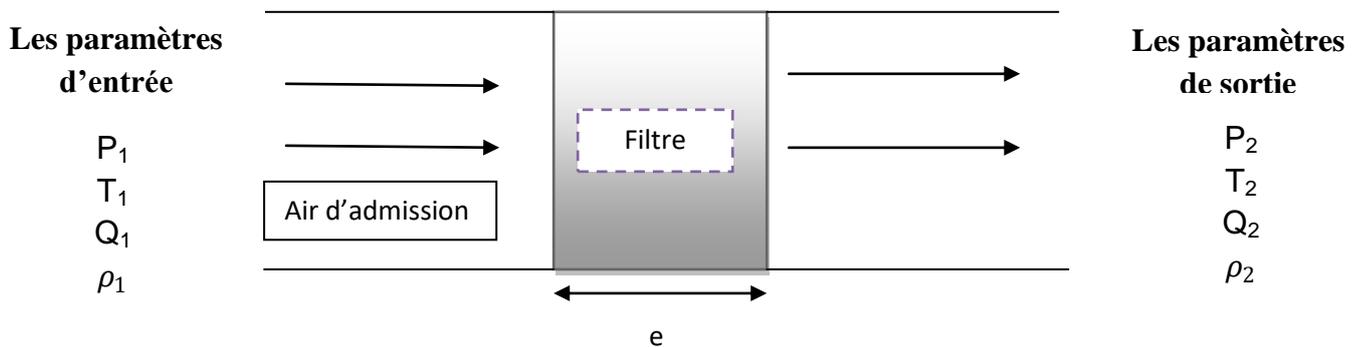


Schéma : air d'admission à travers un filtre.

La perte de charge peut être calculée par la relation suivante : [11]

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} \cdot Q^2} \quad (1)$$

#### 2.7.2 Efficacité

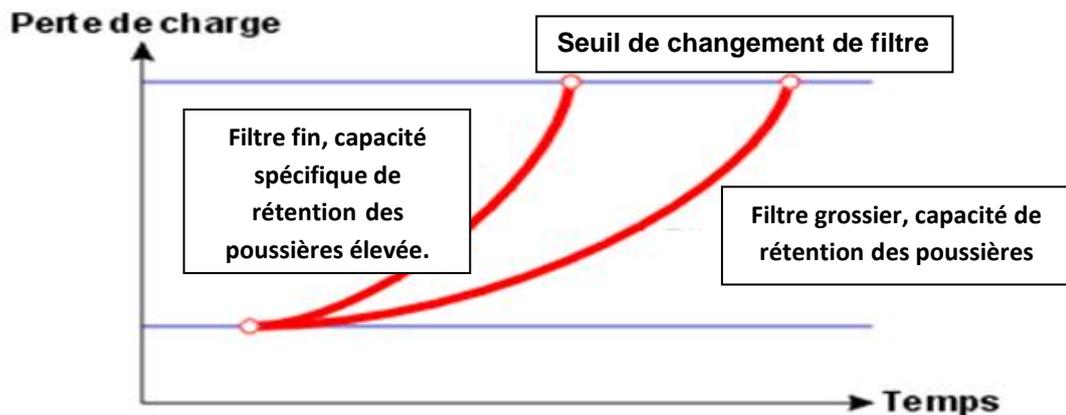
C'est la capacité du filtre à éliminer la poussière de l'air. Elle s'exprime en termes de rendement, de perméabilité ou de facteur d'épuration. **Le rendement** est le pourcentage de poussière arrêté par le filtre par rapport à la poussière initiale. **La perméabilité** est le pourcentage de poussière qui passe à travers le filtre par rapport à la poussière initiale. **Le facteur d'épuration** est le pourcentage de poussière qui atteint le filtre par rapport à la poussière qui en sort. C'est l'inverse de la perméabilité et il est rarement utilisé en pratique.

Lorsque l'on compare les efficacités de filtration, il est important de comparer les efficacités du même type de filtre, Les rendements calculés à l'aide des rapports massiques ne peuvent pas être comparés aux rendements calculés à l'aide des rapports volumiques. L'efficacité du filtre peut être calculée par [12]:

$$\eta = \frac{I-E}{I} \times 100 \quad (2)$$

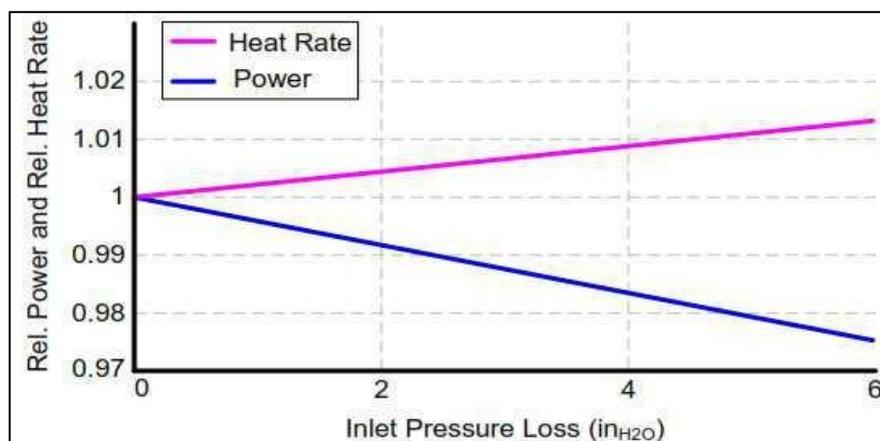
### 2.7.3 Pouvoir de rétention :

C'est le poids, exprimé en  $g/m^2$ , que le filtre est capable de retenir comme poussières. Il correspond à la perte de charge maximale donnée par le fabricant du filtre. D'une manière générale, la capacité de rétention du filtre diminue avec l'augmentation de la vitesse.



*Figure 2. 12: Capacité de rétention spécifique en fonction du temps de fonctionnement de la turbine à gaz.*

Pour un filtre fin, la capacité spécifique de rétention des poussières est élevée, la perte de charge est atteinte durant un temps réduit. L'avantage d'utilisation de ce filtre est qu'il protège mieux les compresseurs. Par contre les filtres grossiers ont un pouvoir de rétention faible, la perte de charge seuil est atteinte après un temps plus long. L'inconvénient de l'utilisation de ce type de filtre est que des particules fines passent à travers les filtres et encrassent les aubages du compresseur.



*Figure 2. 13: Influence de la perte de pression sur la chaleur et la puissance.*

Dans la figure 2.13, on montre les variations du taux de chaleur fourni par la chambre de combustion et la puissance de la TAG en fonction de la perte de pression à l'entrée de la

turbine à gaz. Puisque la température de sortie du compresseur diminue suite à la perte de pression à l'entrée du compresseur, le taux de chaleur de la chambre de combustion augmente.

### 2.7.4 Perméabilité

Elle caractérise le milieu de l'élément filtrant. Ce paramètre dépend de la porosité du filtre, des types de contaminants et de leur forme. Elle est calculée par la loi suivante : [13]

$$K = \frac{\mu \cdot e \cdot V_f}{\Delta P} \quad (3)$$

Avec  $V_f = \frac{Q}{S}$

### 2.7.5 Débit d'air

Les circuits d'air et les débits ont été calculés en vue d'améliorer la filtration et le décolmatage des filtres au moyen d'un média à haute efficacité du fabricant. Durant le décolmatage, la circulation de l'air à travers deux filtres est interrompue pendant environ 0,1 seconde.

Le débit d'air par cartouches est déterminé en fonction de la perte de charge stabilisée souhaitée comme suit : [14]

$$\Delta P = C_1 \left( Q_0 \frac{RT_1}{P_0} \right)^2 \quad (4)$$

$$Q_0 = \sqrt{\frac{\Delta P}{C_1} \frac{P_0}{RT_1}} \quad (5)$$

## 2.8 Conclusion

Pour le bon fonctionnement d'une turbine à gaz, ses performances dépendent de la quantité et de la qualité de l'air dans le système d'admission, qui est très important en tant qu'élément de la TAG.

Il convient de noter que les performances de la turbine à gaz sont directement liées à la perte de charge dans le filtre, car une augmentation de la perte de charge réduit le rendement thermique de l'unité.

Les paramètres de filtration interdépendants (perte de charge, perméabilité, porosité, débit d'air d'admission, vitesse de filtration) influencent sur les performances de la turbine à gaz.

La sélection d'un système de filtre à air d'admission efficace pour une efficacité maximale de la turbine dépend des conditions de l'environnement de la TAG

# **Chapitre 3 : Dimensionnement de la TAG type V94.2 et effets des paramètres externe**

### 3.1 Introduction

Afin d'apporter une contribution par rapport à l'amélioration des performances de la turbine à gaz de la station de production d'électricité et de compression de gaz du champs d'Ain Djasser Batna, la TAG V94.2, nous dimensionnons énergétiquement la TAG pour mettre en évidence les effets des paramètres interne et externe sur les performances de la machine. Nous supposons que les filtres à l'état neuf génèrent une perte de charge négligeable, à cet effet les conditions de l'air d'entrée en aval des filtres sont celles des conditions atmosphériques du site. Les caractéristiques de la TAG fournies par l'entreprise sont utilisées, **Tableau 3.1**

**Tableau 3. 1: caractéristique de la TAG V94.2**

<b>Paramètres</b>	<b>Données</b>
Pression en aval des filtres	$P_1 = 1,011 \text{ bar} = 101,1 \text{ kPa}$
Combustible utilisé (gaz naturel)	$\text{PCI} = 48228,37 \text{ kJ/kg}$
Taux de compression	$\tau = 12$
Température a l'entrée de compresseur	$T_1 = T_{\text{amb}}$
Température a la sortie de la CC	$T_3 = 800^\circ\text{C} = 1371,2 \text{ K}$
Rendement isentropique de compression	$\eta_{\text{isc}} = 0,89$
Rendement isentropique de la detente	$\eta_{\text{ist}} = 0,88$
Débit massique d'air	$\dot{m}_a = 477,1109 \text{ (Kg/s)}$ à $T_{\text{ref}} = 15^\circ\text{C}$
Débit massique de combustible	$\dot{m}_c = 12,87 \text{ kg/s}$
Masse volumique	$\rho_{\text{air}} = 1,2231 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$ à $T_{\text{ref}} = 15^\circ\text{C}$
Chaleur spécifique du mélange	$C_{p_{\text{mel}}} = 1,168 \text{ kJ/kg.K}$
Chaleur spécifique des gaz dans la turbine	$C_{p_t} = 1,0935 \text{ kJ/kg.K}$
Coefficient poly tropique	$\Upsilon = 1,333$
Puissance utile de la TAG du constructeur	168 MW

### 3.2 Principaux cycles de la turbine à gaz

#### 3.2.1 Cycle de Joule ou de Brayton (cycle de base)

Un cycle de Brayton est un cycle thermodynamique qui décrit le fonctionnement de certains moteurs thermiques dont le fluide de travail est l'air ou un autre gaz. Les premiers moteurs Brayton utilisaient des compresseurs à piston. Les turbines à gaz modernes (**figure 3.1**) et les moteurs à réaction suivent également le cycle Brayton. Dans sa forme la plus simple, le cycle dit de Joule ou de Baryton comprend :

### Chapitre 3 : Dimensionnement de la TAG type V94.2 et effets des paramètres externe

- Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique.
- Une combustion isobare.
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie Mécanique.

Le cycle de Joule, comme il est représenté dans la **figure 3.2**, comporte deux Processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare [15].

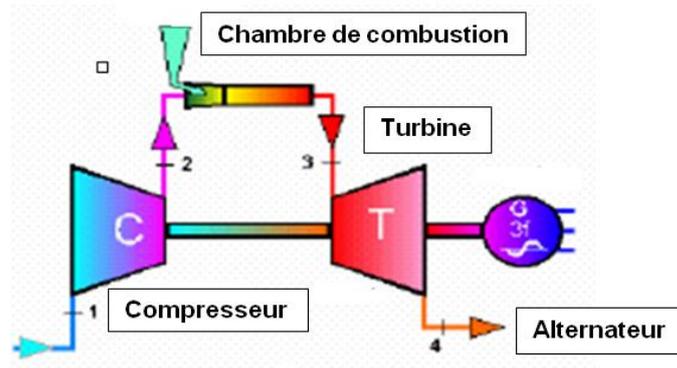


Figure 3. 1: Turbine à Gaz.

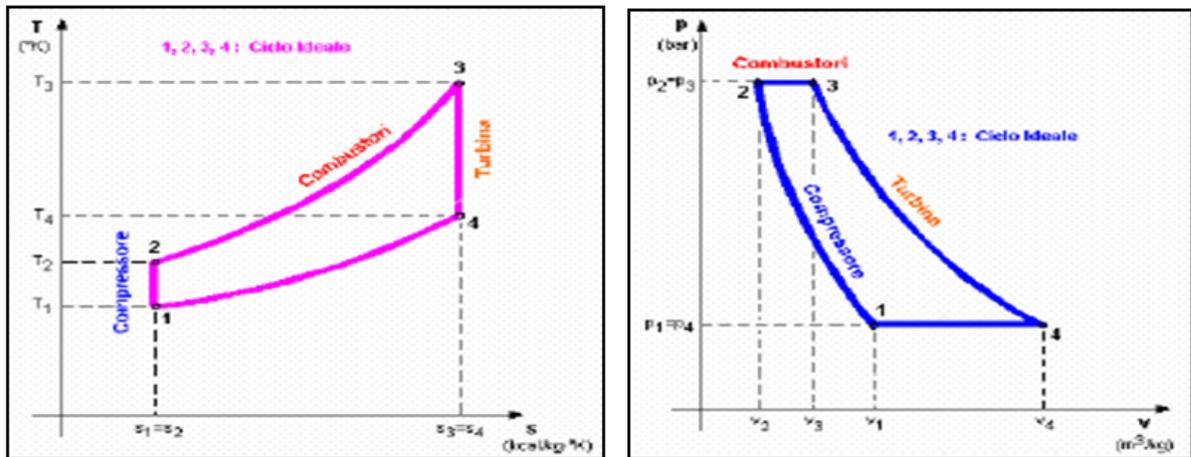


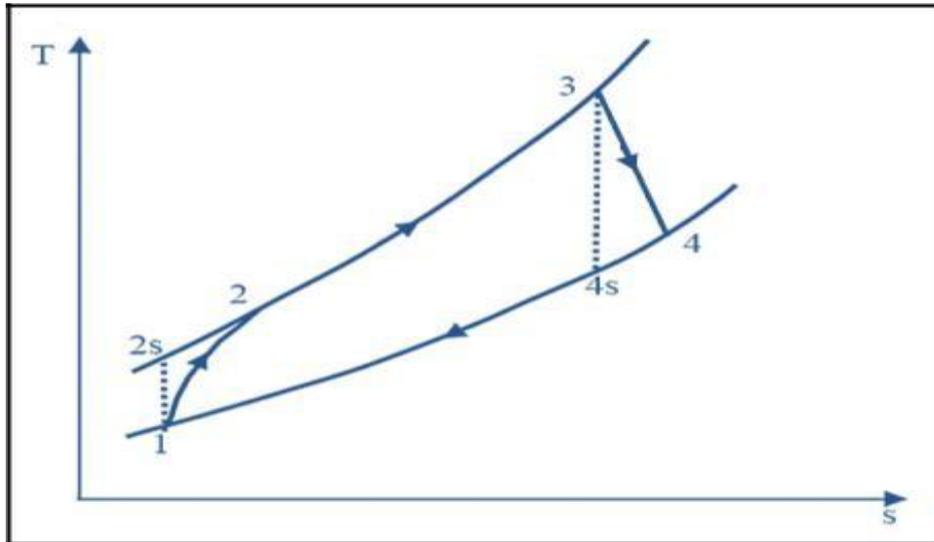
Figure 3. 2: Cycle idéal de BRAYTON-JOULE [16].

- (1) à (2) : Compression isentropique, (Compresseur).
- (2) à (3) : Combustion isobare, (Chambre de combustion).
- (3) à (4) : Détente isentropique, (Turbine).
- (4) à (1) : Refroidissement isobarique, (Echappement).

#### 3.2.2 Le cycle réel

Le cycle réel d'une turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal en raison de l'irréversibilité. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur dans une turbine à gaz

est représenté sur le diagramme (T, S) de la figure (3.3).



*Figure 3. 3: Cycle réel [17].*

Ce cycle comporte :

- (1) à (2) : Une compression adiabatique avec une variation d'entropie.
- (2) à (3) : Une combustion avec une faible chute de pression.
- (3) à (4) : Une détente adiabatique jusqu'à la pression atmosphérique avec une variation d'entropie.

### 3.3 Calcul thermodynamique

#### 3.3.1 Caractéristique de l'air d'entrée

Les caractéristiques de l'air d'entrée sont prises égales à celles des conditions atmosphériques du site de l'emplacement de la station.

$$P_1 = P_{atm} ; T_1 = T_{atm}$$

#### 3.3.2 Compression

Le compresseur de la turbine à gaz est de type axial avec 16 étages et un IGV (ilette à géométrie variable). Son taux de compression est exprimé par la relation suivante :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.1)$$

Le travail isentropique fourni par le compresseur  $W_{isc}$  :

$$W_{isc} = c_{pc} (T_{2s} - T_1) = c_{pc} (T_{2s} - T_a) \quad (3.2)$$

Calcul de la chaleur spécifique en fonction de la température :

### Chapitre 3 : Dimensionnement de la TAG type V94.2 et effets des paramètres externe

Nous considérons une chaleur spécifique moyenne dans le compresseur, elle est calculée à la température ambiante par la relation suivante [18], la chaleur spécifique à l'entrée du compresseur est exprimée comme suit :

$$c_{p1c} = a + (b * T_{amb}) + (c * T_{amb}^2) + (d * T_{amb}^3) \quad (3.2.1)$$

Avec  $a=28,11$ ,  $b=-0,001967$ ,  $c=0,000004802$ ,  $d= -1,966*10^{-9}$

D'après la Transformation isentropique :

La compression isentropique permet d'écrire :

$$\frac{T_{2s}}{T_a} = \left(\frac{P_{2s}}{P_a}\right)^{\frac{(\gamma_{air}-1)}{\gamma_{air}}} = (\tau)^{\frac{(\gamma_{air}-1)}{\gamma_{air}}} \quad (3.3)$$

$$W_{isc} = c_{pc} (T_{2s} - T_a) = c_{pc} T_a \left( (\tau)^{\frac{(\gamma_{air}-1)}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (3.4)$$

Le travail réel fourni à l'air par le compresseur ( $W_c$ ):

$$W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{isc}} \quad (3.5)$$

La température à la sortie du compresseur ( $T_2$ ) est obtenue par :

$$W_c = c_{pc}(T_2 - T_a) \quad \gg \quad T_2 = T_a + \frac{W_c}{c_{pc}} \quad (3.5.1)$$

#### 3.3.3 Le processus de combustion

Dans la chambre de combustion, la quantité de chaleur de la combustion ( $Q_{cc}$ ) fournie à l'air s'écrit

$$\begin{aligned} Q_{cc} &= (c_{pg} T_3 - c_{pme} T_2) \\ Q_{cc} &= \dot{m}_c PCI \eta_{cc} = f \dot{m}_a PCI \eta_{cc} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Avec  $C_{pg}$  la chaleur spécifique du gaz et  $C_{pme}$  la chaleur spécifique du mélange air-combustible. Le rapport de mélange air-combustible est :  $f = \frac{m_c}{m_a}$

La quantité de chaleur est calculée à partir de l'équation 3.2, étant donné que la température de fin de combustion  $T_3$  est fournie par l'entreprise.

#### 3.3.4 Détente

Le travail isentropique fourni par la turbine ( $W_{ist}$ ):

$$W_{ist} = c_{pt} (T_{4s} - T_3) = c_{pt} T_3 \left( \frac{T_{4s}}{T_3} - 1 \right) \quad (3.7)$$

### Chapitre 3 : Dimensionnement de la TAG type V94.2 et effets des paramètres externe

On peut écrire pour la détente dans la turbine :  $P_4=P_{4s}=P_a$

Le taux de détente s'exprime :  $\tau_t = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_3}{P_a}$

Dans le cas réel, une perte de pression de l'ordre de 2 à 3 % dans la chambre de combustion peut être considérée mais son effet est négligeable.

Le travail isentropique de détente peut s'écrire aussi :

$$W_{ist} = c_{pc} (T_{4s} - T_3) = c_{pc} T_3 \left( \left( \frac{1}{\tau_t} \right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} - 1 \right) \quad (3.7.1)$$

Le travail réel fourni par la turbine ( $W_t$ ) est :

$$W_t = W_{ist} \eta_{st} \quad (3.8)$$

#### 3.4 Calculs de performances de la TAG

##### 3.4.1 Travail utile

$$w_u = w_t - w_c \quad (3.9)$$

##### 3.4.2 Puissance utile

$$p_u = \dot{m}_a (w_t - w_c) + f \dot{m}_a w_t \quad (3.10)$$

##### 3.4.3 Rendement thermique de la TAG

$$n_{th} = \frac{P_u}{f \dot{m}_a PCI} \quad (3.11)$$

##### 3.4.4 Consommation spécifique

$$C_s = \frac{3600 \dot{m}_a f}{P_u} \quad (3.12)$$

##### 3.4.5 Script MATLAB pour le calcul des performances

```
%Tamb=input('donner la temperature d'entree')
k=1;
for Tamb=275:1:313
%les donnees generales :
P1=101.1;
T1=Tamb;
PCI=42228.37;
to=12;
nsc=0.89;
nst=0.88;
ncc=0.99;
Qv=390.07;
```

### Chapitre 3 : Dimensionnement de la TAG type V94.2 et effets des paramètres externe

```
r=0.287;
mc=12.87;
a=28.11;
b=-0.001967;
c=0.000004802;
d=-1.966*10^-9;
cpcc=1.168;
cpt=1.0935;
gama2=1.333;
%entree d'air:
T1=Tamb;
P1=P1;
ma=(P1/(r*Tamb))*Qv
%compression :
P2=P1*to
cp1c=a+(b*Tamb)+(c*Tamb^2)+(d*Tamb^3);
cpc=(a+(b*Tamb)+(c*Tamb^2)+(d*Tamb^3))/29
gamma=1.38;
wsc(k)=cpc*T1*(to^((gamma-1)/gamma)-1);
wc(k)=wsc(k)/nsc;
T2(k)=T1+(wc(k))/(cpc);
%combustion:
T3=1371.2;
P3=0.99*P2;
f=mc/ma;
Qcc(k)=cpcc*(T3-T2(k));
%detente:
P4=100;
to1=P3/P4
wst=cpt*T3*(1-(1/to1)^((gama2-1)/gama2));
wt=nst*wst;
T4=T3+(wt)/(cpt);
%performances:
wu(k)=wt-wc(k);
Pu(k)=ma*(wt-wc(k))+f*ma*wt;
ng(k)=Pu(k)/(f*ma*PCI);
csth=(3600*mc)/Pu(k);
z(k)=csth;
k=k+1;
end
```

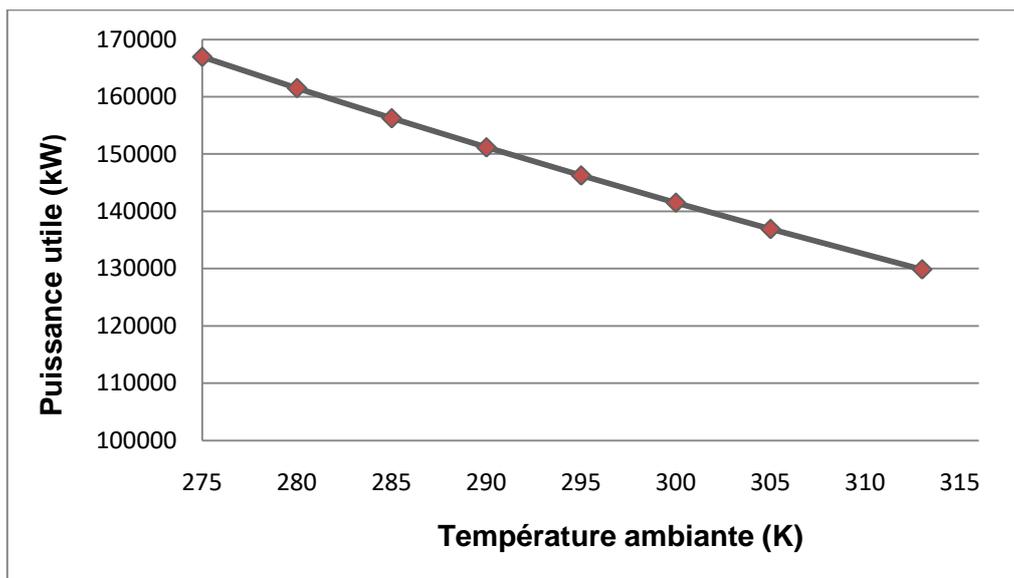
```
plot(275:1:313,Pu);  
grid on;
```

#### 3.5 Influence de la température ambiante sur les performances de la TAG

A partir des formulations thermodynamiques effectuées sur le cycle de la turbine à gaz, il est montré que les performances de cette dernière sont directement liées à la température de l'air d'entrée. A cet effet, nous avons étudié l'effet de cette température sur les performances de la turbine moyennant l'utilisation d'une plage de température qui varie entre 1°C et 40°C. Nous considérons que la TAG de complexe d'Ain Djasser est amenée à fonctionner sur cette plage de température qui représente les variations de la température du site sur l'année.

##### 3.5.1 Influence de la température ambiante (entrée) sur la puissance utile

La **figure 3.4** montre la variation de la puissance en fonction de la température ambiante.

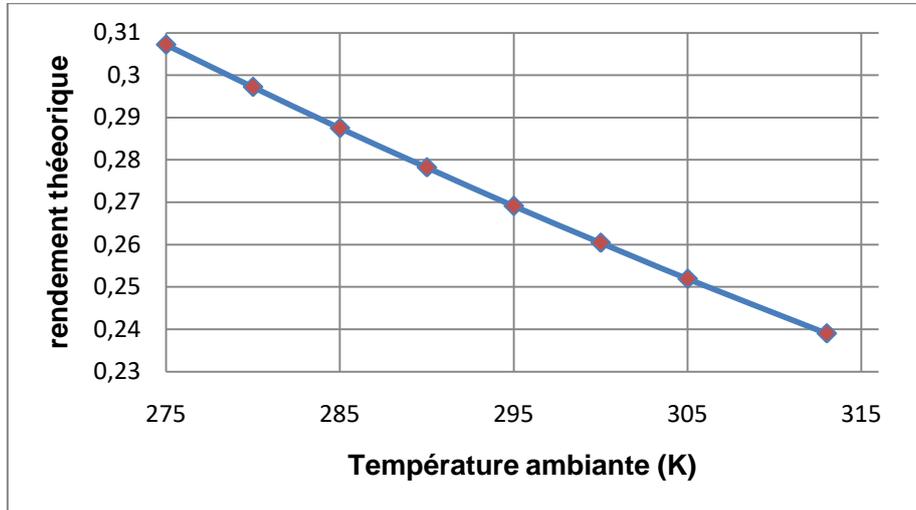


*Figure 3. 4: Influence de la température ambiante sur la puissance utile de la turbine à gaz.*

La **figure 3.4** montre bien la diminution de la puissance en fonction de la température ambiante. Ceci s'explique par le fait que quand la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente (travail spécifique est proportionnel à la température d'admission). En plus, le débit massique d'air diminue suite à la diminution de la masse volumique causée par l'augmentation de la température. Si on considère une température référence de 15°C la puissance utile sera de 152,240 MW. La pression d'entrée est maintenue constante à la valeur de 101,1 kPa.

**3.5.2 Influence de la température ambiante sur le rendement théorique**

La **figure 3.5** montre la variation du rendement thermique en fonction de la température d'entrée. L'allure de cette évolution est similaire à celle de la puissance utile.



*Figure 3. 5 : L'influence de la température ambiante sur le rendement théorique.*

Le rendement thermique est lié directement à la puissance utile. Plus la température ambiante augmente plus la puissance utile de la TAG diminue, plus le rendement thermique décroît. On a constaté d'après cette figure 3.5 que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température d'entrée du compresseur. La pression d'entrée est maintenue constante à la valeur de 101,1 kPa. A la température de référence de 15°C, le rendement thermique est trouvé égal à 0,2801.

### 3.5.3 Influence de la température ambiante sur la consommation spécifique

La figure 3.6 représente la variation de la consommation spécifique en (kg/kWh) de la TAG avec de l'augmentation de la température ambiante.

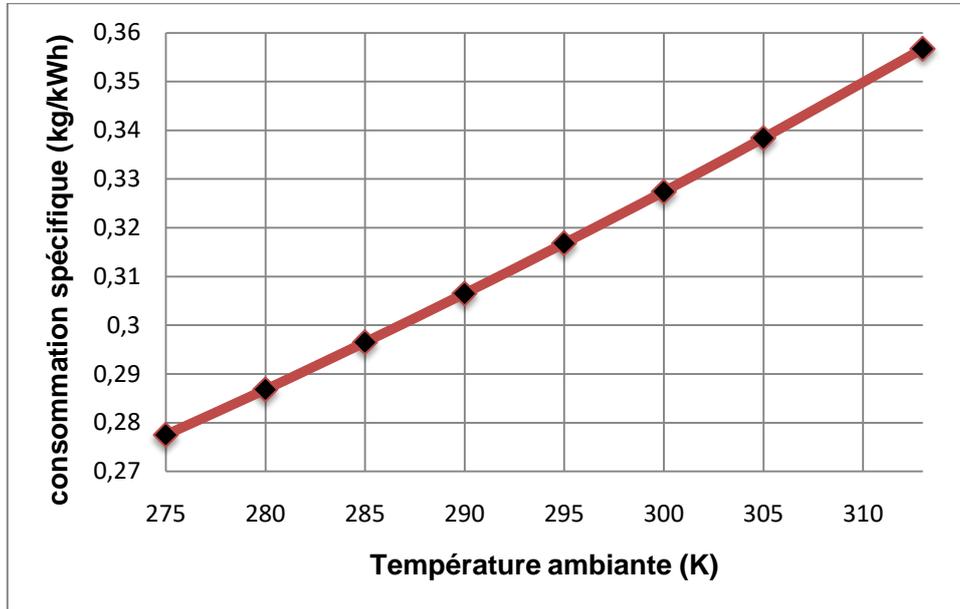


Figure 3. 6: L'influence de la température ambiante sur la consommation spécifique.

D'après la figure 3.6 on remarque que la consommation spécifique augmente aussi avec la température. Puisque la puissance utile est liée à la température et la consommation spécifique est exprimée en fonction de cette puissance donc il y a un lien direct entre elles. La pression d'entrée est maintenue constante à la valeur de 101,1 kPa. A la température de référence de 15°C, la consommation spécifique est trouvée égale à 0,3043 kg/kWh.

### 3.6 Influence de la pression

D'après la littérature, il est bien montré que la puissance utile des turbines à gaz diminue avec la pression d'entrée **Figure 3.7**. Cette diminution de la puissance est liée à l'altitude du site où la turbine à gaz est exploitée. La variation de l'altitude et par conséquent la variation de la puissance est prise en charge à travers un coefficient correctif. Dans notre cas, la TAG fonctionne à une altitude fixe, ce qui implique une pression atmosphérique constante. A cet effet, l'effet de la pression sur la puissance utile n'est pas considéré dans cette étude.

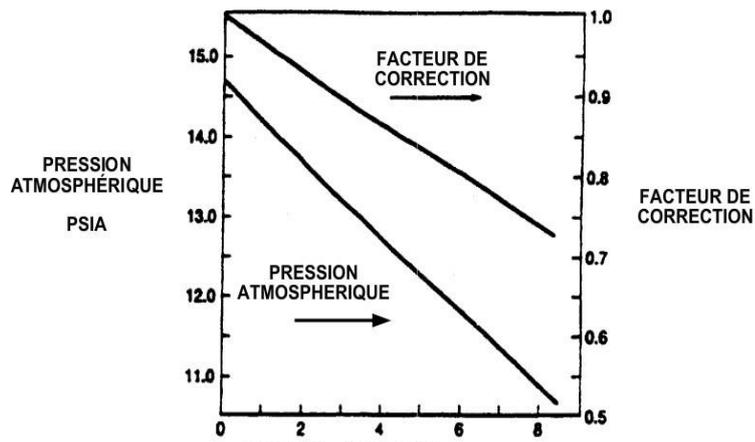


Figure 3. 7: Influence de l'altitude sur la pression ambiante [19].

### 3.7 Influences de l'humidité

De la même manière que la pression, l'effet de l'humidité n'a pas été étudié. De la littérature, figure 3.8, nous montrons qu'à une teneur d'humidité spécifique ISO de 0,0064, les performances de la TAG sont optimales. L'air humide est moins dense que l'air sec car l'humidité relative influence sa masse spécifique. Si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente.

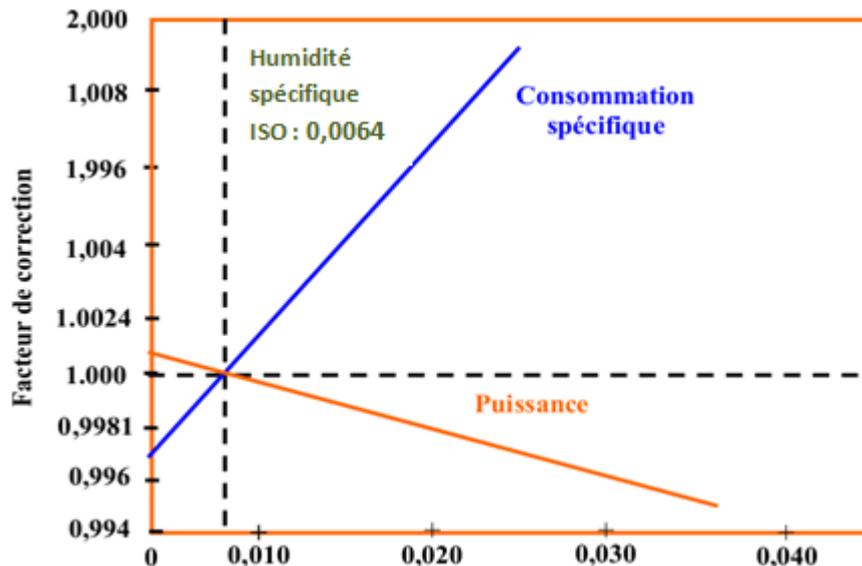


Figure 3. 8: Influence de l'humidité relative sur les performances de la turbine [20].

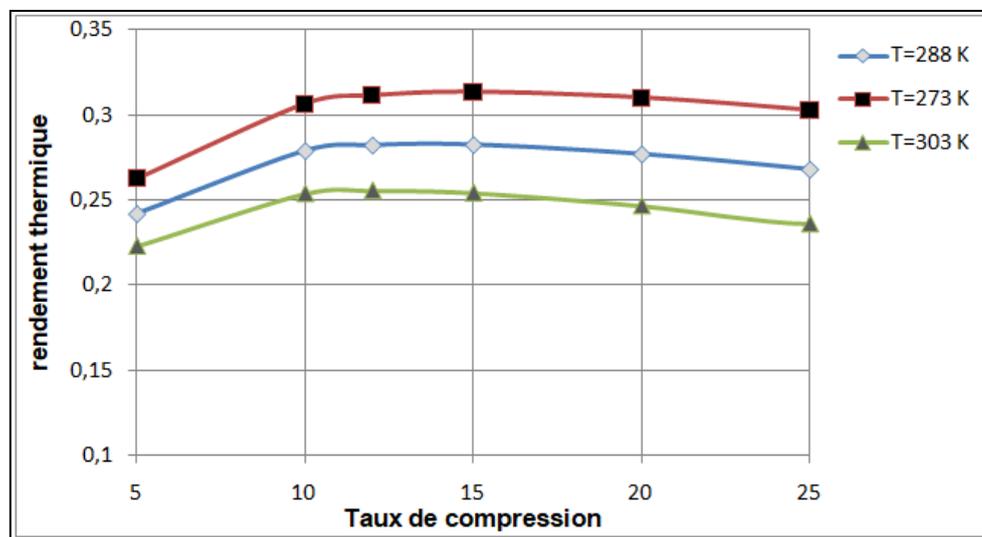
### 3.7.1 Influence de l'humidité sur l'encrassement

L'humidité joue un rôle important dans l'encrassement. La série d'études menée par Meher-Homji (1992) montre que lorsque l'air traverse le système d'admission et de filtration, il se déplace à une vitesse très faible. Par contre lorsqu'il s'approche de la face du compresseur, il accélère pour atteindre une vitesse élevée. Il en résulte une réduction de la température statique d'environ 10 à 15°C. C'est ce phénomène qui provoque des problèmes de givrage même lorsque la température ambiante est supérieure au point de congélation. La température de saturation de l'air diminue également.

Si l'humidité relative est suffisamment élevée, il est possible que la température statique de l'air tombe en dessous de la température de saturation de l'air. Cela provoque la condensation de la vapeur d'eau. Les particules de poussière forment alors des noyaux pour les gouttelettes d'eau et commencent à adhérer aux ailettes (aubages du compresseur). Au fur et à mesure que l'air se déplace vers les étages postérieurs, il devient plus chaud et plus sec, ce qui réduit l'encrassement dans les étages postérieurs [20].

### 3.8 Influences de taux de compression

La **figure 3.9** présente une relation entre le rendement thermique du cycle de la turbine à gaz en fonction du taux de compression pour différentes températures d'entrée de la TAG.



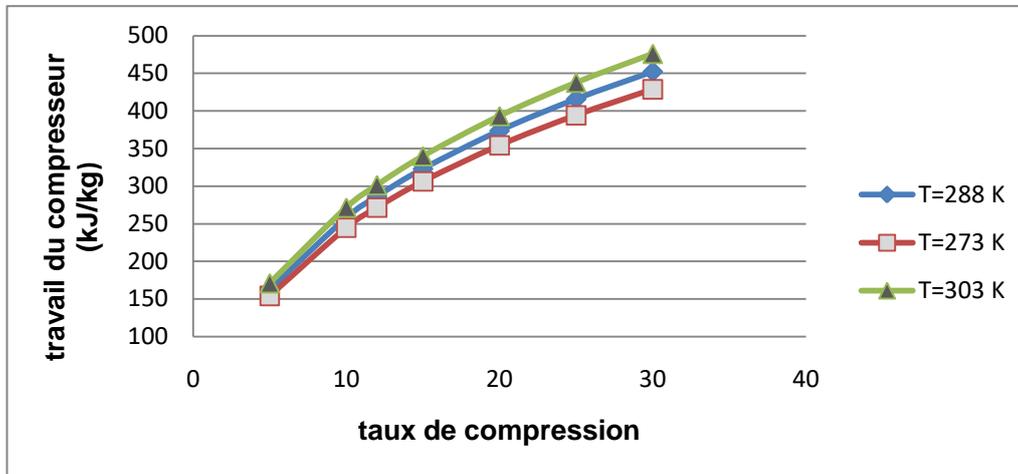
*Figure 3. 9: Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression, à différentes températures ambiantes.*

On constate que le rendement thermique augmente et atteint un maximum à un taux de compression d'environ 12 puis il décroît pour toutes les températures d'entrées considérées. Plus la température d'entrée est élevée plus le rendement thermique décroît. La déviation du

### Chapitre 3 : Dimensionnement de la TAG type V94.2 et effets des paramètres externe

rendement thermique au taux de compression supérieur à environ 15 n'est pas significative tandis que la variation à un taux de compression inférieur est plus marquée.

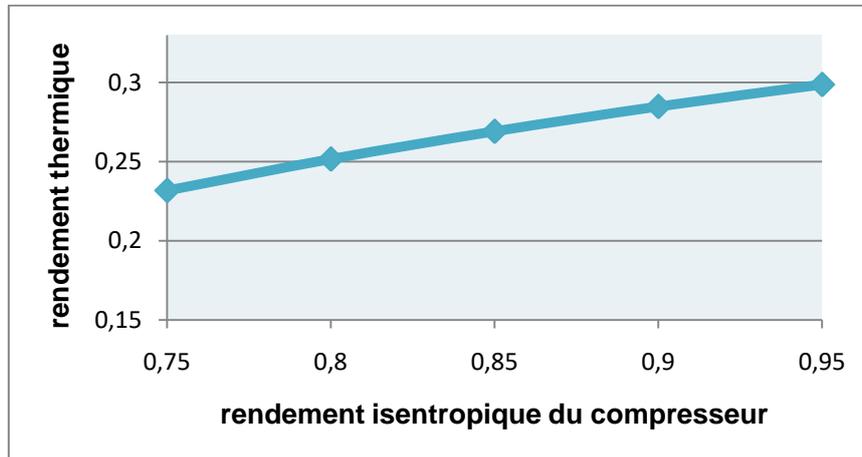
La **figure 3.10** présente l'effet du taux de compression sur le travail du compresseur ; il augmente avec le taux de compression et de la température ambiante. A cet effet, il est recommandé de considérer des taux de compression modérés (dans notre cas égal à 12) car plus il est grand, plus le nombre d'étages devient important, cela implique plus d'encombrement et plus de travail à fournir au compresseur pour atteindre la température de sortie requise. La puissance utile de la turbine à gaz décroît par conséquent. En plus, la section de passage se réduit, ce qui engendre des hauteurs d'aubages petites donc des taux de compression des derniers étages proche de l'unité.



*Figure 3.10: travail de la compression en fonction du taux de compression à la température d'entrée variable.*

### **3.9 Influences des rendements isentropiques du compresseur sur le rendement thermique de la turbine à gaz**

La **figure 3.11** montre la relation entre le rendement thermique du cycle de la turbine à gaz en fonction du rendement isentropique du compresseur.



*Figure 3. 11: Effet de l'efficacité du compresseur isentropique sur le rendement thermique.*

La **figure 3.11** met en évidence l'effet du rendement isentropique du compresseur de la TAG sur le rendement thermique. Le rendement thermique augmente avec l'augmentation du rendement isentropique du compresseur cela s'explique par le fait que pour une compression réelle, la turbine doit fournir plus de travail au compresseur pour atteindre la pression de sortie exigée donc une diminution de la puissance utile. Les valeurs du rendement isentropique de la compression couramment utilisés sont de l'ordre de 0,89 à 0,9 (rendement isentropique fourni par le constructeur est de 0,89).

### **3.10 Conclusion**

Les résultats du dimensionnement thermodynamique de la turbine à gaz nous ont permis d'étudier les influences des principaux paramètres internes et externes sur les performances de la TAG. Un choix adéquat de ces derniers permet une exploitation de la turbine à gaz avec des outputs optimums. Les résultats pertinents de ce chapitre sont : les taux de compression, la température ambiante, ainsi que les rendements isentropiques de compression ont une influence directe sur le rendement thermique de la turbine à gaz et par conséquent sur la puissance utile et la consommation spécifique.

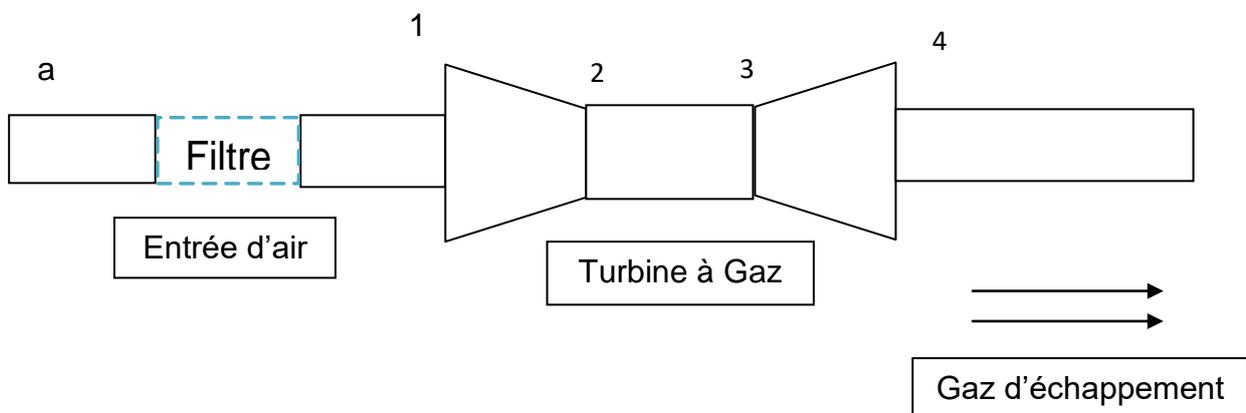
**Chapitre 4**  
**Analyse et Contribution à l'amélioration**  
**des performances de la TAG d'Ain Djasser,**  
**Batna.**

#### 4.1 Introduction

Afin de contribuer à l'amélioration des performances de la TAG de notre étude, l'analyse des outputs réels de la machine en fonction des paramètres internes et externes est réalisée. Les données de la puissance utile de la TAG en fonction du temps nous ont été fournies par l'entreprise. La perte de puissance variant entre 2 et 5% durant l'année est indiquée. Des filtres d'une certaine marque et de qualité sont utilisés. Dans ce chapitre nous allons exploiter notre approche de calcul thermodynamique, l'analyse des performances réelles de la machine et le système de filtrage pour essayer d'apporter une contribution quant à l'amélioration des performances de la machine. La perte de charge du système de filtrage sera principalement considérée dans notre analyse.

#### 4.2 Perte de charge de filtration

On a montré dans le chapitre précédent que la puissance utile est directement liée à la pression d'entrée du compresseur à travers le taux de compression. Cette pression d'entrée subit une diminution suite au passage de l'air à travers le système de filtrage:



*Figure 4 1: Turbine à gaz avec système de filtration.*

Si on considère un système de filtrage, **figure 4.1**, la perte de charge est calculée par la relation suivante

$$\Delta P = P_{\text{entrée filtre}} - P_{\text{sortie filtre}} ; \Delta P = P_a - P_1 \quad (4.1)$$

### 4.2.1 Calcul de la pression critique de sortie du compresseur

Par manque de données concernant la pression critique de sortie du compresseur, et afin de pouvoir déterminer la perte de charge à travers les filtres pour les différents temps d'exploitation et les différentes puissances, nous avons considéré la puissance maximale fournie par l'entreprise qui est de 164,832 MW (valeur obtenue à la température de référence de l'air avant le système de filtrage de 15°C). Puis, nous avons déterminé la pression de sortie du compresseur en utilisant un calcul inverse. Cette pression est considérée critique quand elle correspond à une perte de charge à travers les filtres très faible. Puisque on s'intéresse à la perte de pression nous supposons que la température à travers le filtre est constante ( $T_a=T_1$ ). Le débit d'air est calculé à la température de référence de 15°C.

$$\dot{m}_{a\ ref} = \frac{P_1}{rT_{ref}} Q_v = 477,1109 \frac{kg}{s}$$

Nous Rappelons l'expression de la puissance utile :

$$P_u = P_t - P_c = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \times W_t - \dot{m}_a W_c \quad (4.2)$$

$$P = W_t - W_c = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pt} (T_3 - T_4) - \dot{m}_a C_{pc} (T_2 - T_a) \quad (4.2.1)$$

La détente dans la turbine ce fait jusqu'aux conditions atmosphériques. La température de sortie de la turbine  $T_4$  est supposée égale à la température atmosphérique  $T_a$ .

$$P = W_t - W_c = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pt} (T_3 - T_4) - \dot{m}_a C_{pc} (T_2 - T_1) \quad (4.2.2)$$

Avec le travail de compression et le travail de détente exprimés comme suit :

$$W_c = \frac{C_{pc} T_a}{\eta_{isc}} \left( (\tau_c)^{\frac{(\gamma_{air}-1)}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (4.3)$$

$$W_t = C_{pt} T_3 \eta_{ist} \left( 1 - \left( \frac{1}{\tau_t} \right)^{\frac{(\gamma_t-1)}{\gamma_t}} \right) \quad (4.4)$$

L'expression de la puissance sera :

$$P_u = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{pt} T_3 \eta_{ist} \left( 1 - \left( \frac{1}{\tau_t} \right)^{\frac{(\gamma_t-1)}{\gamma_t}} \right) - \frac{\dot{m}_a C_{pc} T_1}{\eta_{isc}} \left( (\tau_c)^{\frac{(\gamma_{air}-1)}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (4.5)$$

Le développement de l'équation 4.5 nous permet de calculer la pression en aval des filtres qui est la pression d'entrée du compresseur, moyennant les données de la puissance utile fournie et les données de la TAG.

$$\frac{\dot{m}_a C_{pc} T_a}{\eta_{isc}} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma_{air}-1)}{\gamma_{air}}} - 1 \right) = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{pt} T_3 \eta_{ist} \left( 1 - \left( \frac{1}{\tau_t} \right)^{\frac{(\gamma_t-1)}{\gamma_t}} \right) - P_u \quad (4.6)$$

$$\left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) = \frac{\left( (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{p_t} T_3 \eta_{isc} \left( \left( \frac{1}{\tau_t} \right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} - 1 \right) - P_u \right) \eta_{isc}}{\dot{m}_a C_{pc} T_a} \quad (4.7)$$

$$\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = \frac{\left( (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{p_t} T_3 \eta_{isc} \left( 1 - \left( \frac{1}{\tau_t} \right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} \right) - P_u \right) \eta_{isc}}{\dot{m}_a C_{pc} T_a} + 1 \quad (4.8)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{\left( (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{p_t} T_3 \eta_{isc} \left( 1 - \left( \frac{1}{\tau_t} \right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} \right) - P_u \right) \eta_{isc}}{\dot{m}_a C_{pc} T_a} + 1 \right)^{\frac{\gamma_{air}}{\gamma_{air}-1}} \quad (4.9)$$

Finalement :

$$P_1 = P_2 / \left( \frac{\left( (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{p_t} T_3 \eta_{isc} \left( 1 - \left( \frac{1}{\tau_t} \right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} \right) - P_u \right) \eta_{isc}}{\dot{m}_a C_{pc} T_a} + 1 \right)^{\frac{\gamma_{air}}{\gamma_{air}-1}} \quad (4.10)$$

#### 4.2.2 Script MATLAB pour le calcul de la pression d'entrée du compresseur :

```

clc
clear all
syms P1
mf=12.87;
P2=1046.9;
cpt=1.0935;
T3=1371.2;
nct=0.88;
ncc=0.89;
gammat=1.333;
gammar=1.38;
ma=477.1109;
cpc=0.9618;
Ta=288;
tot=12.0107;
Pu=Pu(Tamb);
eq=Pu==(ma+mf)*cpt*T3*nct*(1-(1/tot)^(gammat-1)/gammat)-(ma*cpc*Ta/ncc)*(((P2/P1)^(gammar-1)/gammar))-1);
P1=vpasolve(eq,P1)

```

### **4.3 Résultats et interprétations**

Dans le **Tableau 4.1**, nous présentons les résultats du calcul de pression d'entrée du compresseur  $P_1$ . On remarque bien que cette pression diminue avec le temps d'exploitation. Cette pression a varié de 100,9864 à 97,4399 kPa. Ceci s'explique par le fait que les filtres s'encrassent au fur et à mesure que la turbine à gaz est utilisée. On remarque d'après les résultats que cette pression a augmenté à partir de 5040 heures d'exploitation. Nous supposons qu'il y a eu un auto-nettoyage. Les pourcentages des pertes de pression à travers les filtres varient entre 0,11% et 5,52%. Nous avons aussi calculé la perte de puissance en pourcentage par rapport à la puissance initiale d'exploitation (164,832 MW), elle est trouvée variant entre 0 et 2,65%. Par rapport à la puissance de conception, cette perte varie entre 1,88 et 4,48%. Ces résultats sont en bon accord avec ceux fournis dans le cahier de charge (2 à 5%).

**Tableau 4.1: Résultats de calcul des performances.**

<b>Puissance Utile (kW)</b>	<b>Pression d'entrée du compresseur <math>P_1</math> (kPa)</b>	<b>Perte de pression en pourcentage travers les filtres (%)</b>	<b>Perte de puissance en pourcentage (%) par rapport à la puissance initiale d'exploitation 164,832 MW</b>	<b>Perte de puissance en pourcentage (%) par rapport à 168 MW (puissance du concepteur)</b>
164832	100.9864160	0,11	0	1,88
163698	99.531581	1,55	0,68	2,56
163578	99.378930	1,70	0,76	2,63
163144	98.829327	2,24	1,02	2,89
162820	98.421549	2,64	1,22	3,08
162388	97.881178	3,18	1,48	3,34
160460	95.515128	5,52	2,65	4,48
162065	97.4796206	3,58	1,67	3,53
162033	97.439952	3,62	1,69	3,55

**Remarque :**

Les recommandations du constructeur sont l'activation du système d'auto-nettoyage quand la chute de puissance se situe entre 2 et 5 %. Le changement des cartouches filtrantes est nécessaire dans le cas où le système autonettoyant ne donne pas les résultats escomptés.

**Chapitre 4 Analyse et Contribution à l'amélioration des performances de la TAG d'Ain Djasser, Batna.**

D'après les résultats de l'exploitation de la TAG on remarque bien après 5040 heures de fonctionnement, la puissance a chuté d'environ 4,48% puis elle a diminué jusqu'à 6480 heures de fonctionnement, cela explique que le système d'auto-nettoyage a été activé.

Dans le **tableau 4.2** nous représentons la perte de charge, puissance utile et consommation spécifique en fonction du temps de fonctionnement. Les variations des performances du tableau ci-dessous sont représentées à travers les courbes qui suivent.

**Tableau 4.2: Perte de charge, puissance utile et consommation spécifique en fonction de temps de fonctionnement.**

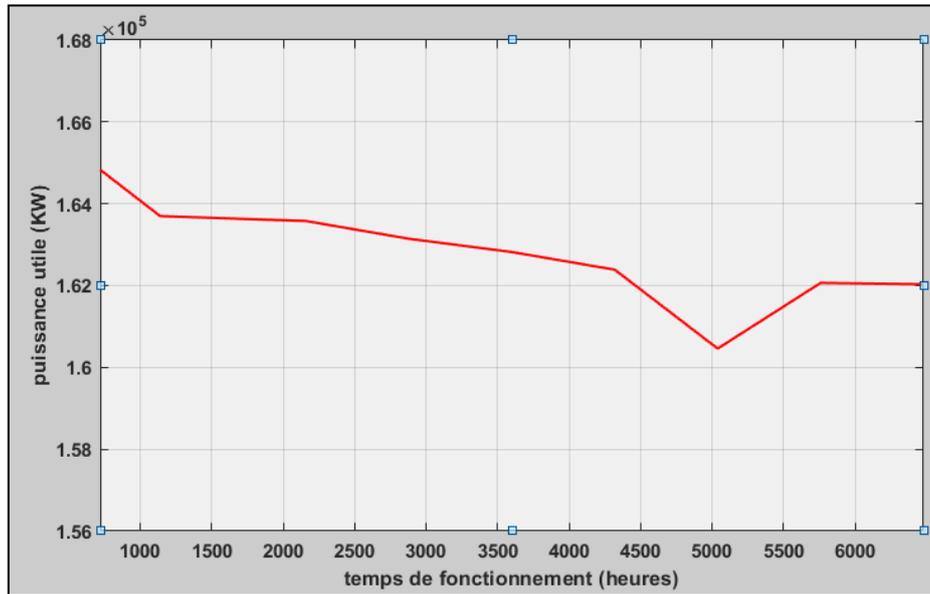
	<b>Temps de fonctionnement (heures)</b>	<b>Consommation spécifique (kg/kWh)</b>	<b>Puissance utile du groupe (MW)</b>	<b>Perte de charge (<math>\Delta P</math>) en Pa</b>
	720	0,2810	164,832	113,584
	1140	0,2830	163,698	1568,419
	2160	0,2832	163,578	1720,17
	2880	0,28399	163,144	2270,673
	3600	0,2845	162,820	2678,451
	4320	0,2853	162,388	3218,822
	5040	0,2887	160,460	5584,872
	5760	0,2858	162,065	3620,3794
	6480	0,2859	162,033	3660,048

 : Fonctionnement de la TAG selon les conditions de site.

 : Système autonettoyant.

### 4.3.1 Puissance utile en fonction du temps de fonctionnement

La **figure 4.2** montre la variation de la puissance en fonction du temps de fonctionnement.

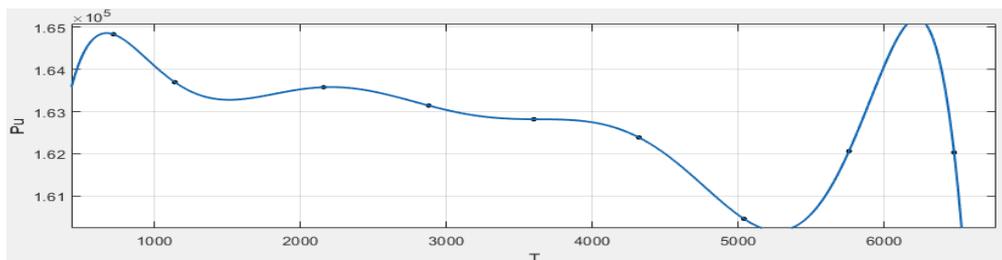


*Figure 4.2: variation de la puissance utile en fonction du temps.*

La **figure 4.2** montre bien la variation de la puissance utile de la turbine à gaz en fonction du temps de fonctionnement selon les conditions d'exploitation. La puissance utile de la TAG diminue à cause de l'augmentation de l'encrassement des filtres. La section de passage est réduite, l'écoulement de l'air résiste, ceci induit des pertes de charges.

Les variations de la puissance en fonction du temps pourraient être représentées par une fonction du type polynomiale de degré 8 ci-dessous. Le tracé de cette fonction fourni ces puissances à n'importe quel temps de fonctionnement, **figure 4.3**.

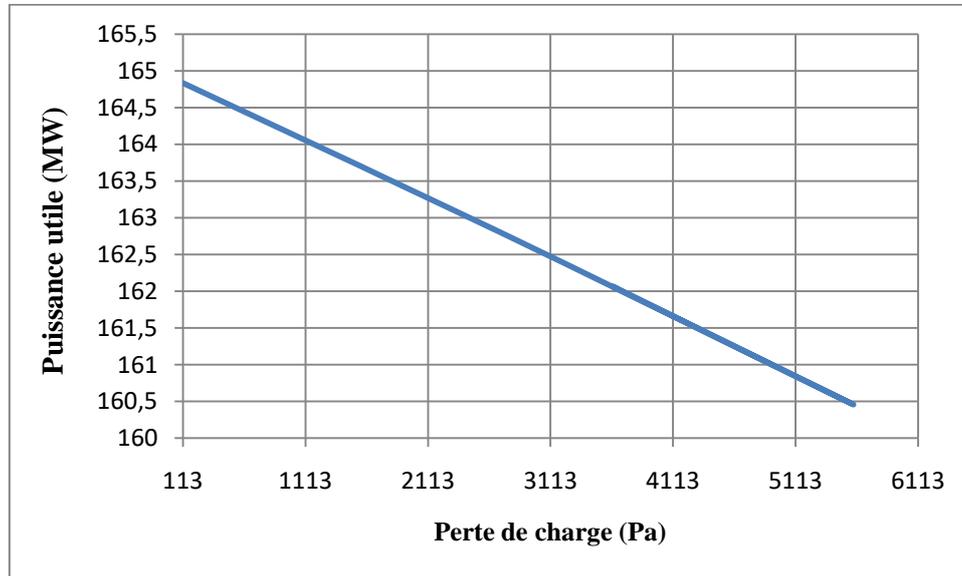
$$Pu(t) = -1,213 e^{-23}t^8 + 3.212e^{-19} t^7 - 3.527e^{-15} t^6 + 2.083e^{-11} t^5 - 7.165e^{-08} t^4 + 0.0001452 t^3 - 0.1659 t^2 + 94.8 t + 1.441 e^5$$



*Figure 4.3: Interpolation des points de la puissance utile en fonction du temps.*

### 4.3.2 Puissance utile en fonction de la perte de charge

La **figure 4.4** représente la variation de la puissance utile de la TAG avec la variation de la perte de charge.

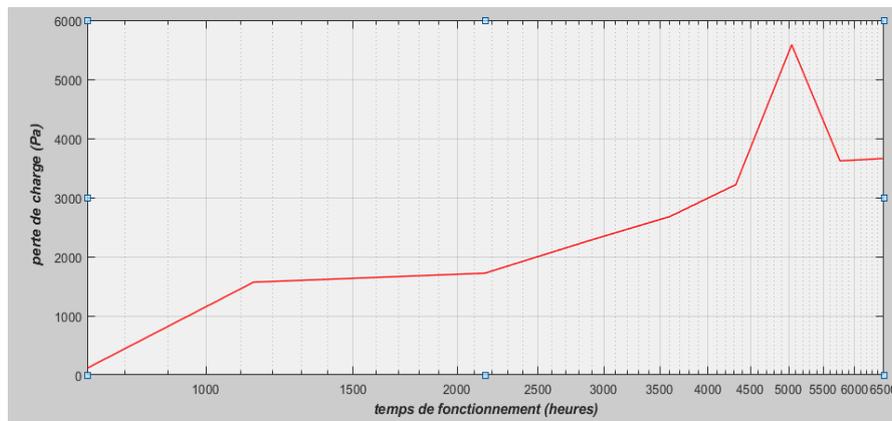


*Figure 4.4: La variation de la puissance utile en fonction de la perte de charge.*

D'après la **figure 4.4**, on constate une variation linéaire entre la puissance utile et la perte de charge à travers les filtres aux conditions d'exploitation, plus la perte de charge augmente plus la puissance utile diminue.

### 4.3.3 Perte de charge en fonction de temps de fonctionnement

La **figure 4.5** montre la variation de la perte de charge en fonction du temps de fonctionnement

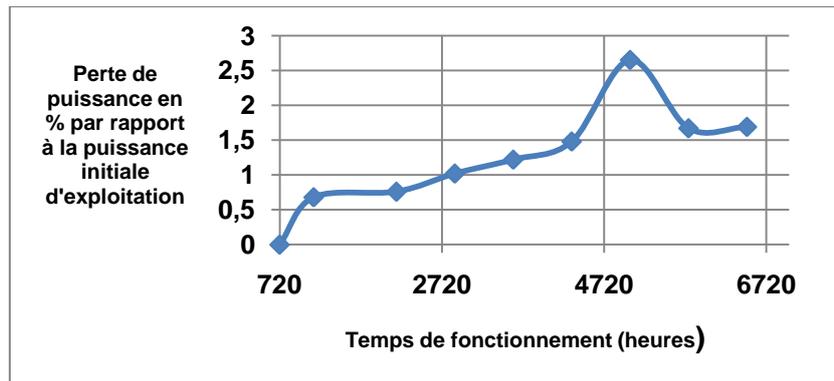


*Figure 4.5: Variation de la perte de charge en fonction du temps de fonctionnement.*

D'après la **figure 4.5**, la perte de charge augmente en fonction du temps de fonctionnement à travers les filtres. On remarque qu'à 5040 heures de fonctionnement un pic de perte de charge de 5584,872 Pa se produit. Cela est dû au fait qu'on a atteint un encrassement maximum auquel le constructeur recommande un auto-nettoyage.

#### **4.4 Perte de puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction du temps de fonctionnement**

La **figure 4.6** représente la perte de puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction du temps de fonctionnement.



**Figure 4.6: Variation de la perte de Puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction du temps de fonctionnement.**

D'après cette figure, la perte de puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation augmente avec le temps de fonctionnement entre 720 et 4320 heures. Elle est suivie avec une nette augmentation entre 4230 et 5040 heures, puis elle diminue jusqu'à 6480 heures. Ces variations sont directement liées à l'efficacité des filtres. Nous remarquons que les performances de la TAG se comportent de la même manière avec la perte de charge.

#### 4.5 Perte de puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction de la perte de charge

La figure 4.7 variation perte de puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction de la perte de charge.

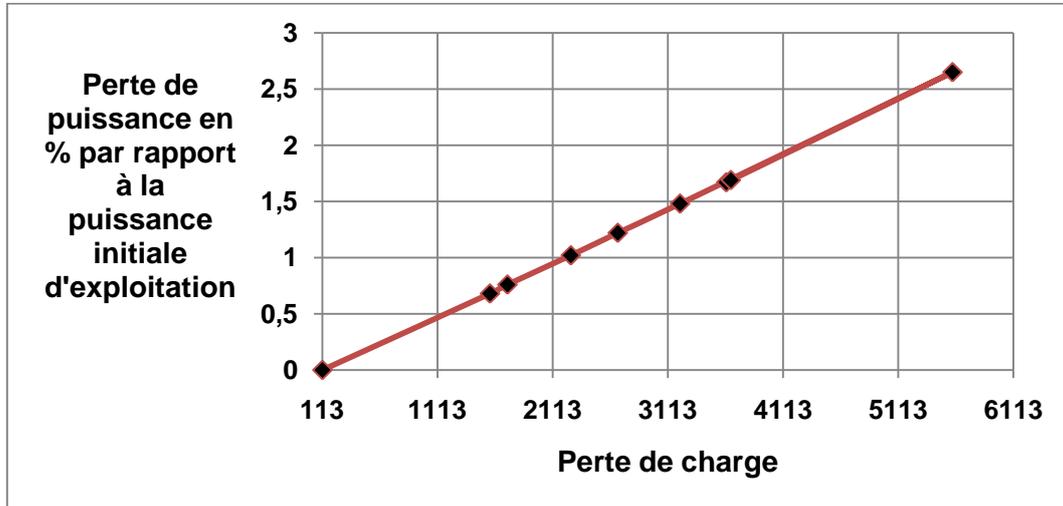


Figure 4.7: La variation de la perte de Puissance en % par rapport à la puissance initiale d'exploitation en fonction de la perte de charge.

Comme prévu, la perte de puissance par rapport à la puissance initiale d'exploitation augmente linéairement en fonction de la perte de charge.

#### 4.6 Perte de puissance en pourcentage(%) Par rapport la puissance du concepteur en fonction du temps de fonctionnement

La figure 4.8 présente la variation de la Perte de puissance en pourcentage (%) Par rapport la puissance du concepteur en fonction du temps de fonctionnement.

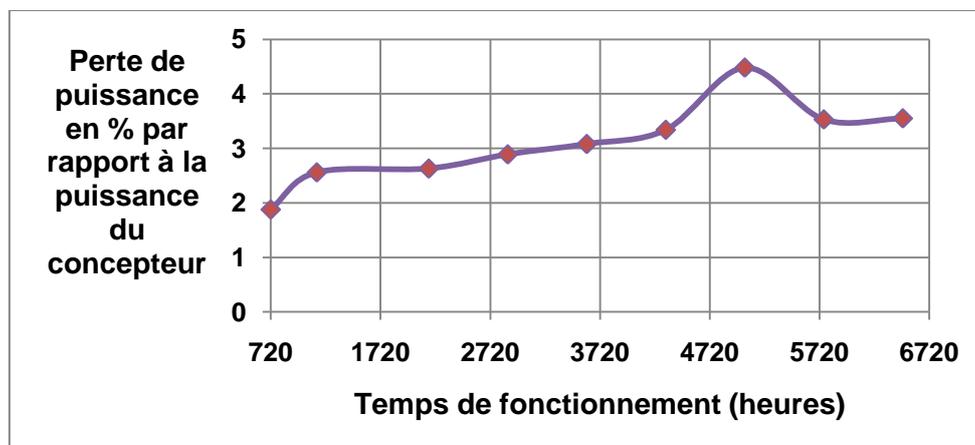
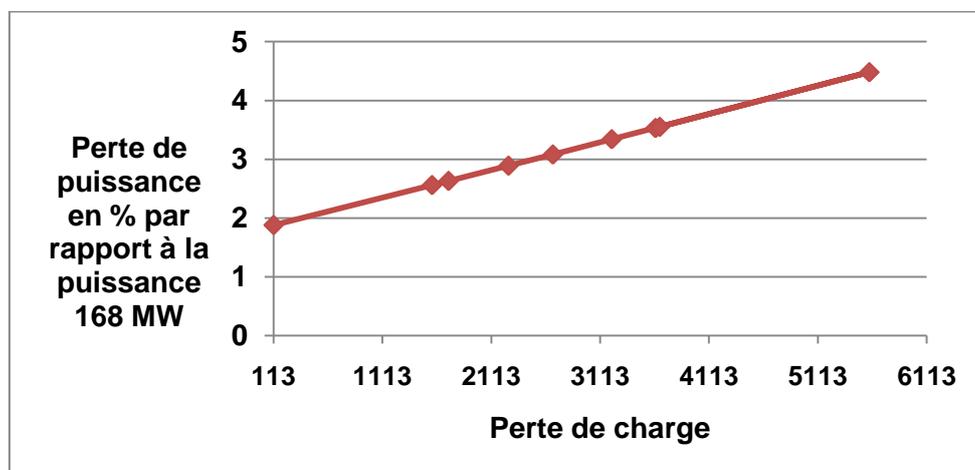


Figure 4.8: Variation de la perte de Puissance en % par rapport à 168 MW en fonction du temps de fonctionnement.

D'après cette figure, la perte de puissance en % par rapport à la puissance du concepteur augmente avec le temps de fonctionnement entre 720 et 4320 heures. Elle est suivie avec une nette augmentation entre 4230 et 5040 heures, puis elle diminue jusqu'à 6480 heures. Ces variations sont directement liées à l'efficacité des filtres. Nous remarquons que les performances de la TAG se comportent de la même manière avec la perte de charge.

#### **4.7 Perte de puissance en pourcentage(%) Par rapport à la puissance du concepteur en fonction de la perte de charge**

La **figure 4.9** présente la Perte de puissance en pourcentage(%) Par rapport à la puissance du concepteur en fonction de la perte de charge.



*Figure 4.9: Variation de la perte de Puissance en % par rapport à la puissance du concepteur en fonction de la perte de charge.*

#### **4.8 Amélioration des performances de la TAG**

D'après le **tableau 4.1**, l'auto-nettoyage après 5040 heures de fonctionnement, la perte de charge se dégrade de 5,52 à 3,58%.

Pour améliorer les performances de la turbine à gaz, on propose auto nettoyage à 3600 heures de fonctionnement. Ceci correspondant à une perte de charge de 2,64%, une chute de puissance de 1,22 % par rapport à la puissance d'exploitation et une chute de 3,08% par rapport à la puissance du concepteur (**tableau 4.1**). Comme nous l'avons déjà mentionné le système d'auto nettoyage nous a permis de réduire la perte de charge de 1,94%, il en résulte une perte de charge nette de 0,7%. A l'aide de **l'équation 4.1**, la pression d'entrée  $P_1$  sera 100,3923 kPa et de **l'équation 4.13**, la puissance de 164262,98 kW est déduite.ci-dessous le **Tableau 4.3: Les nouvelles puissances utiles de la TAG avec les pertes de charges correspondantes.**

Temps de fonctionnement (heures)	Perte de charge en %	Pression de sortie de filtre P <sub>1</sub> (kPa)	Puissance utile obtenue (MW)
720 (mois 1)	0,11	100,9864	164,832
1140 (mois 2)	1,55	99,5315	163,698
2160 (mois 3)	1,70	99,3789	163,578
2880 (mois 4)	2,24	98,8293	163,144
3600 (mois 5)	2,64	98,4215	162,820
3600 (mois 5)	0,7	100,3923	164,26298
4320 (mois 6)	1,2	99,8868	163,85342
5040 (mois 7)	1,7	99,3813	163,44121
5760 (mois 8)	2,2	98,8758	163,02631
6480 (mois 9)	2,7	98,3703	162,60870

#### 4.8.1 Comparaison entre la puissance fournie et la puissance obtenue

La figure 4.10 présente la variation de la perte de charge obtenue et fournie en fonction du temps de fonctionnement.

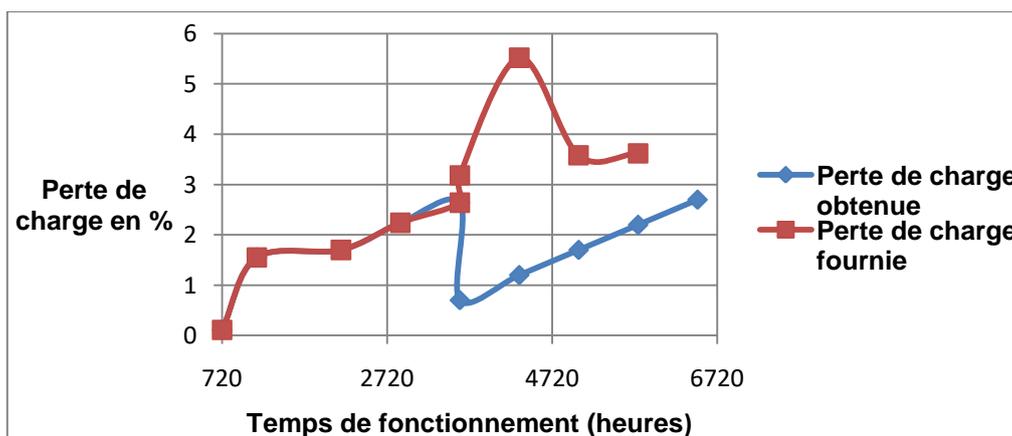
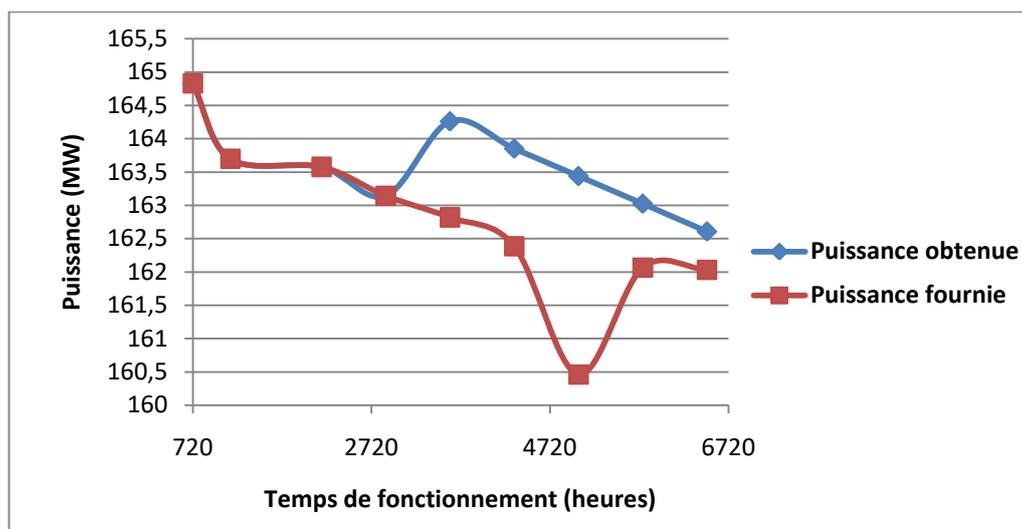


Figure 4.10 : Nouvelle variation de la perte de charge en fonction du temps de fonctionnement.

## Chapitre 4 Analyse et Contribution à l'amélioration des performances de la TAG d'Ain Djasser, Batna.

D'après la **figure 4.10**, On remarque que à 3600 heures de fonctionnement quand on a fait l'autonettoyant, la perte de charge diminue de 2,64 à 0,7 % et comme d'habitude plus le temps de fonctionnement augmente plus le pourcentage de perte de charge augmente. En résumé, Grace au système d'autonettoyant on a diminué le pourcentage d'encrassement et la perte de charge du filtre.

La **figure 4.11** présente la variation de la puissance utile obtenue et fournie en fonction du temps de fonctionnement.



**Figure 4.11: Variation de la puissance en fonction du temps de fonctionnement.**

De la même manière de la perte de charge, grâce au système auto-nettoyage à 3600 heures de fonctionnement la puissance est améliorée de 162,820 à 164,26298 MW. Et comme d'habitude plus le temps de fonctionnement augmente plus la puissance utile augmente.

### Comparaison

Pour mettre en évidence les avantages des résultats obtenus quand à l'activation du système auto-nettoyage que nous proposons, nous avons comparé la puissance totale développée après 6480 heures qui correspond à 9 mois de fonctionnement avec l'actuelle puissance fournie par l'entreprise. **Tableau 4.4: Le total des puissances rapportées à un mois de fonctionnement.**

Temps de fonctionnement	Puissance utile totale actuelle	Puissance utile totale obtenue
1 mois	162779,778 kW 586,0044 GWh	163604,958 kW 588,974 GWh

#### **Chapitre 4 Analyse et Contribution à l'amélioration des performances de la TAG d'Ain Djasser, Batna.**

---

Le système auto nettoyage permet d'améliorer la puissance utile par rapport à la puissance d'exploitation moyenne, de 0,5 %. Cette amélioration de puissance est convertie en gain égal à 2,96 GWh.

La société de production d'électricité d'Ain Djasser est chargée de délivrer l'électricité au réseau national coté EST pour les wilayas suivantes : Batna (83,04 GWh), Biskra (102,70 GWh), Constantine (74,77 GWh), Khenchla (38,12 GWh), Oum El Bouaghi (54,85 GWh), Setif (200,39 GWh). Ce gain de puissance peut être exploité dans ces 6 wilayas et spécialement dans la période d'été car la consommation d'électricité augmente.

# **Conclusion générale**

## Conclusion générale

---

### Conclusion générale

Pour améliorer les performances de la TAG et obtenir un bon fonctionnement, le système de filtrage qui assure une qualité et une quantité de l'air qui permettent des puissances utiles optimales sont des facteurs très importants pour la TAG.

Les performances de la TAG sont influencées par la perte de charge à travers les filtres, une augmentation de la perte de charge conduit à une diminution de la puissance utile. Les paramètres de filtration (perte de charge, perméabilité, porosité, débit d'air d'admission, vitesse de filtration) sont mis en évidence dans leurs effets sur les performances de la turbine à gaz. Le choix de ce système dépend des conditions de l'environnement et de l'emplacement de la TAG.

Les résultats du dimensionnement thermodynamique de la TAG nous ont permis d'étudier les influences des paramètres internes et externes sur les performances de la turbine à gaz.

La procédure d'auto nettoyage adoptée par l'entreprise conduit à une perte de puissance utile entre 2 et 5% sur 9 mois d'exploitation. Les résultats de notre analyse proposent un auto-nettoyage qui permet un gain de 2,96 GWh. La perte de puissance a été réduite de 0,5 % par rapport à la puissance fournie, de même la perte de puissance a été réduite de 0,5 % par rapport à la puissance du concepteur. Pour que cette proposition soit adoptée, il faut réduire la fréquence de remplacement des filtres. Une étude technique-économique pour se prononcer sur la rentabilité de notre proposition. Nous suggérons en perspective qu'une collecte de données concernant le cout et la qualité des filtres afin de conclure des avantages et la faisabilité de cette proposition.

# **BIBLIOGRAPHIE**

## **BIBLIOGRAPHIE**

---

### **BIBLIOGRAPHIE**

- [1] Turbine a gaz V94.2, manuel pour le fonctionnement et la maintenance Par ansaldo Energia (document interne de l'entreprise)
- [2] formation operateurs de la turbine a gaz V94.2 Par ansaldo Energia (document interne de l'entreprise).
- [3] H. Othman «fonctionnement d'une centrale électrique turbine à gaz», Rapport de stage, Université de Alger (USTHB), (2014).
- [4] exploration et production des éléments de la turbine par le constructeur Donaldson.
- [5] Michael Roesner, Jason Tiffany, et Prashant Shrikhande, Ph. D., Donaldson Company,2022. Les trois piliers de la filtration par turbine à gaz : Classer les performances par ordre de priorité. [Consulté le 10 avril 2022]. Disponible à l'adresse : (<https://www.donaldson.com/fr-fr/gas-turbine/technical-articles/three-pillars-ranking-performance-priorities/>)
- [6] quincy compressor, 2022. How to Make Your Air Compressor More Efficient [en ligne]. [Consulté le 10 avril 2022]. Disponible à l'adresse : (<https://www.quincycompressor.com/how-to-make-your-air-compressor-more-efficient/>)
- [7] Aeroenginesafety, 2020. Erosion Damage [en ligne]. [Consulté le 10 avril 2022]. Disponible à l'adresse : <https://aeroenginesafety.tugraz.at/doku.php?id=5:53:532:532>
- [8] Badamasi Maiwada<sup>1</sup>, Nabil Isyaku Mu'az<sup>2</sup>, Sadiq Ibrahim<sup>3</sup> , Suleiman Muhammad Musa<sup>4</sup> Department of Mechanical Engineering.2016.Impacts of Compressor Fouling On the Performance of Gas Turbine.Jodhpur National University, Jodhpur, India.Research Article,Volume6 Issue No. 3, 2118-2125. (<https://ijesc.org/upload/9d2a649182339430110d2ce5bb9c8bb5.Impacts%20of%20Compressor%20Fouling%20On%20the%20Performance%20of%20Gas%20Turbine.pdf> )
- [9] David H.Linden.president D.H.Linden Associates,Inc.CORROSION CONTROL IN INDUSTRIAL AXIAL FLOW COMPRESSORS. Allentown, pennsylvania.115-120 <https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/163342/t30pg115.pdf?sequence=1&isAllowed=y> )
- [10] PDF suite cours turbomachine Chapitre3. Ecoulement 2D dans les compresseurs axiaux (Programme : 4 semaines)
- [11] Ronnie Brown, 2022. How to Calculate the Pressure Drop Coefficient of Wire Mesh Filters. Disponible à l'adresse : <https://blog.wstyler.com/filters/calculate-pressure-drop-coefficient>
- [12] Cours de la filtration d'air en entrée de la turbine à gaz (document interne de l'entreprise)

## BIBLIOGRAPHIE

---

- [13] Young Ok Park<sup>1</sup>, Naim Hasolli, Ho Kyung Choi and Young Woo Rhee, 2009. Characterization of depth filter media for gas turbine intake air cleaning. Korea Institute of Energy Research, Clean Fossil Energy Research Center, Chungnam National University, Department of Chemical Engineering. PAAR Vol. 5, No. 4. 159-170. Disponible à l'adresse : <https://www.koreascience.or.kr/article/JAKO200907652997001.pdf>
- [14] Donaldson, filtration solution for gas turbine, generator and compressor, 2002 (document interne de l'entreprise)
- [15] B. Walid, « Etude de l'influence de l'injection de la vapeur d'eau et du refroidissement de l'air d'admission dans une turbine à gaz », mémoire de fin d'étude de master au Département mécanique, Université de Blida, (2017).
- [16] Ansaldo Energia « formation opérateurs turbine à gaz AE94.2 » (document interne de l'entreprise)
- [17] M. Laissaoui « Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz ».
- [18] A. Bouterf « Amélioration des performances de la turbine à gaz de propane (MS7001) du complexe GL1K », mémoire de fin d'étude de master en département génie mécanique, université Seddik Benyahia, Jijel (2019).
- [19] S. Hade. Fares, « Amélioration des performances de la turbine à gaz par refroidissement d'air d'admission en amont de compresseur », mémoire de fin d'étude de master au Département Génie des Procédés, Université de Badji mokhtar-Annaba, (2017).
- [20] Meher-Homji, C. B. (1992). Gas Turbine Axial Compressor Fouling: A Unified Treatment of its Effects, Detection, and Control. International Journal of Turbo and Jet Engines, 9(4).311-334.