

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE MECANIQUE  
Société algérienne de production de l'électricité

**Projet de Fin d'études  
pour l'obtention du diplôme de Master en  
Génie mécanique**

**Option : Installation Energétiques Et Turbomachine**

**Thème**

Etude des essais de performance  
et calculs de la consommation spécifique pour une turbine à  
Gaz – GT13E2

**Proposé et encadré par :**

Promoteur: Dr ROUDANE Mohamed

Co Promoteur : Dr SALHI Merouane

**Réalisé par :**

Mlle: CHADI Nadjwa

Année universitaires 2019/2020

# Remerciements

*Je tiens à remercier Dieu le tout puissant de m'avoir  
Donné le courage, la force et la volonté pour réaliser  
Ce travail.*

*Je remercie fortement mon promoteur*

*Dr : ROUDANE Mohamed et le co promoteur Dr SALHI Merouane*

*Sur le travail et l'orientation durant ce mémoire*

*A l'ensemble des enseignants du département*

*Mécanique Et tous les personelles de la société*

*Algérienne de production l'électricité unité de f'kirina surtout*

*Mr bourkaib Omar chef de service contrôle économique et notre encadreur  
au sein de l'entreprise SONELGAZ pour son orientation tout au long de  
notre stage, Mr Merouani Farid ,*

*Et Mr Mansouri lakhdar*

*Sans oublier ceux qui ont participé de près ou de loin*

*à la réalisation de ce travail, et ceux qui ont fait*

*L'honneur de jurer ce mémoire.*

*Chadi nadjwa*

## Dédicaces

*Je dédié ce modeste travail à ceux qui sont toujours  
présents dans mon cœur*

*A ma très chère mère*

*A mes sœurs, mon frère*

*A toute ma famille*

*A tous mes professeurs*

*A tous mes collèges et mes amis*

*A ma promotion (2020)*

*Chadi nadjwa*

## ملخص

تلعب التوربينات الغازية دوراً مهماً في إنتاج الطاقة الكهربائية بفضل موثوقيتها أثناء التشغيل وهذه المزايا لتزويد شبكة الطاقة في وقت قصير. من ناحية أخرى تتميز التوربين الغازي بكفاءته المنخفضة وحساسيته لتأثير التباين في درجة حرارة الهواء المحيط خلال فترتي الصيف وفترة الشتاء مما يؤثر بشكل مباشر على أداء التوربين، وهما: الكفاءة المحددة والاستهلاك.

الهدف من هذا العمل هو إجراء اختبارات الأداء وحسابات الاستهلاك المحددة لمحطة توربينات الغاز في فكيرين  
بدرجات حرارة محيطية مختلفة، ومقارنة بين نتائج الاختبارات المذكورة وكيفية تحسين التوربينات الغازية GT13E2

## Résumé

Les turbines à gaz jouent un rôle majeur dans la production de l'énergie électrique, grâce à leur fiabilité au cours du fonctionnement et ses avantages d'alimenter le réseau électrique dans un temps réduit. Par contre une turbine à gaz se distingue par son faible rendement et sa sensibilité à l'influence de la variation de la température et de l'air ambiant durant les périodes estivales et hivernales, qui influe directement sur les performances de la turbine à savoir : le rendement et la consommation spécifique CSP.

L'objectif de ce travail consiste à la réalisation des essais de performance et calculs de la consommation spécifique pour une turbine à gaz GT13E2 centrale de F'kirina avec différentes températures ambiantes ainsi une comparaison entre les résultats et comment a pu améliorer la CSP.

## Abstract

Gas turbine play an important role in the production of electric power because of their reliability during operation and their advantages of supplying the electrical array in a short time. On the other hand, a gas turbine is distinguished by its low efficiency and its sensitivity to the influence of the variation in the temperature of the ambient air during the summer and winter periods, which directly influence the performance of the turbine, namely the specific efficiency and consumption CSP.

The objective of this work consists in the realization of performance tests and specific consumption calculations for a GT13E2 central gas turbine in F'kirina with different ambient temperatures, and a comparison between the results and how the CSP is improved.

## Table de matière

### Chapitre I : Fondamentaux de la Turbine à Gaz

I. Introduction .....	1
II. Généralité sur les turbines.....	1
II-1- Turbine hydraulique .....	1
II-2- Turbine à vapeur .....	..3
II-3- Turbine à gaz.....	.4
II-3-1 Types de turbine à gaz.....	4
II-3-2 Principe de fonctionnement .....	.5
III. Présentation de la centrale électrique F’KIRINA .....	6
III-1 Localisation du site.....	6
III.2. Description technique et objectif de la centrale .....	.7
III.2.1. turbo-alternateurs.....	7
III.2.2. Alternateur.....	.8
III.3. Les Caractéristiques générales de la turbine à gaz étudiée GT13E2 .....	.9
III.4 Spécifications.....	10
III.4.1 Système admission d’air .....	10
III.4.2 Compresseur.....	12
III.4.3 Chambre de combustion.....	13
III.4.4 Turbine.....	. 14
III.4.5 Dispositif de gaz d’échappement .....	14
IV- PRESERVATION DE L’ENVIRONNEMENT.....	.. 15
IV-1 Les émissions atmosphériques.....	15
V -LES AUXILIAIRES.....	15
V-1 Auxiliaires turbine .....	.15

V-2 Transformateurs.....	16
V-3 Diesel de secours .....	18
V-4 Poste gaz .....	18

## **Chapitre II : Concept general des essais de performance et etude de cas pour une Turbine Gaz**

I-Introduction .....	21
II- paramètres mesures .....	21
II-1-Les paramètres nécessaires dans l'essai .....	22
II.2 Emplacement des points de mesures .....	23
II.3. Liste des instruments de mesures utilisés pendant les essais.....	24
II.3.1.Débit du gaz .....	24
II.3.2. Pressions du gaz .....	24
II.3.3. Températures du gaz .....	24
II.3.4. Différentielles de pression du gaz .....	24
II.3.5. Pression atmosphérique .....	25
II.3.6. Humidité .....	25
II.3.7. Bonbons de gaz .....	25
II.3.8. Comptage de l'énergie .....	26
II.3.9. Système d'acquisition de données .....	26
III- Calibration des Instruments de Mesure.....	27
IV- Les normes.....	27
V. Les préparatifs et les actions à réaliser les essais de performance .....	28
V.1. Les préparatifs pendant l'essai .....	28
V.2. Après les essais .....	28
VI. Calcul De La Puissance Et La Consommation Spécifique .....	29
VI.1 Puissance et consommation spécifique .....	29



VII. Méthode de calcul .....	30
VII.1 Calcul de la Puissance Électrique Corrigée .....	30
VII.1.1 Facteurs de corrections Puissance .....	31
VII.2 Calcul de la consommation spécifique Corrigée .....	32
VII.2.1 Calcul de la consommation spécifique Corrigée .....	32
VII.2.2 Facteurs de corrections.....	32
VII.3. Calcul de la consommation spécifique brute .....	33
VII.3.1. Calcul pouvoir calorifique inférieur et supérieur.....	33
VII.4. Calcul du débit massique du gaz naturel .....	34
VII.4.1. Coefficient de décharge ... ..	34
VII.4.2. Détermination du coefficient de détente .....	35
VII.4.3.Courbe de correction.....	35
VIII. Définition de Rendement .....	40
VIII. 1. Rendement .....	40
VIII. 1.1 Le travail du compresseur WC .....	41
VIII .1.2. Le travail de la turbine WT .....	42
VIII .1.3. La quantité de chaleur fournie Q1 .....	42

### **Chapitre III : Etude thermodynamique**

I. Etudes thermodynamique .....	43
I.1. Valeurs mesurés .....	43
I.2 .Calcul de la puissance nette corrigée .....	43
I.2.1. Déterminations des facteurs de corrections puissance .....	44
I.2.1.1. Facteur de température C 1 .....	44
I.2.1.2. Facteur de Pression C 2 .....	44
I.2.1.3. Facteur de l'humidité C 3 .....	44
I.2.1.4. Facteur de la fréquence du réseau C 4 .....	44

I.2.1.5. Facteur de puissance C 5 .....	45
I.2.1.6. Facteur du vieillissement C 6 .....	45
I.2.1.7. Facteur $\Delta P$ aspiration C 7 .....	45
I.2.1.8. Facteur $\Delta P$ Echappement C 8 .....	45
I.3. Calcul de la consommation spécifique nette corrigée .....	46
I.3.1. Déterminations des facteurs de corrections CSP.....	46
I.3.1.1. facteur de température K 1 .....	46
I.3.1.2. Facteur de l'humidité K 3 .....	46
I.3.1.3. Facteur de la fréquence du réseau K 4 .....	46
I.3.1.4. Facteur de puissance K 5 .....	46
I.3.1.5. Facteur du vieillissement K 6 .....	47
I.3.1.6. Facteur $\Delta P$ aspiration K 7 .....	47
I.3.1.7. Facteur $\Delta P$ Echappement K 8 .....	47
I.3.2. Calcul de la consommation spécifique brute .....	47
I.3.3. Calcul le pouvoir calorifique supérieur et inférieur (PCS-PCI) .....	48
I.3.4. calcul de débit massique Q m .....	49
I.3.4.1. calcul coefficient décharge Ca .....	49
I.3.4.1. Calcul coefficient détente .....	50
I.3.4.2. Calcul la masse volumique $\rho$ .....	51
I.3.4.3. Calcul coefficient de décharge Cb.....	54
II. Calcul le rendement thermique d'une turbine à gaz .....	56
II.1. Calcul le rendement du compresseur .....	57
II.2. calcul le rendement de la turbine .....	58
III. Comparaison entre deux essais de consommation spécifique.....	59

## **Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration**

I. Introduction.....	60
II.1. Introduction aux principes de refroidissement .....	61
II.2. Principe de refroidissement adiabatique .....	63
III. Système De Brouillard.....	64
III.1 principe de fonctionnement du système .....	65
III.2. Evaluation des gains en performances .....	66
III.3. Performances attendues–F'Kirina .....	66
III.3. Procédure de vérification.....	68
V. Méthodologie de test .....	68
V.1. Recommandations .....	69
V.2. Calcul selon le Système De Brouillard .....	70

## Liste des figures

Figure I-1 : Turbine Fourneyron .....	1
Figure I-2 : Turbine Francis .....	2
Figure I-3 : Turbine Kaplan.....	2
Figure I- 4 : Turbine Pelton .....	3
Figure I-5 : Turbine à vapeur à condensaion .....	3
Figure I-6 : Turbine à vapeur sans condensaion.....	4
Figure I-7 : Turbine à gaz une ligne d’arbre.....	5
Figure I-8 : Turbine à gaz a deux arbres.....	5
Figure I-9: Centrale turbine à gaz F’KIRINA.....	6
Figure I-10: Schéma fonctionnel d’un turbo-alternateur .....	8
Figure I-11 : L’alternateur (vue d’extérieur) .....	9
Figure I-12 : composants de la turbine à gaz .....	10
Figure I-13 : Compartiment d’aspiration d’air (vue d’extérieur).....	10
Figure I-14 : filtres d’air.....	11
Figure I-15 : Vu après filtres .....	11
Figure I-16 : Silencieux .....	11
Figure I-17 : ADEV fermés et ADEV ouvert .....	12
Figure I-18 : Le compresseur (vue d’extérieur) avec la vanne anti-pompage au-dessus (en vert) .....	13
Figure I-19: Vue l’emplacement des bruleurs à travers un trou de visite.....	13
Figure I-20 : Système de distribution de combustible FDS.....	13
Figure I-21 : Le rotor du compresseur et de la turbine sur le même arbre.....	14
Figure I-22 : : pompe à l’huile de graissage.....	16
Figure I-23 : pompes huile de soulèvement .....	16
Figure I-24 : Transformateur principal TP.....	18

Figure I- 25: Vanne de gaz principale .....	19
Figure I-26: Filtres séparateur .....	19
Figure I-27 : Rampes Gaz .....	20
Figure I-28 : Compresseur gaz .....	20
Figure II-1: points de mesures .....	23
Figure II-2: Puissance électrique en fonction de la température ambiante .....	35
Figure II-3: puissance électrique en fonction de la pression atmosphérique .....	36
Figure II-4 : puissance électrique en fonction de l'humidité atmosphérique.....	36
Figure II-5 : puissance électrique en fonction de $\Delta P$ Aspiration .....	36
Figure II-6 : puissance électrique en fonction de $\Delta P$ Echappement .....	37
Figure II-7: puissance électrique en fonction de vieillissement.....	37
Figure II-8 : CSP en fonction de la température ambiante .....	38
Figure II-9: CSP en fonction de l'humidité .....	38
Figure II -10: CSP en fonction de $\Delta P$ Aspiration .....	38
Figure II-11: CSP en fonction de $\Delta P$ Echappement.....	39
Figure II-12: CSP en fonction de vieillissement.....	39
Figure II-13 : cycle de Baryton .....	40
Figure IV-1 : l'effet de la température ambiante sur la puissance et la CSP.....	61
Figure IV-2 : diagramme psychrométrique.....	62
Figure IV-3 : système De Brouillard .....	64
Figure IV-4 : variation de puissance entre différentes températures et humidité.....	67
Figure IV-5 : variation de rendement entre différentes températures et humidité .....	67
Figure IV-6 : Courbes de correction efficacité du système de bouillard .....	69

## Liste des tableaux

Tableau II-1: composition molaires, PSI et PCS .....	48
Tableau II-2: pourcentage molaire et facteur de sommation.....	51
Tableau II-3 : Température et pression Pseudo critique.....	53
Tableau III-4 : comparaison entre deux essais de consommation spécifique.....	59
Tableau IV-2 : les paramètres thermodynamique sans et avec système.....	71

## Liste des symboles

BA	Puissance alternateur	MW
BU	Puissance usine	MW
AUX	Puissance axillaires	MW
T	la température ambiante pendant l'essai	°C
$t_0$	température constant donnée par constructeur est égale à 20°C	°C
H	l'humidité relative	%
P	pression atmosphérique	Bar
T gaz	température du gaz	°C
P gaz	pression du gaz	Bar
$\Delta P_{\text{aspiration}}$	la différence entre la pression atmosphérique et la pression après filtres	mbar
$\Delta P_{\text{échappement}}$	la différence entre la pression sortie chambre et la pression atmosphérique	mbar
EOH	Heures de marche équivalente	H
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur	KJ/Kg
PCS	Pouvoir Calorifique supérieur	KJ/Kg
$Z_{\text{essai}}$	Facteur de compressibilité pendant l'essai	/
$\sqrt{b}$	facteur de sommation total du gaz	/
Ft	la température gaz corrigé	°C
Fp	la pression gaz corrigée	Bar
Tc	Température critique	°R
Pc	pression critique	Psi
Tpc	température Pseudo critique	°R

Ppc	pression Pseudo critique	Psi
R	Constant d'air	J/Kg .K
TK1	température entrée compresseur	°C
TK2	température refoulement compresseur	°C
PK1	pression entrée compresseur	Bar
PK2	pression refoulement compresseur	Bar
TAT	Température après Turbine	°C
Xi	Fraction molaire du composant du gaz	%
M <sub>j</sub>	Masse molaire du composant du gaz	Kg /Kmol
M <sub>t</sub>	Masse molaire du Mélange	Kg /Kmol
C	Coefficient de décharge	/
ε	Coefficient de détente	/
δ	coefficient moyen de dilatation de diaphragme	/
δ'	coefficient moyen de dilatation de la conduite	/
β	Rapport des diamètres	/
d	diamètre du diaphragme pendant l'essai	m
d <sub>0</sub>	diamètre donné par le constructeur mesuré	m
D	diamètre de la conduite pendant l'essai	m
D <sub>0</sub>	diamètre donné par le constructeur mesuré	m
ΔP	Pression différentielle à travers l'orifice	Mbar
ρ	Masse volumique du fluide à La température et pression d'essai	Kg /m <sup>3</sup>
Q m	débit massique	Kg/S
μ	viscosité dynamique du fluide aux conditions de l'essai	Kg/ms
ReD	Nombre de Reynolds	/
η	Le rendement de la machine	%



WC	le travail du compresseur	KW
WT	le travail de la turbine	KW
H	Enthalpie	KJ/kg gaz
Pr	Pression relatif	/

## Introduction générale

Les turbines à gaz sont d'une grande importance dans le domaine industriel, notamment dans le domaine des hydrocarbures. L'installation de turbine à gaz est conçue pour fonctionner dans des conditions thermodynamiques de température et de pression spécifiées par les normes ISO. Malheureusement, ces conditions ne sont pas toujours obtenues car elles varient d'un jour à l'autre, d'une région à l'autre (sud, nord), et d'un climat à l'autre (humide, sec, chaud, etc....). Les performances de l'installation de la turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante, plus la température ambiante diminue plus la masse d'air admise dans le compresseur augmente, ce qui influe directement sur les performances. A cet effet notre travail consiste à étudier l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement l'air de l'entrée du compresseur. Il existe plusieurs technologies pour assurer le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur, mais chacune présente des limites d'utilisation. Ainsi, la présentation traite de l'étude du système de refroidissement. Les résultats obtenus ont montré que les performances de la turbine à gaz étudiée se sont améliorées grâce à l'utilisation de ce système, l'augmentation de la puissance nette variant entre 1,5 et 13 MW avec une augmentation du rendement

**I. Introduction**

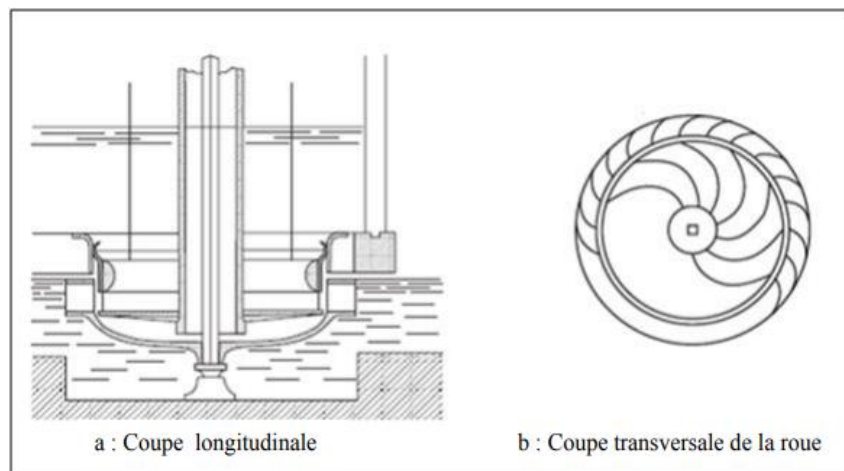
Dans le monde industriel, on trouve plusieurs types de turbines. Elles sont classées suivant leurs modes d'utilisation. Ce chapitre est consacré à la présentation des turbines en façon générale, selon le fluide et le mode d'utilisation, ainsi à la description de turbines à gaz et donner une idée générale de l'unité de production d'énergie électrique attribuée au constructeur ALSTOM par SONELGAZ qui se trouve au niveau de la région de f'kirina

**II. Généralités sur les turbines**

Les turbines se différent selon le type de fluide utilisé, nous avons alors des turbines hydrauliques, à vapeur et turbines à gaz.

**II-1- Turbine hydraulique**

La première véritable turbine à eau, à haut rendement a été construite par Benoit Fourneyron en 1824-1827. Sa première installation était dans un moulin à scierie sur l'Ognon Pont (France). Turbine de Fourneyron était de type radiale, son rendement maximal est de 85%. Une turbine à une vitesse de 2200 tr/min, est connue pour sa capacité de 25 kW avec un diamètre de roue de 312 mm [1].



**Figure I-1** : Turbine Fourneyron

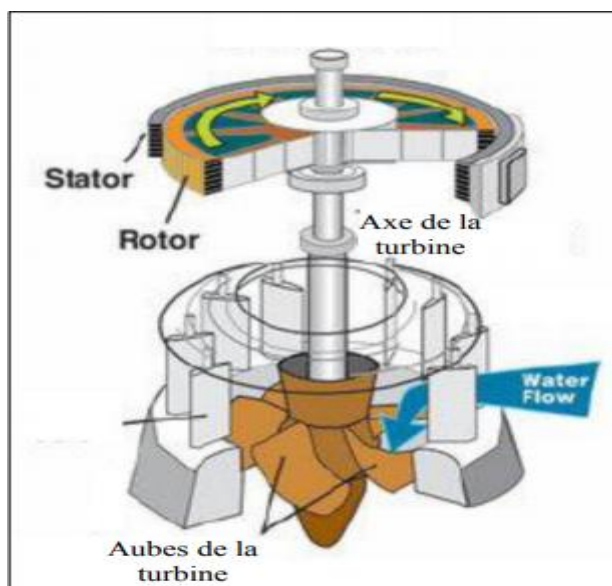
Depuis l'époque de Fourneyron nombreux types de turbines hydrauliques ont été construits et d'autres ont disparu parmi eux la turbine Fourneyron. L'évolution de près de deux siècles essentiellement a laissé trois types de turbines hydrauliques qui sont: turbine Francis, Kaplan et Pelton.

- Turbine Francis: Son domaine d'utilisation est le plus vaste. Elle peut fonctionner dans des conditions de hauteur de chute très étendues : de quelques dizaines de mètres jusqu'à 800 m. La puissance unitaire peut atteindre des valeurs considérables [2]



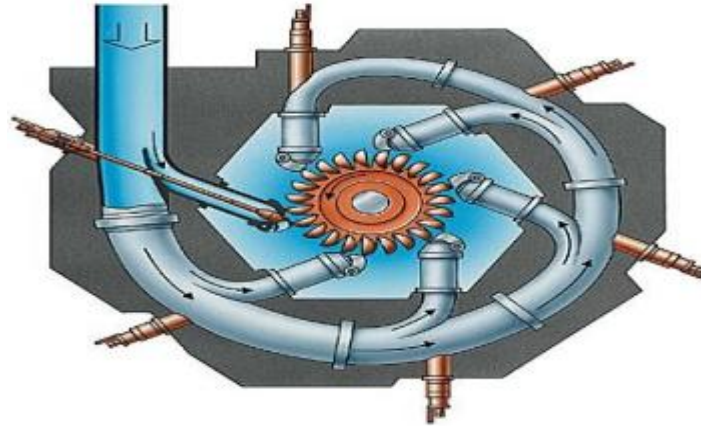
**Figure I-2** : Turbine Francis

- Turbine Kaplan: La turbine Kaplan est une machine à réaction et à injection totale adaptées aux faibles chutes et aux débits élevés (la turbine Kaplan est à pales réglables en marche). L'écoulement dans le rotor est néanmoins purement axial. La turbine Kaplan est utilisée dans une gamme de chute comprise environ entre 12 et 60 m. Ses performances sont élevées sur une large variation de chute et de charge, grâce à son double réglage conjuguant les positionnements des pales et du vannage. L'état actuel de la technologie permet de concevoir des machines de grandes dimensions réalisées en sous ensembles transportables, jusqu'à des diamètres de roue de l'ordre de 10 m et des puissances pouvant aller jusqu'à 250 MW unitaires [3].



**Figure I-3** : Turbine Kaplan

- Turbine Pelton : Adaptées aux chutes supérieures à 400 m et de puissance maximale possible de 350 MW. La turbine Pelton, dont, est une turbine à injection partielle et à veine libre. Sa roue tourne dans l'air. La détente de l'eau jusqu'à la pression atmosphérique est donc effectuée entièrement dans le distributeur de la machine, l'énergie étant disponible à l'entrée de la roue uniquement sous forme d'énergie cinétique, ce qui correspond à la définition d'une machine à action. Cette turbine ne comporte pas de diffuseur. A la sortie de la roue, l'eau s'écoule librement. [3]

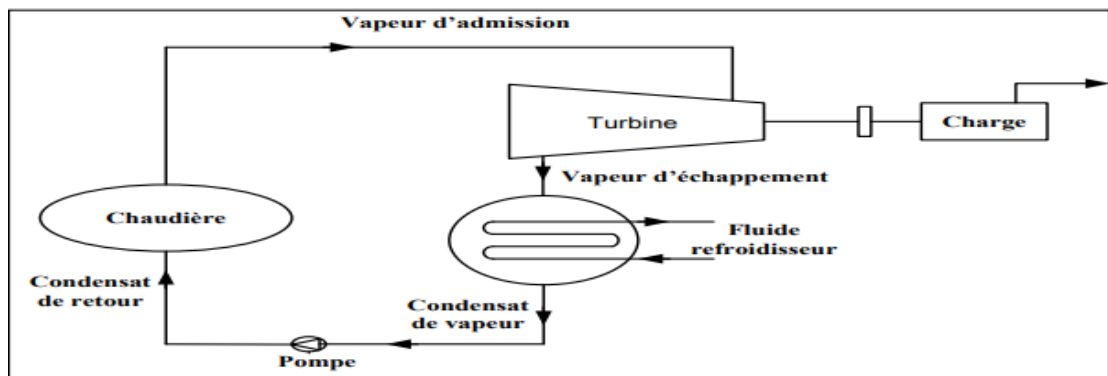


**Figure I-4** : Turbine Pelton

## **II-2- Turbine à vapeur**

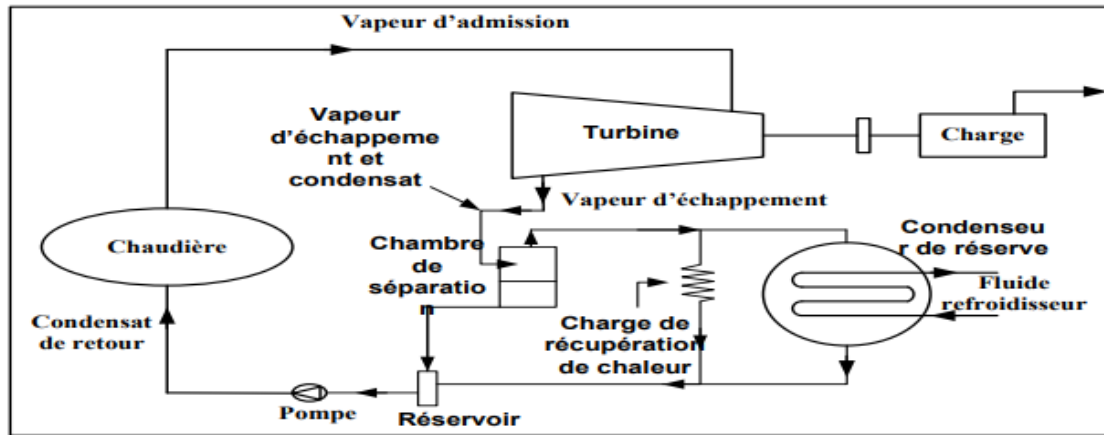
La turbine à vapeur transforme l'énergie de la vapeur en puissance à l'arbre soit par l'impact, soit par le passage de la vapeur sur les aubes fixées à l'arbre. Il ya deux types de turbines à vapeur :

- Type à condensation : la vapeur d'admission est habituellement surchauffée pour minimiser la condensation à l'intérieur de la turbine et la vapeur d'échappement est à une pression inférieure à la pression atmosphérique. La faible pression d'échappement est produite par un échangeur de chaleur externe qui refroidit la vapeur et la condense alors qu'elle s'échappe de la turbine.



**Figure I-5** : Turbine à vapeur à condensation

- Type sans condensation : la vapeur d'échappement est égale ou supérieure à la pression atmosphérique. Comme la vapeur d'admission est souvent à la pression et à la température de saturation ; on obtient un mélange de vapeur et de condensat, soit une vapeur humide. [4]



**Figure I-6** : Turbine à vapeur sans condensation

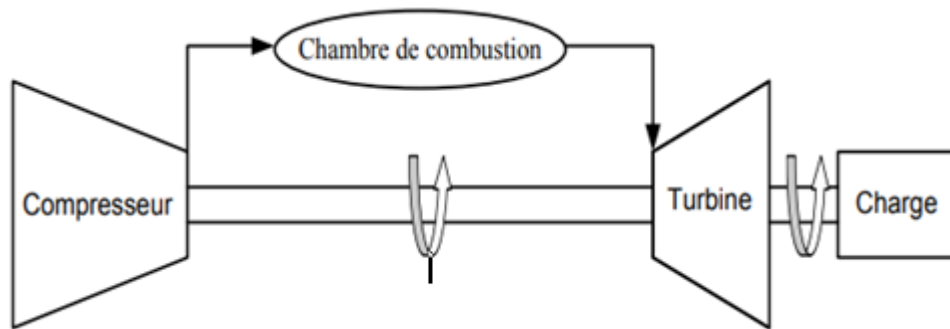
**II-3- Turbine à gaz**

Dans la terminologie, la dénomination officielle des turbines à gaz en français «turbines à combustion» dont l'abréviation est TAC. La dénomination scientifiquement exacte est «turbine à gaz de combustion» puisque se sont les gaz issus d'une combustion qui fournissent l'énergie à la turbine. Il est donc compréhensible qu'une turbine à gaz puisse être alimentée avec des combustibles liquides. [5] Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines, elle a connu des progrès réussis dans les années 1930. La première turbine à gaz a été conçue en 1940, son rendement à cycle simple était environ 17% au cours des années 50 à cause de faible rendement du compresseur, de la turbine ainsi à la basse température d'entrée à la turbine en raison des limitations de la métallurgie de l'époque [6]. Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses avions. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.

**II-3-1 Types de turbine à gaz**

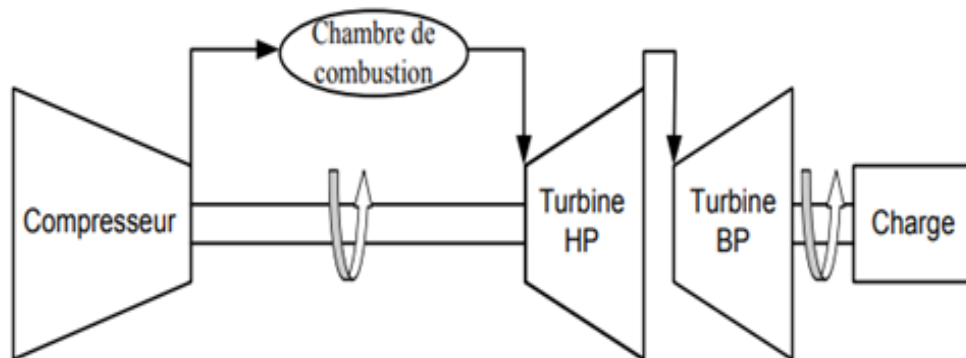
La turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants :

- Une ligne d'arbre : Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une vitesse, ensuite c'est la turbine HP qui continue l'entraînement de l'ensemble des éléments



**Figure I-7 :** Turbine à gaz mono-arbre

- Deux lignes d'arbre: Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine BP au bout d'arbre séparé mécaniquement, La conception à deux lignes d'arbres représente le maximum de souplesse et il est retenu pour les applications de grandes puissances.



**Figure I-8 :** Turbine à gaz a deux arbres

**II-3-2 Principe de fonctionnement :**

Le principe de fonctionnement est presque le même dans toutes les turbine à gaz. Le rotor de la turbine haute pression atteint d'abord une vitesse nominale de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression. Une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. Après l'allumage la combustion continuera dans la chambre. Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression. A son tour, elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la



température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression, ensuite à travers la turbine basse pression, sont déchargés à l'atmosphère. L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial. Quand on le regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

### III. Présentation de la centrale électrique F'KIRINA

Pour réaliser notre sujet, on a effectué un stage pratique au niveau de la centrale F'kirina

#### III-1 Localisation du site

Le site de la centrale se trouve dans la Daïra de F'KIRINA (wilaya de OUM EL BOUAGHI située à 520 km à l'Est d'Alger), à proximité de la route nationale N° 80 menant à F'KIRINA et la ville de KHENCHELA.



**Figure I-9:** la centrale électrique F'KIRINA



**III.2. Description technique et objectif de la centrale**

La centrale de production de l'électricité F'KIRINA, d'un apport puissance nette globale de 2 x 146.2MW Comprend deux GROUPES TURBOALTERNATEUR, elle est entrée en production nominale en mars 2004. De conception récente et de technologie avancée, le contrôle des groupes largement automatisé permet une grande autonomie de fonctionnement. En particulier il assure la marche en toute sécurité pour les cas d'incidence défavorable de facteurs ambiants, de régime transitoire du réseau électriques ou encore d'accidents tout en préservant au maximum la disponibilité de la production d'électricité.

Le combustible principal des turbines est le gaz nature. Le Combustible de secours est le gasoil.

**III.2.1 turbo-alternateur**

Le turbo alternateur à gaz est un dispositif qui permet de produire l'énergie électrique à partir de l'énergie chimique contenue dans le combustible, cette énergie chimique subit plusieurs conversions à travers les différentes parties du turboalternateur avant qu'elle devienne électrique.

Un turbo alternateur est constitué principalement de :

- Un compresseur axial : il fournit la pression et le débit d'air nécessaires à la chambre de combustion.
- Une chambre de combustion annulaire dans laquelle est brûlé le mélange carburant/comburant
- Une turbine qui transforme l'énergie cinétique des gaz du produit combustion en énergie mécanique dont une partie sert à l'entraînement du compresseur et l'autre à la production d'énergie électrique.

Chaque turbine à gaz possède une seule ligne d'arbre, composée d'une turbine à 5 étages et d'un compresseur à 21 étages. La turbine possède une chambre de combustion annulaire équipée de 72 brûleurs.

Le combustible est distribué aux brûleurs par un système situé en dehors de la chambre de combustion.

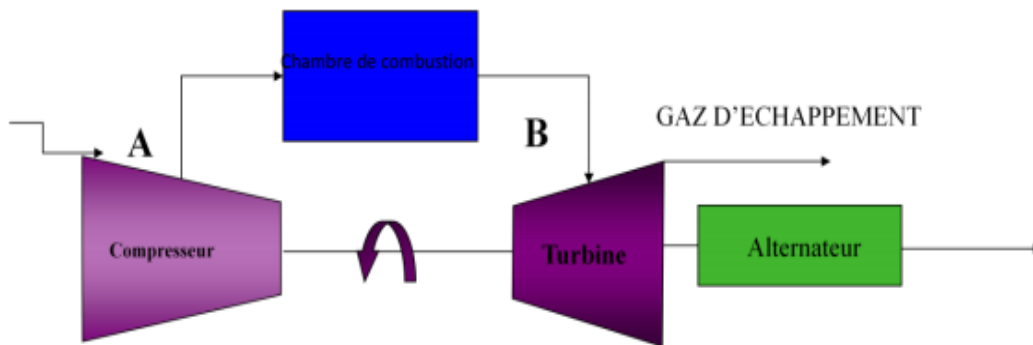
Le débit de l'air comburant est réglé par des vannes situées à l'entrée du compresseur (IGV), ce qui optimise le rendement de la machine sur une large gamme de charge.

La turbine à gaz GT13E2 peut fonctionner en mode « dual fuel ». Le basculement du combustible principal – le gaz naturel – au combustible de secours – le gasoil – est automatique si le gaz naturel n'est pas disponible.

Les brûleurs de type EV (environnement alburners) permettent un pré-mélange de l'air et du gaz qui garantit une meilleure combustion, et en particulier assurent une basse émission d'oxydes azotés (NOx) pendant le fonctionnement au gaz (lean-premix dry Low NOx). Pendant la marche au gasoil, c'est l'injection d'eau qui permet de contrôler les émissions

Le système de prise d'air comprend :

- ✓ un filtre de prise d'air équipé d'un système antigivrage,
- ✓ une gaine d'entrée d'air
- ✓ un silencieux.
- Un alternateur : transforme l'énergie mécanique en énergie électrique, cette dernière est évacuée au réseau à travers un transformateur élévateur dit principal.



**Figure I-10:** Schéma fonctionnel d'un turbo-alternateur [7]

### III.2.2 .Alternateur

L'alternateur est l'élément principal dans la centrale, il convertit l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique qui alimente le réseau. L'alternateur de type WY21Z-096 est une machine synchrone triphasée à deux pôles entièrement logée dans une enveloppe à refroidissement air /eau, le refroidissement se fait dans des échangeurs de chaleurs, l'eau de refroidissement circule dans des circuits fermés et refroidi au niveau des aéro-réfrigérants.

Au démarrage de la turbine à gaz, l'alternateur fonctionne en moteur synchrone à l'aide d'un convertisseur statique de fréquence.

L'Alternateur présente les caractéristiques suivantes :

Tension Alternateur : 15,75 KV.

Puissance Alternateur : 210 MVA.



**Figure I-11** : L'alternateur (vue d'extérieur)

- Un avant-poste à encombrement 220Kv
- Chaque groupe est installé dans une salle des machines communes, est exploités par une salle de contrôle unique.

Le combustible principal des turbines est le gaz naturel, le combustible de secours est le gasoil.

### **III.3. Les Caractéristiques générales de la turbine à gaz étudiée** **GT13E2**

La turbine à gaz du type GT13E2 est une turbine de type Industriel à un seul arbre et un

Seul corps d'une puissance nominale d'environ 146.2 MW

Les caractéristiques constructives du modèle GT13E2 sont :

- Température sèche 17°C
- Humidité relative 62 %
- Pression d'admission 1 013 mbar
- Puissance normale ISO 146.2MW
- Vitesse de rotation 3 000 tr/mn
- Température d'échappement 555 °C
- Consommation spécifique de 2.435Kcal/ KWh

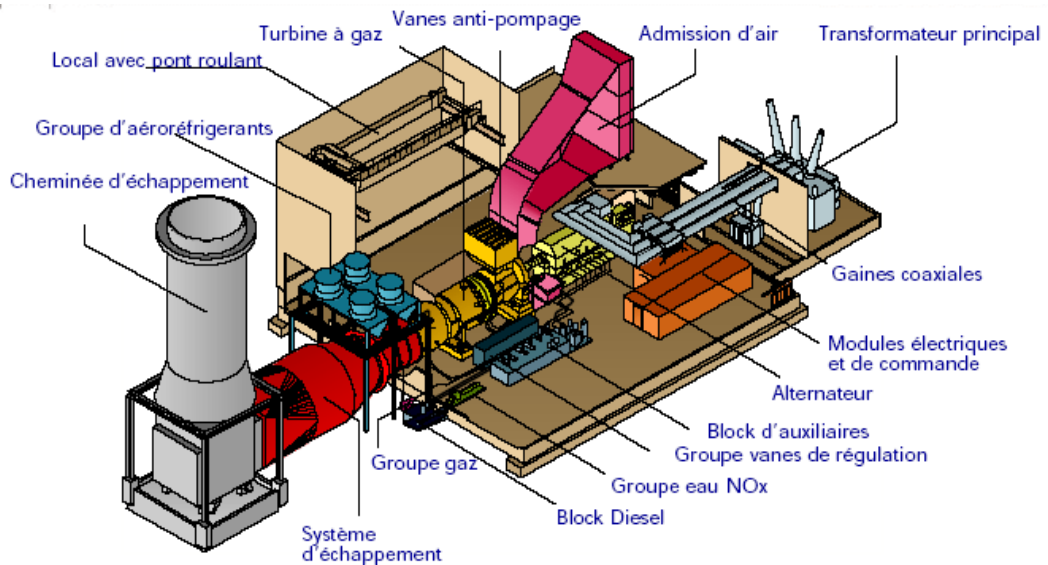


Figure I-12 : composants de la turbine à gaz

### III.4 Spécifications

L'ensemble du turbogénérateur à gaz **GT 13E 2** se compose de six sections ou groupes principaux :

- L'entrée d'air gaine d'admission d'air.
- Le compresseur
- Le système de combustion
- La turbine
- Le générateur
- Les systèmes de support (chaudière, système de commande, système de l'huile, système d'air...etc.)

#### III.4.1 Système admission d'air

L'air dont le compresseur reçoit doit être propre, c'est pourquoi tout un système de filtration d'air est installé. [8]



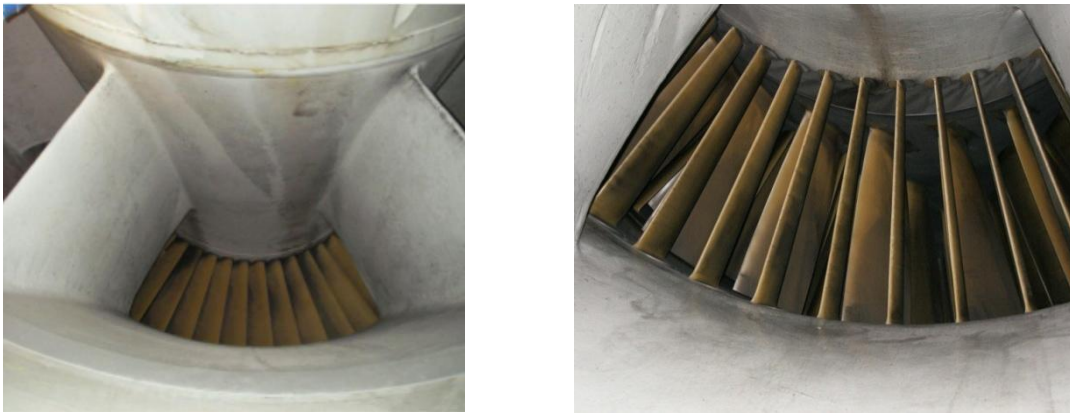
Figure I-13 : Compartiment d'aspiration d'air (vue d'extérieur)

**Figure I-14 : filtres d'air****Figure I-15 : Vu après filtres**

L'air passe après par un silencieux (sert limiter le volume sonore venant du compresseur), Il traverse ensuite un système dit de l'aubage directeur d'entrée variable (ADEV) qui sert à régler le débit d'air filtré qui entre dans le compresseur, cela se fait par l'ajustement de la position angulaire des rangées d'aubages (ADEV), ce système permet d'accélérer le démarrage du turboalternateur et réduire les émissions d'oxyde d'azote en optimisant le taux air combustible.

**Figure I-16 : Silencieux**





**Figure I-17 : ADEV fermés et ADEV ouverts**

Le système d'admission d'air est aussi équipé par :

- ✓ **Des équipements de sécurité et de surveillance** : la pression différentielle de l'ensemble des filtres et les conditions climatiques sont mesurés et affichés aux agents au niveau de la salle de commande.
- ✓ **le système vanne de purge (anti pompage)** : qui sert à protéger le compresseur lors de démarrage et à l'arrêt du phénomène dit anti-pompage.
- ✓ **Le système auto-nettoyage** : Si la différentielle de pression à travers l'ensemble des filtres dépasse une valeur seuil dans des conditions d'humidité et de température définies, un système auto-nettoyage se déclenche ; il s'agit d'un tapotage de filtre d'air engendré par une collision entre le courant d'air aspiré et un autre venant des compresseurs d'air (station d'air comprimé), grâce à ce système la durée de vie des filtres s'allonge.
- ✓ **Le système antigivrage** : Afin d'éviter le phénomène de givre à l'intérieur du compartiment d'aspiration d'air à la période hivernale, l'air chaud provenant de la décharge du compresseur passe à travers une vanne antigivrage motorisée et est envoyé à l'entrée d'aspiration d'air pour augmenter la température de l'air.
- ✓ **Système d'air de refroidissement** : L'air aspiré sert à assurer l'étanchéité de l'huile et le refroidissement du rotor, des roues fixes de la turbine ainsi que des différents paliers.

### **III.4.2 Compresseur**

Le compresseur est de 21 étages de type axial, il est fixé sur le même arbre que la turbine. Il est composé d'un stator et d'un rotor maintenu par deux paliers, les ailettes fixes sur le stator sont dites ailettes fixes, les ailettes fixes sur le rotor sont dites ailettes mobiles. Les ailettes fixes augmentent l'énergie cinétique de l'air en augmentant sa vitesse, les ailettes fixes transforment cette énergie cinétique en pression environ 12 bars.



**Figure I-18 :** Le compresseur (vue d'extérieur) avec la vanne anti-pompage au-dessus (en vert)

### **III.4.3 Chambre de combustion**

La chambre de combustion est un dispositif annulaire (circulaire) placé autour de l'arbre entre le compresseur et la turbine, elle est équipée par 72 brûleurs EV disposés circulairement sur deux rangés autour de la chambre, le processus de la combustion se produit à l'intérieur des brûleurs dans la chambre de combustion.



**Figure I-19 :** Vue l'emplacement des brûleurs à travers un trou de visite



**Figure I-20:** Système de distribution de combustible FDS

La combustion est une réaction chimique entre l'oxygène contenu dans l'air et les composants du combustible. L'air pressurisé est fourni aux brûleurs par le compresseur à travers un diffuseur, Le combustible est fourni aussi aux brûleurs par un système de distribution de combustible. Deux allumeurs ou bougies d'allumage fournissent l'étincelle nécessaire pour la combustion en activant électriquement les torches d'allumage qui sont alimentées en propane, les allumeurs sont éteints une fois la combustion en cours.

La combustion est surveillée par 3 détecteurs de flammes UV, en cas d'absence de flamme le régulateur de la turbine (EGATROL) déclenche le turboalternateur.

### **III.4.4 Turbine**

La turbine où se fait la détente est de 5 étages elle se compose d'un stator (le corps) sur lequel les ailettes fixes sont fixées et un rotor qui supporte les ailettes mobiles. Les ailettes fixes dirigent le gaz de la combustion vers les ailettes mobiles où il se dilate et exerce une force de pression sur les ailettes mobiles, cette action engendre la rotation du rotor qui transmet cette énergie mécanique à l'alternateur.



**Figure I-21** : Le rotor du compresseur et de la turbine sur le même arbre

### **III.4.5 Dispositif de gaz d'échappement**

Le système de gaz d'échappement dirige le flux de gaz d'échappement dans l'atmosphère par la cheminée. Les composants principaux du système de gaz d'échappement dans les centrales à cycle simple sont les diffuseurs d'échappement et la cheminée.

Le diffuseur d'échappement guide le gaz d'échappement du boîtier d'échappement de la turbine à la cheminée. Il dispose d'une structure cylindrique horizontale qui soutient et maintient tous les composants. Il raccorde le boîtier d'échappement de la turbine à la base de la cheminée de manière



étanche au gaz. Le diffuseur est isolé contre les radiations sonores d'échappement, un cône creux est soutenu et centré par une isolation en laine minérale. La cheminée guide le gaz d'échappement vers l'atmosphère. Sa hauteur dépend de la disposition générale de la centrale à turbine à gaz considérée. La cheminée est une structure verticale et cylindrique qui maintient et soutient tous les composants. Sa base contient des ailettes directrices qui dirigent le flux de gaz d'échappement vers le haut. Au milieu de la cheminée, un silencieux amortit le bruit du gaz d'échappement qui s'évacue.

#### **IV- PRESERVATION DE L'ENVIRONNEMENT**

Les valeurs limites d'émissions atmosphériques, chimiques et sonores sont conformes aux normes en vigueur en ALGERIE et à la norme de l'OMS.

##### **IV-1 Les émissions atmosphériques**

La centrale est dotée de capteurs et d'analyseurs d'émissions de NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> et CO

La conception des brûleurs est spéciale, elle permet la réduction du taux d'émissions de NO<sub>x</sub>

Les valeurs limites conformément aux normes en vigueur sont :

Emissions NO<sub>x</sub> : Combustible Gaz : 50 mg / Nm<sup>3</sup>

Combustible gasoil : 120 mg / Nm<sup>3</sup>

#### **V -LES AUXILIAIRES**

##### **V-1 Auxiliaires turbine**

- Dispositif de lancement. Démarrage CSF (convertisseur statique de Fréquence).
- Disjoncteur groupe 52G et Disjoncteur ligne 52L
- Vireur (20-25 bars)
- Cuve D'huile (25m<sup>3</sup>)
- Pompes à l'huile de graissage (6 bars).



**Figure I-22:** pompe à l'huile de graissage

- Pompe à l'huile de lubrification de secours (6 bars).
- Pompes de soulèvement (180-220 bars).



**Figure I-23 :** pompes huile de soulèvement

- Pompe à l'huile motrice (40 bars).
- Aéro – réfrigérants Constituent de :
  - Pompes.
  - Ventilateurs d'air.
  - Radiateur.
  - Echangeur de chaleur.

### **V-2 Transformateurs :**

#### **▪ Fonction des transformateurs**

Le transformateur est un dispositif statique utilisé pour transférer magnétiquement l'énergie électrique d'un circuit à un autre, c'est-à-dire, par induction. En général, les transformateurs transfèrent l'énergie entre des circuits de tension différente. C'est à dire que le fonctionnement du transformateur est basé sur les règles de l'induction électromagnétique.

- **Fonction du transformateur principal**

Le transformateur peut être élévateur ou abaisseur selon les besoins d'un Système particulier La fonction principale du transformateur principal de l'alternateur (de Puissance apparente 210 MVA) est de transférer au réseau l'énergie fournie par l'alternateur. Il prend la tension de sortie de l'alternateur et la transforme afin qu'elle corresponde à celle du réseau.

Mode de refroidissement : ONAN /ONAF

- **Fonction du transformateur de Soutirage**

Le transformateur de soutirage (de puissance apparente 12 MVA) reçoit l'énergie depuis le transformateur principal si le disjoncteur de l'alternateur est ouvert, ou depuis l'alternateur elle-même quand elle fournit de l'énergie au réseau. Le transformateur de soutirage utilise cette énergie pour alimenter les auxiliaires de la turbine à gaz ou de la centrale pendant le fonctionnement ou l'état de veille. Le transformateur de soutirage est la source principale de l'énergie électrique qui sert à alimenter tous les autres transformateurs auxiliaires (transformateur de démarrage, auxiliaires TG, services généraux...).

Mode de refroidissement : ONAN

- **Fonction du transformateur de démarrage**

Ce transformateur dont la puissance apparente est de 5.3MVA reçoit l'énergie électrique de la barre MT 6,6 KV. Son rôle est d'alimenter le système de démarrage de la turbine à gaz (Convertisseur statique de fréquence CFS).

Mode de refroidissement : ONAN

- **Fonction du transformateur auxiliaire TG**

Ce transformateur dont la puissance est de 2 MVA reçoit de l'énergie électrique de la barre MT 6,6 kV. Son rôle est d'alimenter les auxiliaires de la TG à partir de la barre basse tension BJA.

Mode de refroidissement : ONAN

- **Fonction des transformateurs services généraux**

Ces transformateurs de type sec a refroidissement par air et dont la puissance est de 2 MVA reçoivent l'énergie électrique de la barre MT 6,6 kV. Leur rôle est d'alimenter les auxiliaires généraux de la centrale (BOP) à partir de la barre BT 400V (19BFA/BFB/BFE).

### ▪ Fonction des transformateurs d'isolement

Ces transformateurs de type sec a refroidissement par air et dont la puissance est de 630 KVA reçoivent l'énergie électrique de la barre BT 400V (19BFA/BFB). Leur rôle est d'alimenter les auxiliaires généraux de la centrale (BOP) à partir de la barre BT 400V (19BFC/BFD).



Figure I-24 : Transformateur principal TP

### V-3 Diesel de secours :

Trois groupes électrogènes de secours d'une puissance 3 X 2MW.ces derniers alimentent la barre MT 6,6 KV. Chaque groupe possède son propre panneau de commande à partir duquel on peut démarrer manuellement le Diesel. Un sélecteur local nous permet de sélectionner le groupe maître (celui qui démarre le premier lors d'une absence de tension).

### V-4 Poste gaz :

Assure l'alimentation en gaz pour la turbine. Le gaz qui provient du réseau national à 50bar doit passer par plusieurs étapes (filtration, réchauffage, détente) pour cela le poste gaz est composé de :

- La vanne principale (vanne de tête) c'est une vanne motorisé commandé localement ou à partir de la salle de commande. Le rôle principal de cette vanne est de couper l'alimentation gaz en cas d'éventuels travaux ou accèdent.



**Figure I- 25 :** Vanne de gaz principale

- Deux filtres séparateurs primaires plus une bêche pour stocker puis évacue les condensât.



**Figure I-26 :** Filtres séparateur

On a deux chaudières pour réchauffer le gaz avant détente, en fonctionnant avec deux boucles de régulation indépendantes :

- Régulation entre le brûleur et là le bain d'eau en fonction de la température du bain
  - Régulation de la température après détente en agissant sur le débit de gaz frais vers le gaz chaud à travers une vanne régulatrice.
- Station de détente se compose de quatre rompes de détente placée en parallèle réglée en cascade chacun rompe contient :
    - ✓ Deux vannes sphériques de sectionnement manuel.
    - ✓ Un détendeur régulateur qui maintient la pression du gaz après détente a environ 26 bars selon réglage.



**Figure I-27 : Rampes Gaz**

- Deux vannes de sécurité (vannent de claquement) elles coupent l'alimentation en gaz en amont du détendeur régulateur en cas d'élévation brusque de pression de gaz en aval du détendeur.
- Instrumentations (Manomètre, Thermomètre, Transmetteurs de température et pression).
- Compteur de gaz consommé.
- Deux compresseurs à gaz qui assurent l'alimentation en gaz des deux TG avec la pression requise. Ils se mettent en service en cas de baisse de pression 27 bar ils sont placés en parallèle avec les rompes de détente.



**Figure I-28 : Compresseur gaz**

Le poste gaz présente les caractéristiques suivantes :

Pression d'entrée : 21 à 71 bars.

Pression de sortie : 26 bars.

Débit gaz par TG : 45000 Nm<sup>3</sup>/h. [9]



## **Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz**

### **I-Introduction**

Le but des essais est de vérifier la fiabilité de la turbine au cours de son exploitation afin de bien découvrir les anomalies ou déviations par rapport à des conditions de référence afin de les apprécier, d'une part, et de les corriger d'autre part

### **II- Paramètres mesurés :**

- Température ambiante
- Pression atmosphérique
- Humidité relative
- Pression gaz de service
- Température gaz service
- $\Delta P$  aspiration (entrée air d'admission)
- $\Delta P$  échappement
- Vieillessement de la turbine
- Puissance alternateur (BA)
- Puissance usine (BU)
- Consommation auxiliaires (AUX)
- Composition du gaz (analyse chromatographique)

Le but de ces mesures nous permet de déterminer :

- La puissance borne usine nette
- La consommation spécifique nette corrigée de la turbine
- Le rendement

## Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

### II-1-Les paramètres nécessaires dans l'essai

Les essais de performance Couvrent les aspects thermiques de la vérification des garanties : de la puissance électrique et consommation spécifique. Les autres garanties comme le bruit et les émissions sont traitées à part, pour l'essai les paramétré essentielle sont :

- **Puissance brute** : Puissance mesurée aux bornes de l'alternateur, perte de l'excitation incluse.
- **Puissance nette** : est la puissance brute corrigée selon des facteurs de corrections donnés par le constructeur.
- **Consommation spécifique brute** : Energie en kcal contenue dans le combustible – basé sur le PCI ou PCS consommé par les turbines à gaz pour chaque KWh électrique produit. La conversion entre la kcal et les KJ pendant les essais sera de **1 Kcal = 4,1868 KJ**
- **Consommation spécifique nette** est la consommation spécifique brute corrigée selon des facteurs de corrections donnés par le constructeur.
- **Préchauffage (stabilité)** : une période de service à charge de base, nécessaire pour la stabilité des paramétré de mesures à utilisés dans les essais :
  - Température ambiante ne varier pas plus de  $\pm 2^{\circ}\text{C}$
  - Humidité relative ne varier pas plus de  $\pm 2\%$
  - Stabilité de la charge de turbine
  - Stabilité des vibrations
- **T** ( $^{\circ}\text{C}$ ) : la température ambiante.
- **H** (%) : l'humidité relatif
- **P** (bar) : pression atmosphérique
- **T gaz** ( $^{\circ}\text{C}$ ) : température du gaz
- **P gaz** (bar) : pression du gaz
- **$\Delta\text{P aspiration}$**  (Pa) : la différence entre la pression atmosphérique et la pression après filtres
- **$\Delta\text{P échappement}$**  (Pa) : la différence entre la pression sortie chambre et la pression atmosphérique
- **EOH (h)** : (Equivalent Operating Hours) : Heures de fonctionnement équivalentes basé sur le nombre d'heures de fonctionnement réel plus heures de démarrages et les déclenchements)

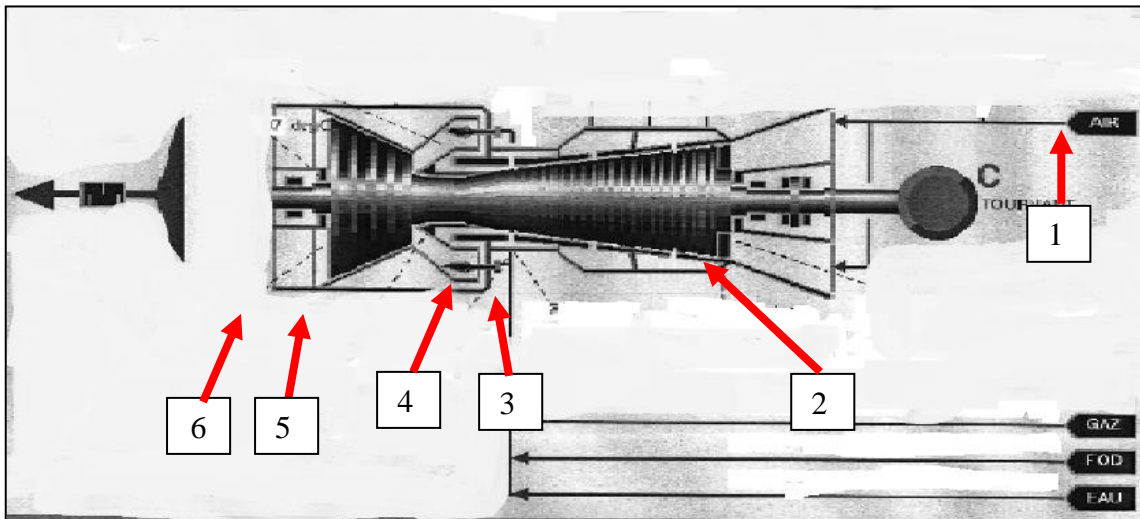


## Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

**Remarque :** chaque démarrage équivalent à 20 heures de marche, et chaque déclenchement équivalent à 200 heures de marche.

- **PCI (KJ/Kg) :** Pouvoir Calorifique Inférieur
- **PCS (KJ/Kg) :** Pouvoir Calorifique supérieur
- **TK1 (°C) :** température entrée compresseur
- **PK1 (bar) :** pression entrée compresseur
- **TK2 (°C) :** température refoulement compresseur
- **PK2 (bar) :** pression refoulement compresseur
- **TAT (°C) (Température après Turbine) :** Température des gaz brûlés après chambre de combustion

### II.2 Emplacement des points de mesures [10]



N°	Emplacement	Mesures	Instruments
1	Air ambiant	Pression, température, Humidité	Baromètre, thermomètre, Thermo-hygromètre
2	Entré compresseur	Pression, température	Manomètre (de pression, de température)
3	Sortie compresseur		Affichage sur OS
4	Entré chambre combustion		
5	Sortie chambre de combustion		
6	Échappement		

**Figure II-1:** points de mesures

## Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

### II.3 Liste des instruments de mesures utilisés pendant les essais

#### II.3.1 débit du gaz :

Compteur mécanique à turbine pour la mesure volume du gaz naturel en m<sup>3</sup>



#### II.3.2 pressions du gaz :

Un manomètre de pression relative pour la mesure de la pression du gaz naturel dans la conduite



#### II.3.3 températures du gaz :

Un thermomètre pour la mesure de la température du gaz naturel



#### II.3.4 différentielles de pression du gaz :

Un transmetteur de pression différentielle pour la mesure de la pression amont et aval du diaphragme.



**Manchettes de mesure**



**Transmetteur de pression  $\Delta P$**

## Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

### II.3.5 Pression atmosphérique :

Un baromètre pour la mesure de la pression atmosphérique



### II.3.6 humidité :

Un thermo-hygromètre pour mesure de l'humidité atmosphérique



### II.3.7 bonbons de gaz :

L'analyse chromatographique du gaz naturel est effectuée en laboratoire par un chromatographe en phase gazeuse. L'échantillonnage du gaz naturel, rapporté au laboratoire, sera effectué en remplissant des bonbonnes de gaz. L'agent responsable de la prise de l'échantillon du gaz naturel doit s'assurer de la bonne étanchéité des bonbonnes. La lecture de l'analyse chromatographique peut être faite sur site si la centrale dispose d'un chromatographe installé online sur la rampe principale du gaz naturel



## **Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas** **pour une turbine gaz**

### **II.3.8 Comptage de l'énergie :**

Le comptage de l'énergie électrique se fait au niveau de la borne alternateur BA, ou au niveau du borne usine BU, Lors des essais de performance l'équipe responsable des essais doit relever l'énergie électrique aux bornes de l'alternateur BA, et au borne usine BU ainsi que l'énergie consommée par les auxiliaires AUX.

Dans le cas d'une indisponibilité ou l'absence d'un appareil de mesure de l'énergie électrique, cette dernière sera relevée au niveau des appareils de la centrale en exploitation



**Compteurs BU**



**Compteurs BA**

Deux Compteur pour affichées la puissance, un coté alternateur l'autre côté usine.

### **II.3.9 Système d'acquisition de données**

Les données des performances peuvent être relevées sur support électronique ou papier. Pour les deux méthodes utilisées, toutes les données relevées seront consignées et officialisées sur un support papier, tout en gardant une copie sur un support électronique afin de faciliter le calcul de la consommation spécifique. Il est préférable d'utiliser un système d'acquisition de données pour relever sur une seule station toutes les valeurs utilisées pour le calcul des performances corrigées.



## Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

### III- Calibration des Instruments de Mesure

Tous les instruments de mesure dédiés pour les performances doivent être calibrés périodiquement. La précision des instruments de mesure pour les essais de performance sera celle décrite dans la procédure de performance relative à chaque groupe de production. Dans le cadre des essais de performance ou de réception l'étalonnage des instruments de mesure doit être effectué par un laboratoire accrédité

### IV- LES NORMES :

Les Essais de performance sont cadrés par des normes et des guides techniques qui peuvent servir de base de mise en oeuvre de ces essais et l'établissement des rapports, les procédures des essais de performance données par les constructeurs sont tenues de se conformer aux normes, les principales normes applicables en ce domaine :

#### ➤ Les normes relatives aux essais de réception

- ISO 2314-2009 : Turbines à gaz — Essais de réception
- ASME PTC 22 : Performance Test Code on Gas Turbines
- AGA 8; Computing Thermal Properties of Natural Gas
- AGA report 3: part 3 Orifice metering of natural gas other related hydrocarbon fluids "part 3 natural gas applications "

#### ➤ Les normes relatives à la composition de gaz

- ISO 6976, Gaz naturel — Calcul du pouvoir calorifique, de la masse volumique, de la densité relative et de l'indice de Wobbe à partir de la composition
- ASTM.D1945.2009 Standard Test Method for Analysis of Natural Gas by Gas Chromatography

#### ➤ Les normes relatives au débit de fluide

- **NF EN ISO 5167-1** : Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire  
Partie 1 : Principes généraux et exigences générales
- **NF EN ISO 5167-2** : Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire  
Partie 2 : Diaphragmes

## **Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz**

- **NF EN ISO 5167-3** : Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire  
Partie 3 : Tuyères et Venturi-Tuyères
- **NF EN ISO 5167-4** : Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils Déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire  
Partie 4 : Tubes de Venturi

### **V. Les préparatifs et les actions à réaliser durant les essais de performance**

#### **V.1. Les préparatifs pendant l'essai :**

Pour un bon déroulement et pour la fiabilité des essais de performances les préparatifs suivants sont indispensables :

- Choix de la période des essais (conditions site)
- Vérification de la validité d'étalonnage des instruments de mesure utilisé dans les essais
- Préparation du système d'acquisition de données pour les relevés des paramètres automatiques
- Préparation de fiches de relève des paramètres manuels
- Préparation des bouteilles de prise d'échantillons de combustible
- Préparation du groupe qui va subir les essais de performances en le laissant la période de stabilité requise.
- Stabilité des paramètres du groupe au minimum 4 heures, les valeurs de consignes devront rester identiques entre le début de la période de stabilisation et la fin de l'essai de performance, sauf modifications mineures acceptées. des vues d'écrans pourront être imprimées.

#### **V.2. Après les essais :**

Après la réalisation des essais, vérification de valeurs obtenues pendant l'essai, est faire les calculs pour l'élaboration des rapports demandé par la direction générale.

## **Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas** **pour une turbine gaz**

### **VI. Calcul de la puissance et la consommation spécifique**

#### **VI.1 Puissance et consommation spécifique**

Les valeurs de la consommation spécifique et la puissance électrique pour chaque essai aux conditions de référence contractuelles et aux valeurs ISO sont comparés aux valeurs de garantie données par le constructeur qui sont mentionnées ci- dessous :

➤ **Les conditions contractuelles :**

Température ambiante .....	17 °c
Pression atmosphérique .....	904 mbar
Humidité relative .....	62%
Fréquence réseau .....	50HZ
Facture de puissance .....	0.85
Vieillessement .....	100 EOH
Perte de pression admission compresseur ....	6 mbar
Perte de pression échappement turbine.....	5 mbar

➤ **Les conditions ISO :**

Température ambiante .....	15 °c
Pression atmosphérique .....	1013 ,25 mbar
Humidité relative .....	60%
Fréquence réseau .....	50HZ
Facture de puissance .....	0.85
Vieillessement .....	100 EOH
Perte de pression admission compresseur ...	0 mbar
Perte de pression échappement turbine.....	0 mbar

## Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

### Valeurs de garanties contractuelles et ISO

#### ➤ Garanties contractuelles

Puissance nette groupe = 145 310 KW

Puissance nette centrale = 292 400 KW

Consommation spécifique groupe = 10 198 KJ/KWh

Consommation spécifique centrale = 10 124 KJ/KWh

#### ➤ Garanties ISO

Puissance nette groupe = 166 507KW

Puissance nette centrale = 335 054 KW

Consommation spécifique groupe = 11 170 ,38 KJ/KWh

Consommation spécifique centrale = 11 090,83 KJ/KWh

NB : les consommations spécifiques garanties sont calculées par rapport au PCI

### VII. Méthode de calcul

#### VII.1 Calcul de la puissance électrique corrigée

La puissance électrique sera corrigée aux conditions spécifiées en appliquant les facteurs de correction relevés des courbes de correction transmises par le Constructeur de la machine, et décrite dans la procédure des essais de performance.

La formulation générale de la puissance électrique corrigée suivante : [11], [12]

$$BU \text{ corrigée} = \frac{BU \text{ brute}}{\text{produit facteurs de corréctios Puissance}} \quad (\text{II. 1})$$

$$BU \text{ corrigée} = \frac{BU \text{ brute}}{C1 * C2 * C3 * C4 * C5 * C6 * C7 * C8} \quad (\text{II. 2})$$

BU brute: puissance brute

BU <sub>nette corrigée</sub> : puissance nette corrigée



## Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

### VII.1.1 Facteurs de corrections Puissance

C1 : facteur de correction en fonction de la température ambiante

C2 : facteur de correction en fonction de la pression atmosphérique

C3 : facteur de correction en fonction de l'humidité relative

C4 : facteur de correction en fonction de la fréquence du réseau

C5 : facteur de correction en fonction du facteur de puissance

C6 : facteur de correction en fonction du vieillissement

C7 : facteur de correction en fonction du  $\Delta p$  admission

C8 : Facteur de correction en fonction du  $\Delta p$  échappement

Avec :

$$C1 = \frac{\text{coefficient lu}}{0.989}$$

$$C2 = \frac{\text{coefficient lu}}{0.892}$$

$$C3 = \frac{\text{coefficient lu}}{1}$$

$$C4 = \frac{\text{coefficient lu}}{1}$$

$$C5 = \frac{\alpha}{\beta}$$

$\alpha$  : rendement à la puissance mesurée et au facteur de puissance mesuré

$\beta$  : rendement à la puissance mesurée et au facteur de puissance nominal

$$C6 = \frac{1}{1 - \frac{\text{coefficient lu}}{100}}$$

## **Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas** **pour une turbine gaz**

$$C7 = \frac{\text{coefficient lu}}{0.99}$$

$$C8 = \frac{\text{coefficient lu}}{0.997}$$

❖ Coefficient lu : est le facteur déterminer des courbes de correction

### **VII.2 Calcul de la consommation spécifique corrigée :**

La consommation spécifique sera corrigée aux conditions spécifiées en appliquant les facteurs de correction relevés des courbes de correction transmises par le Constructeur de la machine, et décrite dans la procédure des essais de performance.

#### **VII.2.1 Calcul de la consommation spécifique corrigée [13]**

$$\text{CSP corrigée} = \frac{\text{CSP brute}}{\text{produit facteurs de corrctions CSP}} \quad (\text{II. 3})$$

$$\text{NPHR} = \frac{\text{NPHRm}}{k1 * k3 * k4 * k5 * k6 * k7 * k8} \quad (\text{II. 4})$$

NPHR : consommation spécifique corrigée

NPHR m : consommation spécifique essai

#### **VII.2.2 Facteurs de corrections**

K1 : facteur de correction en fonction de la température ambiante

K3 : facteur de correction en fonction de l'humidité relative

K4 : facteur de correction en fonction de la fréquence du réseau

K5 : facteur de correction en fonction du facteur de puissance

K6 : facteur de correction en fonction du vieillissement

K7 : facteur de correction en fonction du  $\Delta p$  admission

K8 : facteur de correction en fonction du  $\Delta p$  échappement

$$K1 = \frac{0.997}{\text{coefficient lu}}$$

$$K3 = \frac{1}{\text{coefficient lu}}$$

$$K4 = \frac{1}{\text{coefficient lu}}$$

## Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

$$K5 = \frac{\alpha}{\beta}$$

$\alpha$  : rendement à la puissance mesurée et au facteur de puissance nominal

$\beta$  : rendement à la puissance mesurée et au facteur de puissance mesuré

$$K4 = \frac{1}{\text{coefficient lu}}$$

$$K6 = \frac{1}{1 + \frac{\text{coefficient lu}}{100}}$$

$$K7 = \frac{0.996}{\text{coefficient lu}}$$

$$K8 = \frac{0.997}{\text{coefficient lu}}$$

❖ Coefficient lu : est le facteur déterminer des courbes de correction

### VII.3. Calcul de la consommation spécifique brute

○ Avec PCI

$$\text{CSP brute} = \frac{\text{débit massique} \times \text{PCI}}{\text{Puissance}} \quad (\text{II.5})$$

○ Avec PCS

$$\text{CSP brute} = \frac{\text{débit massique} \times \text{PCS}}{\text{Puissance}} \quad (\text{II.6})$$

#### VII.3.1 Calcul pouvoir calorifique inférieur et supérieur

Le pouvoir calorifique du combustible utilisé pour le calcul de la consommation spécifique peut être soit le pouvoir calorifique supérieur PCS ou le pouvoir calorifique inférieur PCI. Ce dernier est exprimé en kcal/kg ou bien en kcal/m<sup>3</sup>

$$\text{PCI (t1)} = \sum (x_i * M_j / M_T) * \text{PCI}_h(t1) \text{ en (KJ/Kg) et } ((\text{KJ/Kg}) / 4.1867) = \text{Kcal/Kg}$$

Où :

## Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

PCI (t1) : Pouvoir calorifique du mélange à la température t1

Xi - Fraction molaire du composant du gaz

M<sub>j</sub> - Masse molaire du composant du gaz

M<sub>t</sub> - Masse molaire du Mélange =  $\sum (x_i \cdot M_j)$

PCI<sub>h</sub>(t1) -pouvoir calorifique composant du gaz

### VII.4 Calcul du débit massique du gaz naturel [14]

Le débit massique est déterminé à l'aide de l'équation suivante :

$$Q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho} \quad (II.7)$$

C : Coefficient de décharge

β: Rapport des diamètres ( $\frac{d}{D}$ )

ε : Coefficient de détente

d : diamètre du diaphragme en mètre(m)

Δp : Pression différentielle à travers l'orifice en Pa (Pascal)

D : diamètre de la conduite en mètre (m)

ρ<sub>1</sub> : Masse volumique du fluide à La température et pression d'essai en (Kg /m<sup>3</sup>)

#### VII.4.1 Coefficient de décharge C [15]

$$C = 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left( \frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5} \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} \\ + (0,043 + 0,080e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031(M'_2 - 0,8M'_2{}^{1,1})\beta^{1,3}$$

$$Re_D = \frac{V_x D}{\gamma} = \frac{4Q_m}{\pi \mu D}$$

Q<sub>m</sub> : débit massique en (Kg/S)

## Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

$\mu$  : viscosité dynamique du fluide aux conditions de l'essai en (Kg/ms).

D : Diamètre de la tuyauterie aux conditions de l'essai en (m) [16]

### VII.4.2 Détermination du coefficient de détente $\epsilon$ [17]

$$\epsilon = 1 - (0.351 + 0.256\beta^4 + 0.93\beta^8) \left[ 1 - \left( \frac{P2}{P1} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \quad (\text{II. 8})$$

### Courbes de correction [18]

#### 1- Pour la Puissance électrique

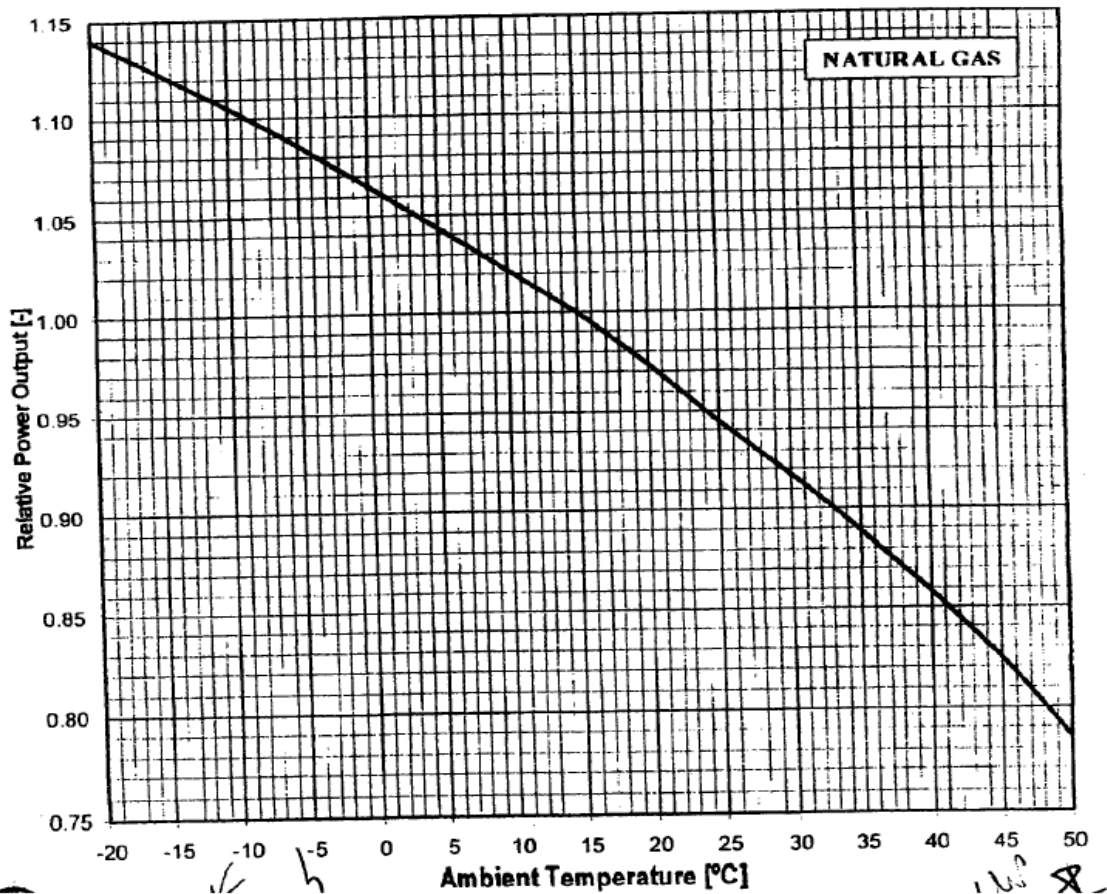


Figure II-2: Puissance électrique en fonction de la température ambiante

## Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

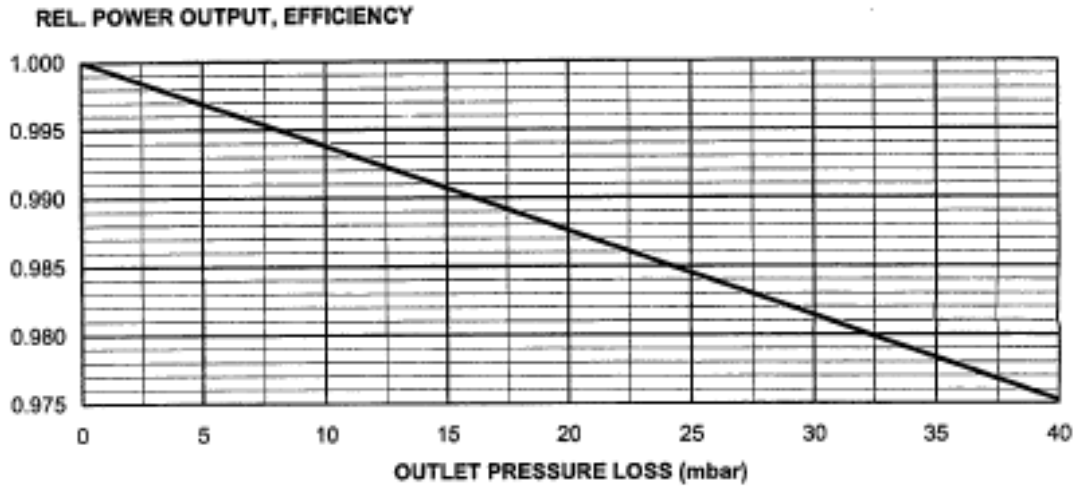


Figure II-3: puissance électrique en fonction de la pression atmosphérique

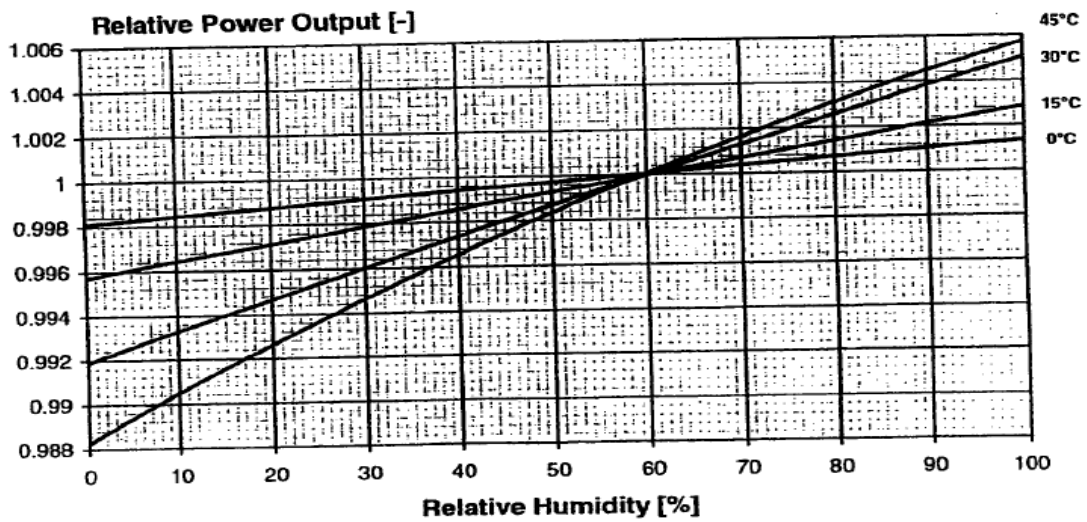


Figure II-4 : puissance électrique en fonction de l'humidité atmosphérique

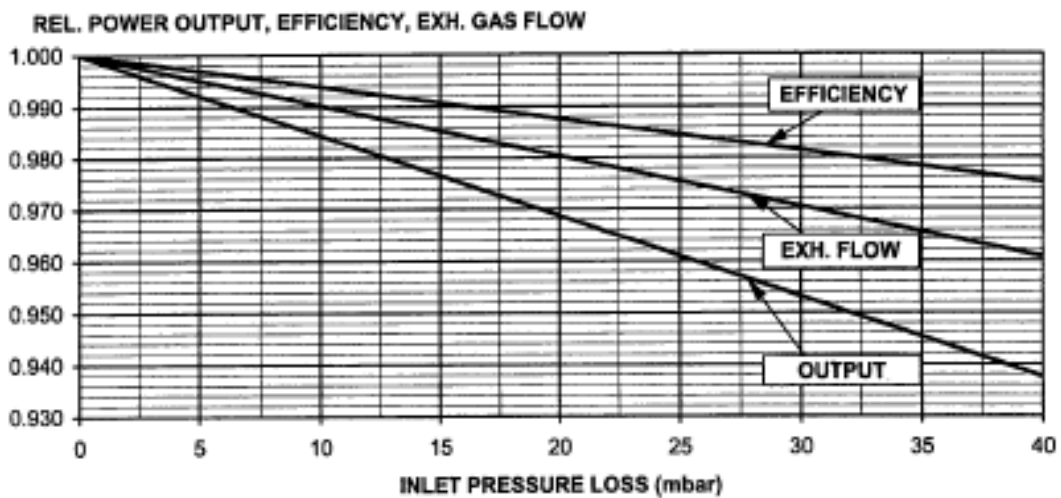
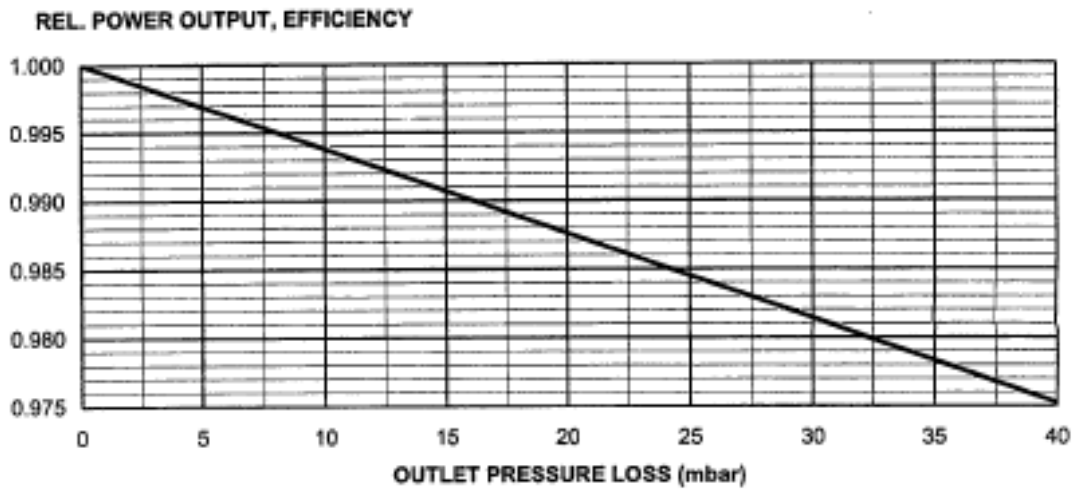
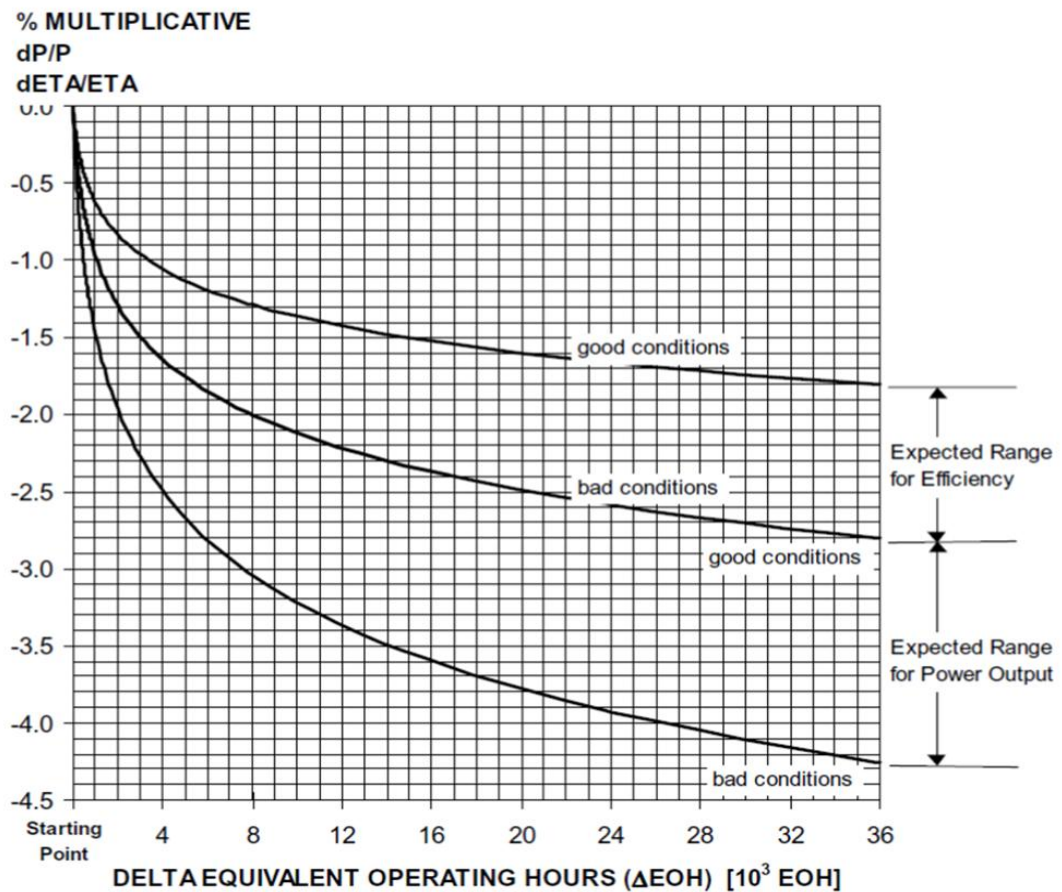


Figure II-5 : puissance électrique en fonction de  $\Delta P$  Aspiration

## Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

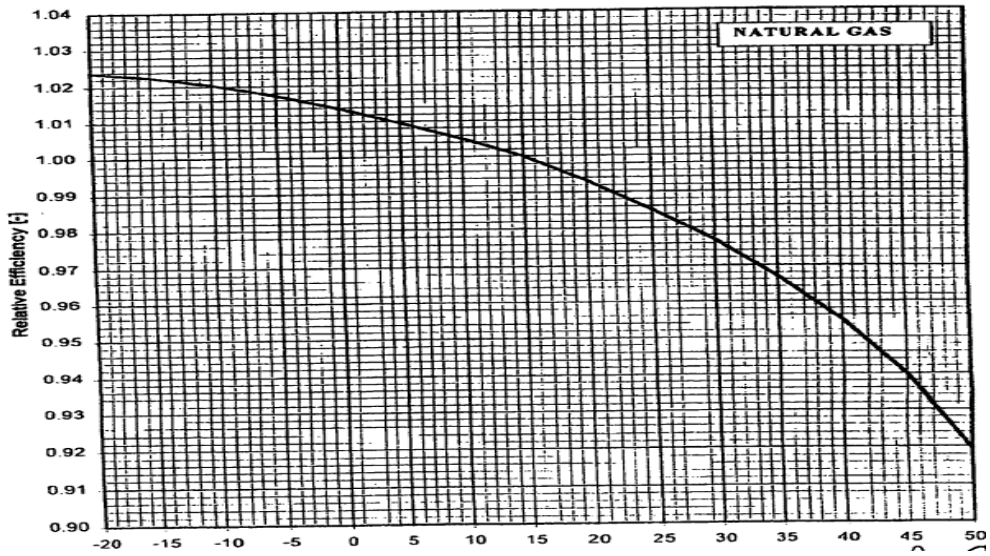


**Figure II-6 :** puissance électrique en fonction de  $\Delta P$  Echappement

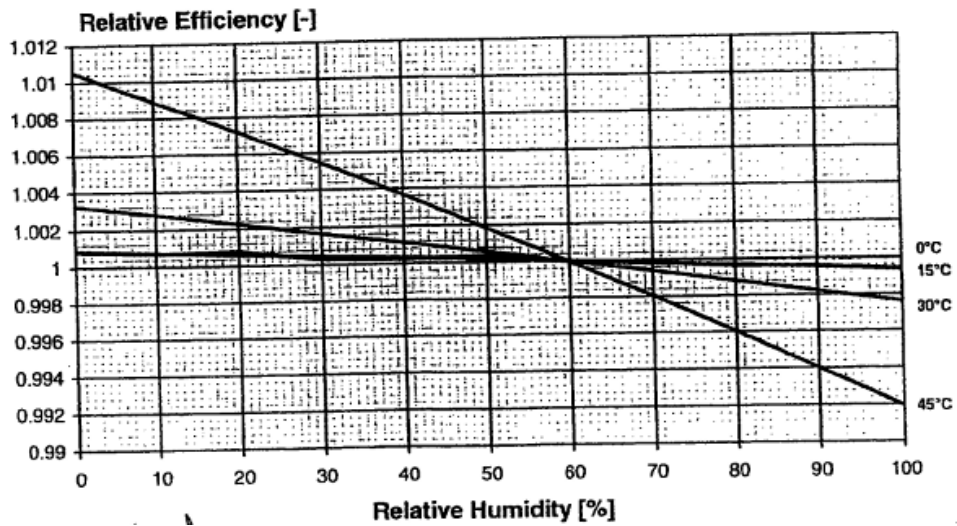


**Figure II-7:** puissance électrique en fonction de vieillissement

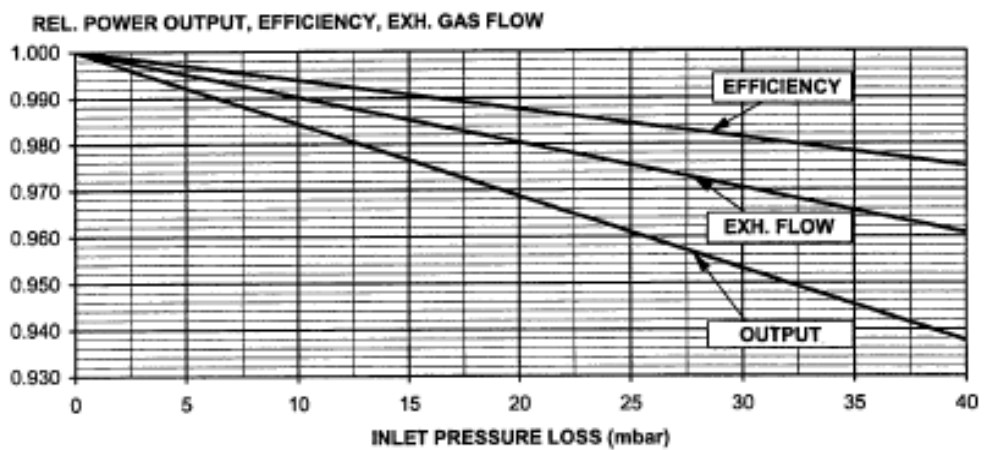
**2- Pour la Consommation spécifique**



**Figure II-8 :** CSP en fonction de la température ambiante



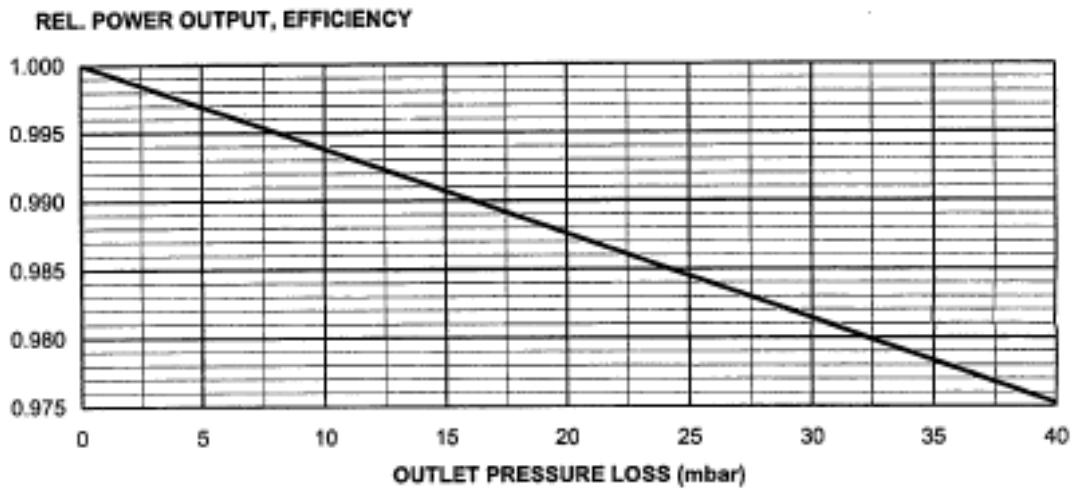
**Figure II-9:** CSP en fonction de l'humidité



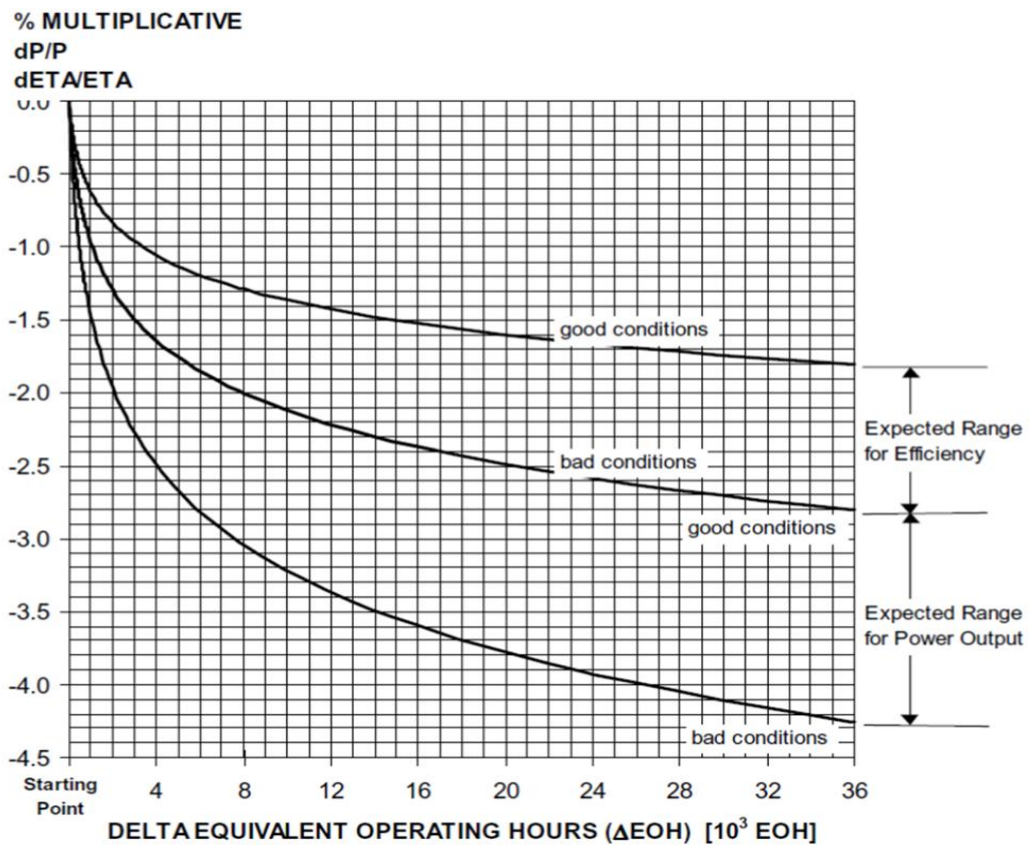
**Figure 1:** CSP en fonction de  $\Delta P$  Aspiration



## Chapitre II    Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz



**Figure 2:** CSP en fonction de ΔP Echappement



**Figure II-12:** CSP en fonction de vieillissement

## Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

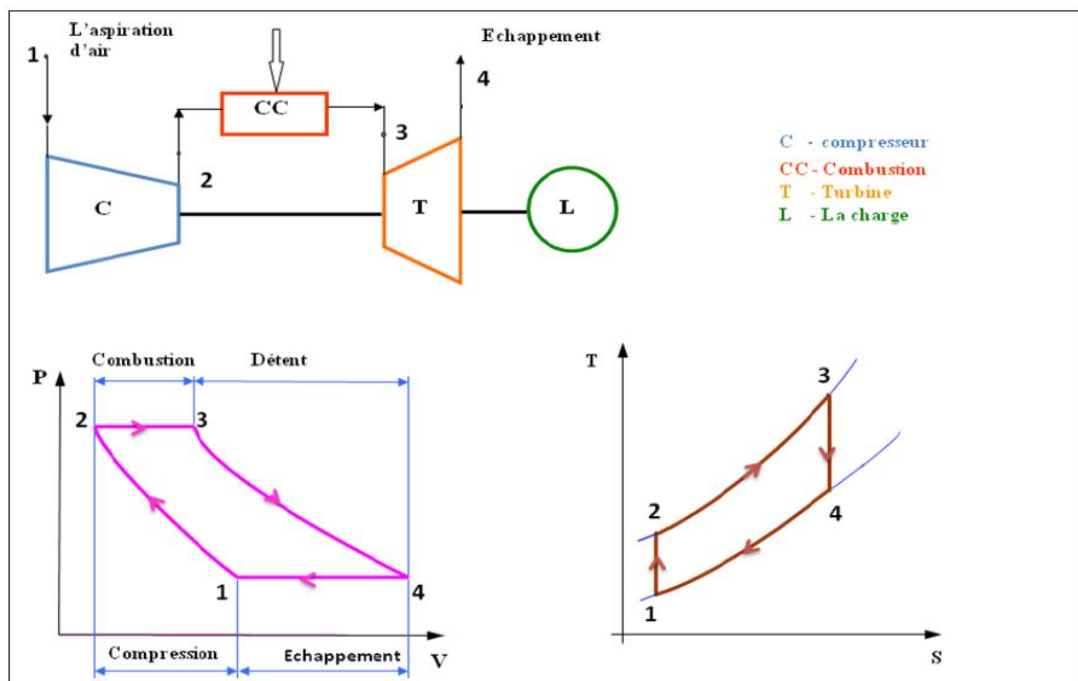
### VIII. Définition de Rendement

#### VIII 1. Rendement

Les installations de turbines à gaz les plus simples comprennent les éléments suivants : pompe d'alimentation de combustible, compresseur d'air, chambre de combustion et turbine à gaz.

La turbine à gaz et le compresseur se trouvent sur le même arbre, Le compresseur aspire l'air atmosphérique, le comprime puis l'envoie vers la chambre de combustion, dans cette chambre à la pression constante le combustible pulvérisé brûle et le fluide moteur reçoit une quantité de chaleur. La température des gaz augmente, puis ces gaz pénètrent dans la turbine à gaz et au cours de la détente des gaz, l'énergie thermique est transformée en énergie cinétique et celle-ci se transforme à son énergie mécanique.

Considérons le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz sans tenir compte des pertes dans la turbine et dans le compresseur. Un tel cycle s'appelle cycle théorique.[19]



**Figure II-13** : cycle de Baryton [20]

1-2 : compression isentropique.

2-3 : combustion isobare.

3-4 : détente isentropique.

4-1 : Echappement

## Chapitre II      Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz

Le rendement  $\eta$  est défini comme une grandeur sans dimension qui caractérise l'efficacité d'une transformation, elle caractérise généralement la conversion d'une forme d'énergie en une autre.

Pour un système, le rendement est défini comme étant le rapport entre l'énergie recueillie en sortie et l'énergie fournie en entrée.

$$\eta = \frac{WT - WC}{Q1} \quad (\text{II. 9})$$

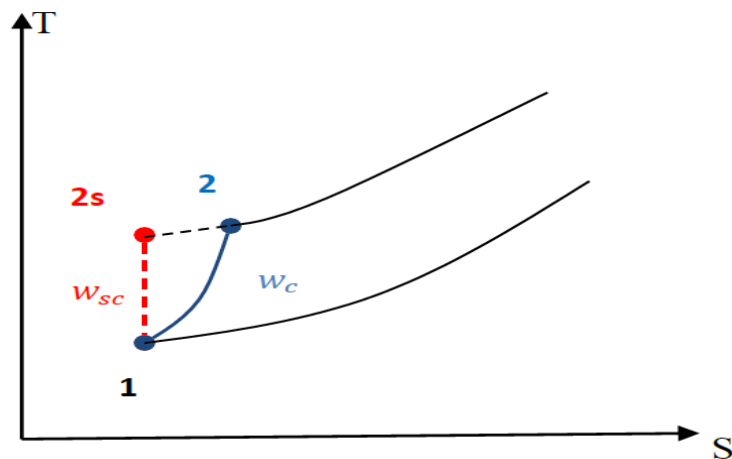
$\eta$ : Le rendement de la machine

WC : le travail du compresseur

WT : le travail de la turbine

Q1 : la quantité de chaleur fournie.

### VIII 1.1 Le travail du compresseur WC :

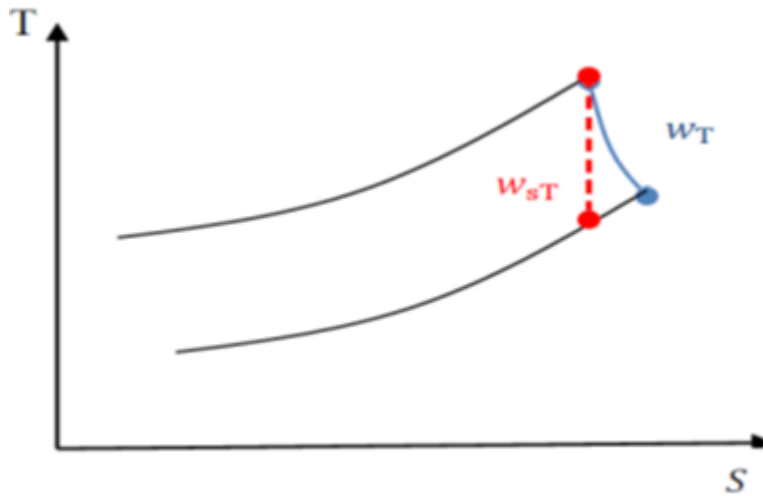


Le travail de compression par unité de masse :

$$W_c = C_p (T_{2,1}) * (T_2 - T_1) \quad (\text{II.10})$$

**Chapitre II Concept général des essais de performance et étude de cas pour une turbine gaz**

**VIII .1.2. Le travail de la turbine WT :**



Le travail de turbine par unité de masse :

$$W_T = C_p (T_{3,4}) * (T_3 - T_4) \quad (II.11)$$

**VIII .1.3. La quantité de chaleur fournie Q1 :**

$$Q_1 = C_p (T_{3,2}) * (T_3 - T_2) \quad (II.12)$$

En remplaçant l'équation (II.10) ,(II.11) et (II.12) dans l'équation (II.9)

On obtient :

$$\eta = \frac{[(C_p * (T_2 - T_1)) - (C_p * (T_3 - T_4))]}{(C_p * (T_3 - T_2))} \quad (II.13)$$

Nous extrayons C<sub>p</sub> facteur commun et on obtient la formule générale du rendement est :

$$\eta = \frac{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}{(T_3 - T_2)} \quad (II.14)$$

**I. Etudes thermodynamique****I.1 Valeurs mesurés :**

➤  $BA_{initial} = 9813562.8 \text{ MW}$  ,  $BA_{final} = 9813628.0 \text{ MW}$

$BA_{brute} = (9813628.0 - 9813562.8) * 2 = 130,40 \text{ M Wh}$

➤  $BU_{initial} = 109115.0 \text{ MW}$  ,  $BU_{final} = 109179.8 \text{ MW}$

$BU_{brute} = (109179.8 - 109115.0) * 2 = 129,6 \text{ MWh}$

➤  $AUX_{initial} = 36859.87 \text{ MW}$  ,  $AUX_{final} = 36860.07 \text{ MW}$

$AUX_{brutes} = (36859.87 - 36860.07) * 2 = 0,4 \text{ MWh}$

➤ Valeur compteur mécanique initial =  $98768620 \text{ m}^3$

➤ Valeur compteur mécanique final =  $98769320 \text{ m}^3$

➤  $\Delta P$  manchette =  $269,39 \text{ mbar} = 204,74 \text{ mm hg}$

➤ Température Ambiante moyenne =  $38,07^\circ\text{C}$

➤ Pression atmosphérique moyenne =  $911,00 \text{ mbar}$

➤ Température gaz moyenne =  $26^\circ\text{C}$

➤ Pression gaz moyenne =  $26.67 \text{ bar}$

➤ Humidité =  $16,80 \%$

➤ EOH =  $11621 \text{ h}$

➤  $\Delta P$  aspiration =  $772 \text{ Pa}$

➤  $\Delta P$  échappement =  $1 \text{ Pa}$

➤ Température entrée compresseur (TK1) =  $34,13^\circ\text{C}$

➤ Pression entrée compresseur (PK1) = pression (ATM) =  $911,00 \text{ mbar}$

➤ Température refoulement Compresseur (TK2) =  $427,67^\circ\text{C}$

➤ Pression refoulement compresseur (PK2) =  $12,20 \text{ bar}$

➤ Température Moyenne d'échappement (TAT) =  $521,33^\circ\text{C}$

**I.2 Calcul de la puissance nette corrigée :**

$$BU_{corrigée} = \frac{BU_{brute}}{\text{produit facteurs de corréctios Puissance}}$$

**I.2.1 Déterminations des facteurs de corrections puissance**

Selon les graphes donnés au chapitre II ont déterminés les valeurs des facteurs de correction.

**I.2.1.1 facteur de température C<sub>1</sub> :**

Facteur de correction en fonction de la température= 0,87371

Facteur de correction en fonction de la température ambiante contractuelle = 0,98900

$$C_1 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de la température ambiante}}{\text{Facteur de correction en fonction de la température ambiante contractuelle}}$$

$$C_1 = 0,87371 / 0,98900 = 0,88342$$

**I.2.1.2 facteur de Pression C<sub>2</sub> :**

Facteur de correction en fonction de la pression atmosphérique = 0,90028

Facteur de correction en fonction de la pression atmosphérique contractuelle= 0,89200

$$C_2 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de la pression atmosphérique}}{\text{Facteur de correction en fonction de la pression atmosphérique contractuelle}}$$

$$C_2 = 0,90028 / 0,89200 = 1,00928$$

**I.2.1.3 facteur de l'humidité C<sub>3</sub> :**

Facteur de correction en fonction de l'humidité relative = 0,99299

Facteur de correction en fonction de l'humidité relative contractuelle= 1

$$C_3 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de l'humidité relative}}{\text{Facteur de correction en fonction de l'humidité relative contractuelle}}$$

$$C_3 = 0,99299 / 1 = 0,99299$$

**I.2.1.4 facteur de la fréquence du réseau C<sub>4</sub> :**

Facteur de correction de fréquence relative = 1

Facteur de correction de fréquence relative contractuelle= 1

$$C_4 = \frac{\text{Facteur de correction de fréquence relative}}{\text{Facteur de correction de fréquence relative contractuelle}}$$

$$C_4 = 1 / 1 = 1$$

**I.2.1.5 facteur de puissance  $C_5$  :**

Facteur de correction de puissance relative = 1

Facteur de correction de puissance relative contractuelle= 1

$$C_5 = \frac{\text{Facteur de correction de puissance relative}}{\text{Facteur de correction de puissance relative contractuelle}}$$

$$C_5 = 1 / 1 = 1$$

**I.2.1.6 facteur du vieillissement  $C_6$  :**

Facteur de correction en fonction du vieillissement= -2,17782

$$C_6 = \frac{1}{(\text{Facteur de correction de vieillissement relative contractuelle}/100)}$$

$$C_6 = \frac{1}{(1 - \frac{-2.17782}{100})} = 0.97868$$

**I.2.1.7 facteur  $\Delta P$  aspiration  $C_7$  :**

Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'aspiration = 0,98774

Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'aspiration contractuelle= 0,9900

$$C_7 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'aspiration}}{\text{Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'aspiration contractuelle}}$$

$$C_7 = 0,98774 / 0,9900 = 0,99772$$

**I.2.1.8 facteur  $\Delta P$  Echappement  $C_8$  :**

Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'échappement = 1

Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'échappement contractuelle=0.997

$$C_8 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'échappement}}{\text{Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'échappement contractuelle}}$$

$$C_8 = 1 / 0,997 = 1,00301$$

- ❖ On remplace les facteurs de correction ( $C_1$ ..... $C_8$ ) calculés dans l'équation sous dessous pour déterminer la puissance BU corrigée :

$$\text{BU corrigée} = \frac{\text{BU brute}}{\text{produit facteurs de corréctios Puissance}}$$

$$BU_{\text{corrigée}} = \frac{129.6}{(0.88342 * 1.00928 * 0.99299 * 1 * 1 * 0.97868 * 0.99772 * 1.00301)}$$

$$BU_{\text{corrigée}} = 149.46 \text{ MWh}$$

### **I.3 Calcul de la consommation spécifique nette corrigée :**

$$\text{CSP corrigée} = \frac{\text{CSP brute}}{\text{produit facteurs de correction CSP}}$$

#### **I.3.1 Déterminations des facteurs de corrections CSP :**

##### **I.3.1.1 facteur de température $K_1$ :**

Facteur de correction en fonction de la température ambiante = 0,96012

Facteur de correction en fonction de la température ambiante contractuelle = 0.9970

$$K_1 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de la température ambiante}}{\text{Facteur de correction en fonction de la température ambiante contractuelle}}$$

$$K_1 = 0,96012 / 0,9970 = 1,03841$$

##### **I.3.1.2 facteur de l'humidité $K_3$ :**

Facteur de correction en fonction de l'humidité relative = 1,00532

Facteur de correction en fonction de l'humidité relative contractuelle = 1

$$K_3 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de l'humidité relative contractuelle}}{\text{Facteur de correction en fonction de l'humidité relative}}$$

$$K_3 = 1 / 1,00532 = 0,99470$$

##### **I.3.1.3 facteur de la fréquence du réseau $K_4$ :**

Facteur de correction de fréquence relative = 1

Facteur de correction de fréquence relative contractuelle = 1

$$K_4 = \frac{\text{Facteur de correction de fréquence relative contractuelle}}{\text{Facteur de correction de fréquence relative}}$$

$$K_4 = 1 / 1 = 1$$



**I.3.1.4 facteur de puissance  $K_5$  :**

Facteur de correction de puissance relative = 1

Facteur de correction de puissance relative contractuelle= 1

$$K_5 = \frac{\text{Facteur de correction de puissance relative contractuelle}}{\text{Facteur de correction de puissance relative}}$$

$$K_5 = 1 / 1 = 1$$

**I.3.1.5 facteur du vieillissement  $K_6$  :**

Facteur de correction en fonction du vieillissement= -1,39887

$$K_6 = \frac{1}{1 + (\text{Facteur de correction de vieillissement relative contractuelle}/100)}$$

$$K_6 = \frac{1}{\left(1 + \frac{-1.39887}{100}\right)} = 1,01419$$

**I.3.1.6 facteur  $\Delta P$  aspiration  $K_7$  :**

Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'aspiration = 0,99489

Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'aspiration contractuelle= 0,9960

$$K_7 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'aspiration contractuelle}}{\text{Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'aspiration}}$$

$$K_7 = 0,9960 / 0,99489 = 1,00112$$

**I.3.1.7 facteur  $\Delta P$  Echappement  $K_8$  :**

Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'échappement = 1

Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'échappement contractuelle=0.997

$$K_8 = \frac{\text{Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'échappement contractuelle}}{\text{Facteur de correction en fonction de la perte de pression à l'échappement}}$$

$$K_8 = 0,9970 / 1 = 0.9970$$

**I.3.2 Calcul de la consommation spécifique brute :**

$$\text{CSP brute} = \frac{\text{débit massique} \cdot \text{PCS}}{\text{BU brute}} \quad (\text{III.1})$$

Composants Constituants GAZ	Xi % molaire	M j molaire (kg/k mol)	Xi * M j	PCI	PCS	PCI ESSAI (KJ/Kg)	PCS ESSAI (KJ/Kg)
Azote	4,4400	28,0135	1,2438	0	0	0	0
Dioxyde de carbone	0,5460	44,0100	0,2403	0	0	0	0
Méthane	84,4690	16,0430	13,5514	50,0350	55,5740	36151,58	40153,65
Ethane	7,8520	30,0700	2,3611	47,5200	51,9500	5982,20	6539,88
Propane	1,8210	44,0970	0,8030	46,3400	50,3700	1984,02	2156,56
I-butane	0,2650	58,1230	0,1540	45,5700	49,3900	374,23	405,61
N-butane	0,3760	58,1230	0,2185	45,7200	49,5500	532,74	577,36
I-pentane	0,0750	72,1500	0,0541	45,2500	48,9500	130,55	141,23
N-pentane	0,0800	72,1500	0,0577	45,3500	49,0400	139,56	150,92
Néo-pentane	0,0000	72,1500	0,0000	45,0600	48,7500	0,00	0,00
C6+	0,0370	86,1770	0,0319	45,1100	48,7200	76,69	82,83
n-heptanes	0,0150	100,2040	0,0150	44,9300	48,4700	36,01	38,84
Benzène	0,0040	78,1140	0,0031	40,5800	42,2800	6,76	7,04
Toluène	0,0110	92,1410	0,0101	40,9400	42,8700	22,12	23,17
Octane	0,0020	114,2310	0,0023	44,7900	48,2900	5,46	5,88
Nonanes	0,0060	128,2580	0,0077	44,6900	48,1500	18,34	19,76
Décanes	0,0010	142,2850	0,0014	44,6000	48,0400	3,38	3,64
<b>Total</b>	<b>100,00</b>	<b>1236,34</b>	<b>18,7555</b>			<b>45463,64</b>	<b>50306,37</b>

Tableau III-1: composition molaires, PSI et PCS [21]

**I.3.3 calcul du pouvoir calorifique supérieur et inférieur (PCS-PCI) :**

Composants du gaz : suite à l'analyse chromatographique du gaz pendant l'essai

**Xi % molaire** : pourcentage molaires de chaque composant du gaz (%)

**M j molaire** : masse molaire de la composition du gaz naturel en (Kg/K mol)

**PCI** : pouvoir calorifique inférieur de chaque composant du gaz

$$\text{PCI Essai} \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) = \frac{1000 * (\sum \text{Xi} * \text{Mj} * \text{PCI})}{\sum \text{Xi} * \text{Mj}} \quad (\text{III. 2})$$

$$\text{PCI essai} = 45463,64 \text{ (KJ/Kg)}$$

$$\text{PCS Essai} \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) = \frac{1000 * (\sum \text{Xi} * \text{Mj} * \text{PCS})}{\sum \text{Xi} * \text{Mj}} \quad (\text{III. 3})$$

$$\text{PCS essai} = 50306,37 \text{ (KJ/Kg)}$$

**I.3.4 calcul de débit massique Q m :**

$$Qm = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho}$$

*C* : Coefficient dedecharge

**β**: Rapport des diamètres ( $\frac{d}{D}$ )

*ε* : Coefficient de detente

**d** : diamètre du diaphragme en mètre(m)

**Δp** : Pression différentielle à travers l’orifice en Pa (Pascal)

**D** : diamètre de la conduite en mètre (m)

**ρ1** : Masse volumique du fluide à La température et pression d’essai en (Kg /m<sup>3</sup>)

**I.3.4.1 calcul coefficient décharge Ca :**

$$C = 0,596 1 + 0,026 1\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000 521 \left( \frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + (0,018 8 + 0,006 3A)\beta^{3,5} \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3}$$

$$+ (0,043 + 0,080e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031(M'_2 - 0,8M'_2{}^{1,1})\beta^{1,3}$$

Suite à la norme 5167-2 on a les équations suivantes :

$$\triangleright \beta = \frac{d(\text{condition essai})}{D(\text{condition essai})}$$

- **d**<sub>essai</sub> = d<sub>0</sub> (1+δ\*(t-t<sub>0</sub>)) ; d<sub>0</sub> = 0,121629 m
- **D**<sub>essai</sub> = D<sub>0</sub> (1+δ’\*(t-t<sub>0</sub>)) ; D<sub>0</sub> = 0,203211 m

**AN**

$$d_{\text{condition essai}} = 0.121629 * (1 + 1.69859 * 10^{-5} * (26-20)) = 0.122 \text{ m}$$

$$D_{\text{condition essai}} = 0.203211 * (1 + 1.27508 * 10^{-5} * (26-20)) = 0.203 \text{ m}$$

$$\beta = \frac{0,122}{0,203} = 0.5986$$

Avec :

- $d_0$  : diamètre donné par le constructeur (m)
- $D_0$  : diamètre donné par le constructeur(m)
- $t$  : température du gaz pendant l'essai égale 26 °C
- $t_0$  : température constant donnée par constructeur est égale à 20 °C
- $\delta$  : coefficient moyen de dilatation linéaire, entre température  $t$  et  $t_0$  du métal constituant l'orifice calibré
- $\delta'$  : même coefficient pour le métal de la conduite.

Le graphique indique les valeurs à adopter pour  $\delta$  et  $\delta'$ , selon la valeur de la température  $t$  de gaz naturel dont les mesure de débit, et ceci pour les métaux les habituellement utilisés.

C'est-à-dire :

- o Acier ordinaire
- o Acier à 13% de chrome
- o Acier inoxydable 18-8 (18% de Cr et 8% de Ni)
- o Bronze phosphoreux
- o Métal monel (alliages à base de nickel principalement (jusqu'à plus de 67%) et de cuivre, avec de petites quantités de fer, de manganèse, de carbone et de silicium, et parfois de titane, d'aluminium et de soufre)

**NB :**

En considérant que Reynolds est égal à l'infini ce qui nous donne  $A$  est égale à zéro et on détermine alors  $Ca$  et  $Qm$  approximatif et on calcul ensuite le Nombre de Reynolds  $ReD$ , quand la valeur de  $ReD$  reste constante on détermine  $C$  définitif et  $Qm$  définitif.

**AN :**

$$Ca = 0.5961 + 0.0261 * (0.5986)^2 - 0.216 * (0.5986)^8 = 0,60$$

**I.3.4.1 calcul coefficient détente  $\varepsilon$  :**

$$\varepsilon = 1 - (0,41 + 0,35\beta^4) \left[ \left( \frac{\Delta p}{P_{abs}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right]$$

$$P_{abs} = P_{ESSAI} + P_{ATM}$$

$$P_{abs} = 26 + 0.911 = 26.911 \text{ Bar} = 26.911 * 10^5 \text{ pas}$$

$$\Delta p = 269.39 \text{ mbar} = 0,26939 \text{ bar} = 26939 \text{ Pas} = 2747.01 \text{ Kg/m}^2 = 26939 \text{ N/m}^2$$

**AN :**

$$\varepsilon = 1 - (0,41 + 0,35 * (0.5986)^4) \left[ \left( \frac{26939}{2691100} \right)^{0.7688} \right] = 0,987$$

**I.3.4.2 calcul de la masse volumique ρ**

$$\rho = \frac{\rho_0}{Z_{essai}}$$

$$Z_{essai} = \frac{Z_{standard}}{FPV^2}$$

$$Z_{standard} = 1 - (\sum Xi * \sqrt{b})^2$$

**Xi** : pourcentage molaire total du gaz

**√b** : facteur de sommation total du gaz (suite à la norme 6976)

PCS		(conditions ISO ,15 c° et 101,325 KPa)	
Composants constituants GAZ	Xi % molaire	√b	Xi*√b
Azote	4,4400	0,0173	0,0008
Dioxyde de carbone	0,5460	0,0748	0,0004
Méthane	84,4690	0,0447	0,0378
Ethane	7,8520	0,0922	0,0072
Propane	1,8210	0,1338	0,0024
I-butane	0,2650	0,1789	0,0005
N-butane	0,3760	0,1871	0,0007
I-pentane	0,0750	0,2280	0,0002
N-pentane	0,0800	0,2510	0,0002
Néo-pentane	0,0000	0,2121	0,0000
C6+	0,0370	0,2950	0,0001
n-heptanes	0,0150	0,3661	0,00005
Benzène	0,0040	0,2720	0,00001
Toluène	0,0110	0,3421	0,00004
Octane	0,0020	0,4450	0,00001
Nonanes	0,0060	0,5385	0,00003
Décanes	0,0010	0,6450	0,00001
<b>TOTAL</b>	<b>100,00</b>		<b>0,050420</b>

**Tableau III-2:** pourcentage molaire et facteur de sommation

**AN :**

$$Z_{\text{standard}} = 1 - (0.05042)^2 = 0.9975$$

- ❖ Le facteur de correction FPV dépend de la température corrigée (**Ft**) et la pression corrigée (**Fp**), suite à la norme **AGA NX19**.

- $Ft = 359,46 / T_{pc}$

**T<sub>pc</sub>** : = **T<sub>c</sub>**\* Pourcentage molaire en (°R)

**T<sub>pc</sub>** : température Pseudo critique en (°R)

**T<sub>c</sub>** : température critique constante (suite à la norme 6976)

- $Fp = 671,4 / P_{pc}$

**P<sub>pc</sub>** : = **P<sub>c</sub>**\* Pourcentage molaire

**P<sub>pc</sub>** : pression Pseudo critique en (Psi)

**P<sub>c</sub>** : pression critique en (Psi)

**NB :**

- Soient la pression de gaz (**Pf**) en PSI eff
- Soient la température de gaz (**Tf**) en °R

Composants Constituants GAZ	Xi molaire (%)	TC (K°)	PC (Kpa)	TC (R°)	PC (Psi)	TPC (R°)	PPC (Psi)
Azote (N2)	4,4400	126,20	3390,00	227,16	491,55	10,09	21,82
Diopxyde de carbone (Co2)	0,5460	304,20	7386,00	547,56	1070,97	2,99	5,85
Méthane (CH4)	84,4690	190,56	4598,80	343,00	666,83	289,73	563,26
Ethane (C2H6)	7,8520	305,83	4880,00	550,49	707,60	43,22	55,56
Propane (C3H8)	1,8210	369,82	4250,00	665,68	616,25	12,12	11,22
I-butane (iC4H10)	0,2650	460,39	3381,00	828,70	490,25	2,20	1,30
N-butane (nC4H10)	0,3760	425,14	3784,00	765,25	548,68	2,88	2,06
I-pentane ( iC5H12 )	0,0750	497,50	3010,00	895,50	436,45	0,67	0,33
N-pentane (nC5H12)	0,0800	469,69	3364,00	845,44	487,78	0,68	0,39
n-hexane (C6H14)	0,0370	506,40	3030,00	911,52	439,35	0,34	0,16
n-heptanes (C7h16)	0,0150	539,20	2740,00	970,56	397,30	0,15	0,06
Benzène (C6H6)	0,0040	562,16	4898,00	1011,89	710,21	0,04	0,03
Toluène (C7H8)	0,0110	591,80	4106,00	1065,24	595,37	0,12	0,07
Octane (C8H18)	0,0020	568,40	2490,00	1023,12	361,05	0,02	0,01
Nonane (C9H20)	0,0060	594,40	2280,00	1069,92	330,60	0,06	0,02
Décane (C10H22)	0,0010	617,40	2090,00	1111,32	303,05	0,01	0,00
Hélium (He)	0,0000	5,19	227,00	9,34	32,92	0,00	0,00
<b>TOTAL</b>	<b>100,00</b>					<b>365,31</b>	<b>662,14</b>

**Tableau III-3 : température et pression Pseudo critique**

**AN :**

➤ **Tpc** = 365.32 (°R)

**Ft** = 359,46 / 365.32 = 0.984 (°R)

➤ **Ppc** = 662.14 (PSI)

**Fp** = 671,4 / 662.14 = 1.014 (PSI)

La température corrigée = Tf \* Ft

**Tf** = 26.67 °C = 80.01 °F

La température corrigée = (80.01 + 460) \* 0.984 - 460 = 71.36 °F

➤ La pression corrigée = Pf \* FP

**Pf** = 26 bar = 377.1 PSI

La pression corrigée =  $377.1 * 1.014 = 382.27$  Psi

Puis on utilise la table Fpv Pour déterminé le facteur Fpv (suite à la norme **AGA REPPORT 3-part 3 Table 3-B-11**)

Nous donne par interpolation  $Fpv = 1,0281$  d'où  $Fpv^2 = 1,057$

**AN :**

$$Z_{\text{essai}} = \frac{Z_{\text{standard}}}{FPV^2}$$

$$Z_{\text{essai}} = \frac{0.9975}{1.057} = 0.944$$

$$\rho_0 = 100 * \left( \frac{P}{RT} * \sum XI * MJ \right) = 100 * \left( \frac{26.911}{8.31451 * 299.82} \right) * 18.76 = 20.25 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho = \frac{20,25}{0,944} = 21.46 \text{ Kg/m}^3$$

$R = 8.31451 \text{ J/Kg .K}$

**AN :**

$$Qm = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \Delta p \rho}$$

$$Qm = \frac{0.60}{\sqrt{1 - (0.5986)^4}} * 0.987 * \frac{3.14}{4} * (0.122)^2 \sqrt{2 * 26939 * 21.46} = 8,02 \text{ kg/s}$$

On détermine nombre de Reynolds ReD

$$ReD = \frac{V * D}{\gamma} = \frac{4 * Qm}{\pi \mu D}$$

$$ReD = \frac{4 * 8.02}{3.14 * 1.17 * 10^{-5} * 0.203} = 4.2904 * 10^6$$

### **I.3.4.3 calcul coefficient de décharge Cb**

$$L_1 = L'_2 = \frac{25.4}{D} = \frac{25.4}{0.203} = 125.12 \text{ m} = 0.12512 \text{ mm}$$

$$M'_2 = \frac{2L'_2}{1 - \beta} = \frac{2 * 0.12512}{1 - 0.5986} = 0.6234 \text{ mm}$$



$$A = \left(\frac{19000\beta}{ReD}\right)^{0.8} = \left(\frac{19000 * 0.5986}{4.2904 * 10^6}\right)^{0.8} = 0.00868$$

**AN :**

$$C_b = 0.5961 + 0.0261 * (0.5986)^2 + 0.216 * (0.5986)^8 + 0.000521 * \left(\frac{10^6 * 0.5986}{4.2904 * 10^6}\right)^{0.7} +$$

$$(0.0188 + 0.0063 * 0.00874) * (0.5986)^{3.5} * \left(\frac{10^6}{4.2904 * 10^6}\right)^{0.3} + (0.043 + 0.08e^{-10 * 0.12512} -$$

$$0.123 * e^{-7 * 0.12512}$$

$$1 - 0.11 * 0.00868 * 0.598641 - (0.59864) - 0.031 * 0.6234 - 0.8 * 0.62341.1 * 0.59861.3 = 0.609$$

$$Q_m = \frac{0.609}{\sqrt{1 - (0.5986)^4}} * 0.987 * \frac{3.14}{4} * (0.122)^2 * \sqrt{2 * 26939 * 21.46} = 8.05 \text{ kg/s}$$

$$ReD = \frac{4 * 8.05}{3.14 * 1.17 * 10^{-5} * 0.203} = 4.2904 * 10^6$$

$$C_f = 0.5961 + 0.0261 * (0.5986)^2 + 0.216 * (0.5986)^8 + 0.000521 * \left(\frac{10^6 * 0.5986}{4.292912 * 10^6}\right)^{0.7}$$

$$+ (0.0188 + 0.0063 * 0.00874) * (0.5986)^{3.5} * \left(\frac{10^6}{4.292912 * 10^6}\right)^{0.3}$$

$$+ (0.043 + 0.08e^{-10 * 0.12512} - 0.123 * e^{-7 * 0.12512}) * (1 - 0.11 * 0.00874)$$

$$* \frac{0.5986^4}{1 - (0.5986)^4} - 0.031 * (0.6234 - 0.8 * 0.6234^{1.1}) * 0.5986^{1.3} = 0.609$$

$$Q_{mf} = \frac{0.609}{\sqrt{1 - (0.5986)^4}} * 0.987 * \frac{3.14}{4} * (0.122)^2 = 8.05 \text{ Kg/s} = 8.05 * 3600 = 28980 \text{ Kg/h}$$

➤ **Calcul CSP brute :**

$$CSP \text{ brute en PCS} = \frac{28980 * 50306.37}{129600} = 2 \text{ 688 Kcal/KWh}$$

$$= 2.688 \text{ Th/KWh}$$

➤ **Calcul CSP nette corrigée**

$$CSP_{\text{nette corrigée}} = \frac{CSP \text{ brute}}{\text{produit facteurs de corr éctiosn CSP}} = \frac{2688}{(1,03841 * 0,99470 * 1 * 1 * 1,01419 * 1,00112 * 0,9970)}$$

$$CSP_{\text{nette corrigée}} = 2714 \text{ Kcal/KWh} = 2.714 \text{ Th/KWh}$$

**II. Calcul le rendement thermique d'une turbine à gaz**

Voyons le cycle idéal de la turbine à combustion appelé cycle de Baryton L'aire comprise entre la transformation 2,3 (Transformation isobare) et l'axe des abscisses correspond à l'énergie fournie par le combustible sous forme de chaleur désignée par Q<sub>2,3</sub> (2et 3 étant respectivement entrée chambre combustion et Turbine)

L'aire comprise entre la transformation 4,1 (Transformation isobare théoriquement à la pression atmosphérique ambiante) et l'axe des abscisses correspond à l'énergie perdue sous forme de chaleur par l'échappement dans l'atmosphère désignée par Q<sub>4,1</sub> (4 et 1 étant respectivement sortie échappement et entrée compresseur)

La différence entre ces deux aires est la partie réellement utilisable énergie que pourrait fournir le système idéal.

Dans notre cas et pour rappel nous savons que 1Kwh = 3600 KJ = 860 kcal

Alors que réellement 1Kwh = CSP (Kcal/KWh)

D'où on a 
$$\eta = \frac{860.11}{CSP} = \frac{860.11}{2714.} = 0.316 = 31.69\%$$

Le rendement global est : 31.69 %

- On peut calculer le rendement du compresseur et de la turbine pour connaitre la fiabilité de chaque partie. [22]

Rendement théorique

$$\eta = \frac{W_t - W_c}{Q_{2,3}} = \frac{Q_{2,3} - Q_{4,1}}{Q_{2,3}}$$

**turbine à gaz simple**

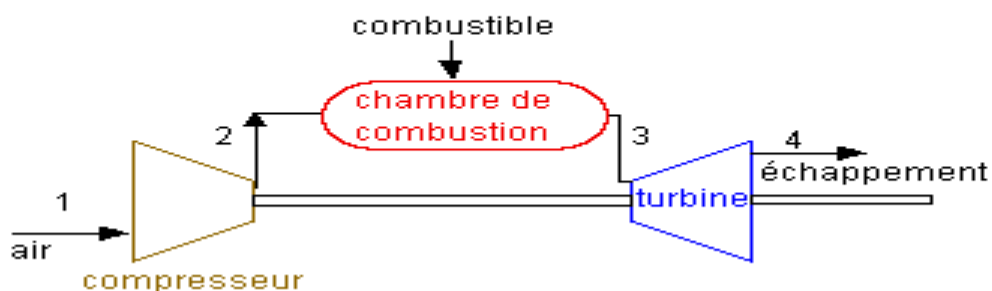
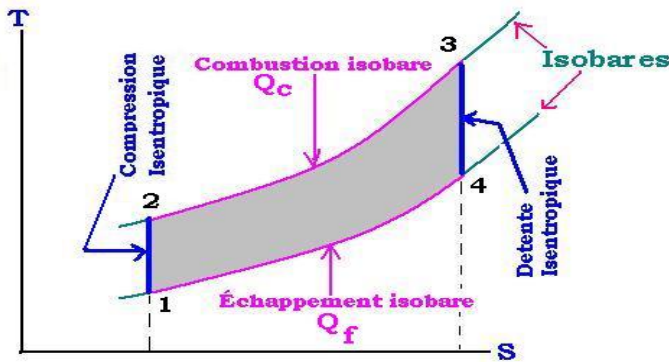
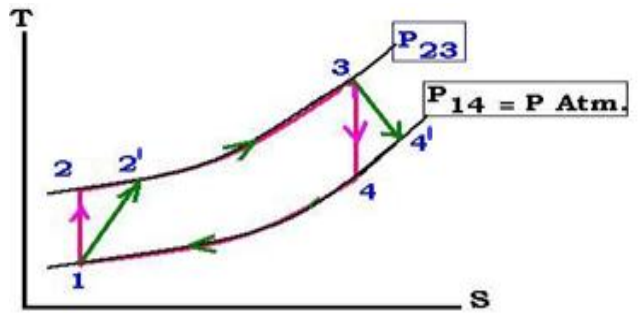


Schéma d'une turbine à gaz



Cycle de Brayton idéal



Cycle de Brayton réel

**II.1 calcul le rendement du compresseur :**

➤ valeurs relevés pendant l’essai

N°	Paramètres	Unité	Origine des valeurs	Valeur
1	Pression atmosphérique (P <sub>atm</sub> )	bars	Mesure	0,9040
2	Perte de charge à l’aspiration (ΔP <sub>filtres</sub> )	bars	Mesure	0,007720
3	Pression entrée compresseur (P K1)	bars	(1) - (2)	0,89628
4	Pression refoulement compresseur (PK2)	bars	Mesure	12,20
5	Température aspiration compresseur (TK1)	°C	Mesure	34,13
6	Température refoulement compresseur (TK2)	°C	Mesure	428
7	Température échappement (TAT)	°C	Mesure	521,33

**AN :**

Suite au cycle Baryton réel on détermine le rendement du compresseur

$$\eta_c = \frac{T_{k2'} - T_{k1}}{T_{k2} - T_{k1}} = \frac{H_{2'} - H_1}{H_2 - H_1} \quad (III.4)$$

➤ En servant de la table de KEENAN & KAYE on détermine (H1, H2, H2')

Tk1=34.13 (°C)

Pk1= 0,89628 (bar)

Selon la table des gaz et l’interpolation en détermine :

- H1= 2127.76 Kcal/mol

-Pr1 = 1.51 (Pression relative idéale)

Sachant que :

$$\frac{P_{k1}}{P_{k2}} = \frac{P_{1r}}{P_{2r}} \quad (\text{III. 5})$$

En détermine  $P_{2r}'$

$$P_{2r} = P_{1r} * \frac{P_{k2}}{P_{k1}} = 1.51 * \frac{12.20}{0,89628} = 20.52$$

Selon la table des gaz et l'interpolation en détermine :

$$TK_{2'} = 364.48(^{\circ}\text{C})$$

$$H_{2'} = 4474.70 \text{ (Kcal/mole)}$$

$$TK_2 = 428(^{\circ}\text{C})$$

$$H_2 = 4943.93 \text{ (Kcal/mole)}$$

En applique dans l'équation en détermine :

$$\eta_C = \frac{4474.7 - 2127.76}{4943.93 - 2127.76} = 0.8377 = 83.33 \%$$

### **II.2 calcul du rendement de la turbine :**

Rendement thermique est donné par la formule suivante :

$$\eta = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

Connaissons alors le rendement thermique on peut déduire  $T_3$  (Température entrée turbine)

$$TK_4 = T_{AT} = 521.33 (^{\circ}\text{C}) \text{ (température échappement)}$$

$$H_4 = 5738.14 \text{ (Kcal/mol)}$$

$$Pr_4 = 49.56$$

$$Tk_3 = \frac{Tk_2(\eta - 1) - Tk_4 + Tk_1}{(\eta - 1)} = \frac{428 * (0.3169 - 1) - 521.33 + 34.13}{(0.3169 - 1)}$$

$$Tk_3 = 1141.22^{\circ}\text{C}$$

Selon la table des gaz et l'interpolation en détermine

$$H_3 = 10824.91 \text{ (Kcal/mol)}$$

$$Pr_3 = 510.34$$

Sachant que :

$$\frac{P_{k3}}{P_{k4}} = \frac{P_{3r}}{P_{4r}}$$

En détermine P4r

$$PK3 = Pk4 * \frac{P3r}{P4r} = 0.911 * \frac{510.34}{49.56}$$

$$PK3 = 9.38 \text{ bar}$$

$$\eta_{GLOBAL} = \frac{(TK3 - TK4') - (TK2' - TK1)}{(TK3 - TK2')}$$

$$T4' = -\eta_{GLOBAL} * (T3 - T2') - (T2' - T1) + T3$$

AN :

$$T4' = -0.3169 * (1141.22 - 364.48) - (364.48 - 34.13) + 1141.22$$

$$T4' = 564.72^{\circ}C$$

Selon la table des gaz et l'interpolation en détermine :

$$H4' = 6175.64 \text{ (Kcal/mol)}$$

On détermine le rendement de la turbine

$$\eta^T = \frac{H3 - H4'}{H3 - H4} = \frac{10825.08 - 6175.64}{10825.08 - 5738.14} = 0.93 = 93\%$$

**III. comparaison entre deux essais de consommation spécifique**

Une comparaison entre les valeurs calculées pour le mois de février 2020 et notre essai qui a été calculés pour mois de juillet 2020.

Valeurs calculés	Mois de février 2020	Mois de juillet 2020
Température ambiante (°C)	10.80	38.07
Humidité (%)	75.37	16.80
Pression atmosphérique (bar)	0.926	0.911
BU corrigée (MWh)	150.44	149.46
PCS (KJ/Kg)	50306.37	50306.37
Qm (Kg/h)	35067,67	28980
CSP nette corrigée (Kcal/KWh)	2689	2714
$\eta_{total}(\%)$	31.99	31.69

**Tableau III-4 : comparaison entre deux essais de consommation spécifique**

$$\begin{aligned} \text{L'évolution entre les deux mois} &= \frac{\text{CSP de juillet 2020} - \text{CSP de février 2020}}{\text{CSP de février 2020}} * 100 \\ &= 0.93\% \end{aligned}$$

En remarque que Les conditions climatiques (température, humidité) influx directement sur la CSP nette corrigé

## Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration

### I. Introduction

Les centrales électriques à cycle simple, utilisent des turbines à gaz pour produire de l'électricité. Dans les centrales électriques à turbine à gaz, les performances de fonctionnement sont en fonction de la température, de la pression et de l'humidité de l'air ambiant. La consommation d'électricité augmente pendant les saisons d'été en raison de l'augmentation de la demande du réseau électrique par contre pour satisfaire les conditions de confort thermique ou garder les performances de la turbine ou maximal. La température de l'air ambiant affecte la puissance de sortie de turbine à gaz.

Les variations de la température ambiante ont un impact direct sur la puissance de la charge total et du rapport de chaleur, mais également sur les performances de la turbine de puissance.

L'augmentation de la température ambiante baisse la masse volumique d'air d'admission de ce fait une réduction du débit massique traversant la turbine, et cela conduit à une réduction du rendement à la sortie. A une vitesse constante, ou le débit volumique reste approximativement invariable, le débit massique avec la diminution de la température et vice versa.

Parmi les méthodes établies pour l'augmentation de la puissance l'injection de l'eau pour le refroidissement d'air d'admission du compresseur. Quand la température ambiante est haute, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite en raison de la diminution du débit massique d'air fournit par le compresseur.

### II. SYSTÈMES DE REFROIDISSEMENT ADIABATIQUE

#### ➤ Pourquoi refroidir l'air comburant d'une turbine à combustion ?

Durant les périodes chaudes, le rendement des turbines à combustion est dégradé.

=> Explication : Plus l'air ambiant chaud, moins l'air est dense.

Il est possible de réduire les pertes de production d'énergie durant les saisons chaudes en installant des systèmes de refroidissement en amont de la filtration.

Le travail de compression par unité de masse :

$$W_c = C_p (T_2, T_1) * (T_2 - T_1)$$

Avec :

**T1** : température entrée le compresseur

**T2** : température sortie le compresseur

**Cp** : la chaleur spécifique à pression constante

## Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration

L'air ambiant chaud avec une température plus élevée qui passe dans le compresseur, il augmente le travail du compresseur et diminue le travail de la turbine donc le rendement aussi est diminué

$$\eta = \frac{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}{(T_3 - T_2)}$$

⇒ Chaque degré refroidit représente en moyenne un gain de puissance compris entre 0.8 et 1%.

### ➤ Effet de la température ambiante

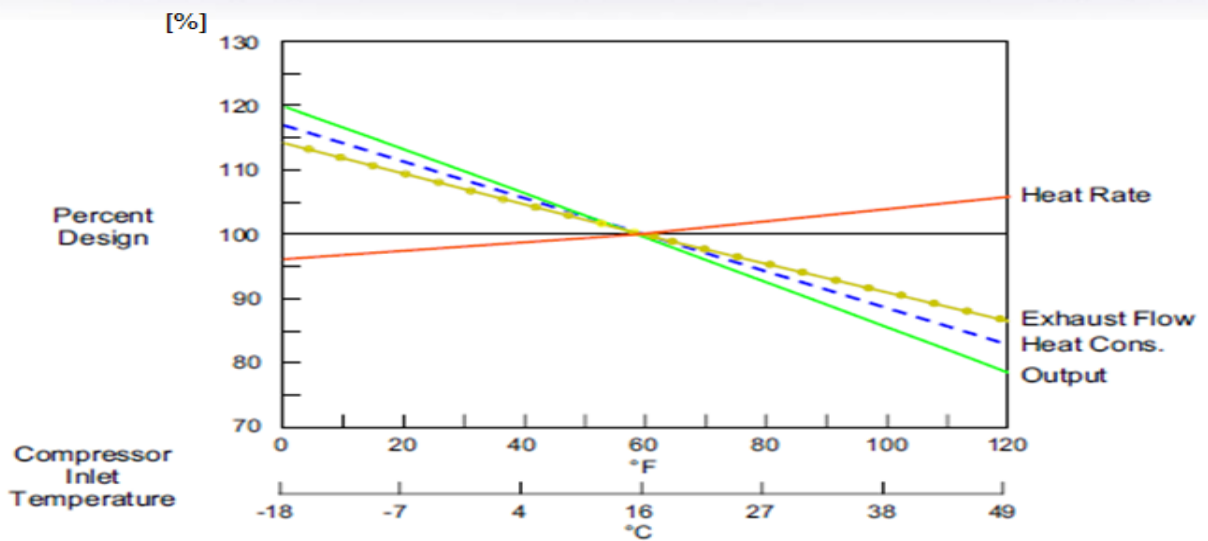


Figure IV-1 : l'effet de la température ambiante sur la puissance et la CSP

### II.1 Introduction aux principes de refroidissement

#### ▪ Refroidissement adiabatique

En thermodynamique, une transformation est dite adiabatique si elle est effectuée sans qu'aucun transfert thermique n'intervienne entre les systèmes étudié et le milieu extérieur.

L'état des gaz est défini par les variables "pression", "température" et "volume". Ces variables sont reliées entre elles par une relation appelée équation d'état  $PV=n RT$

Une transformation adiabatique produit une modification particulière des variables d'état, représentée par des relations spécifiques à cette transformation.

- Enthalpie constante [KJ/kg gaz]
- Augmentation de l'humidité relative [%]
- Augmentation de l'humidité spécifique [g eau/Kg gaz]
- Baisse de la température [°C]

# Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration

$$T1 = 32^{\circ}\text{C} / Hr1 = 40\% \Rightarrow T2 = 22.5^{\circ}\text{C} / Hr2 = 90\%$$

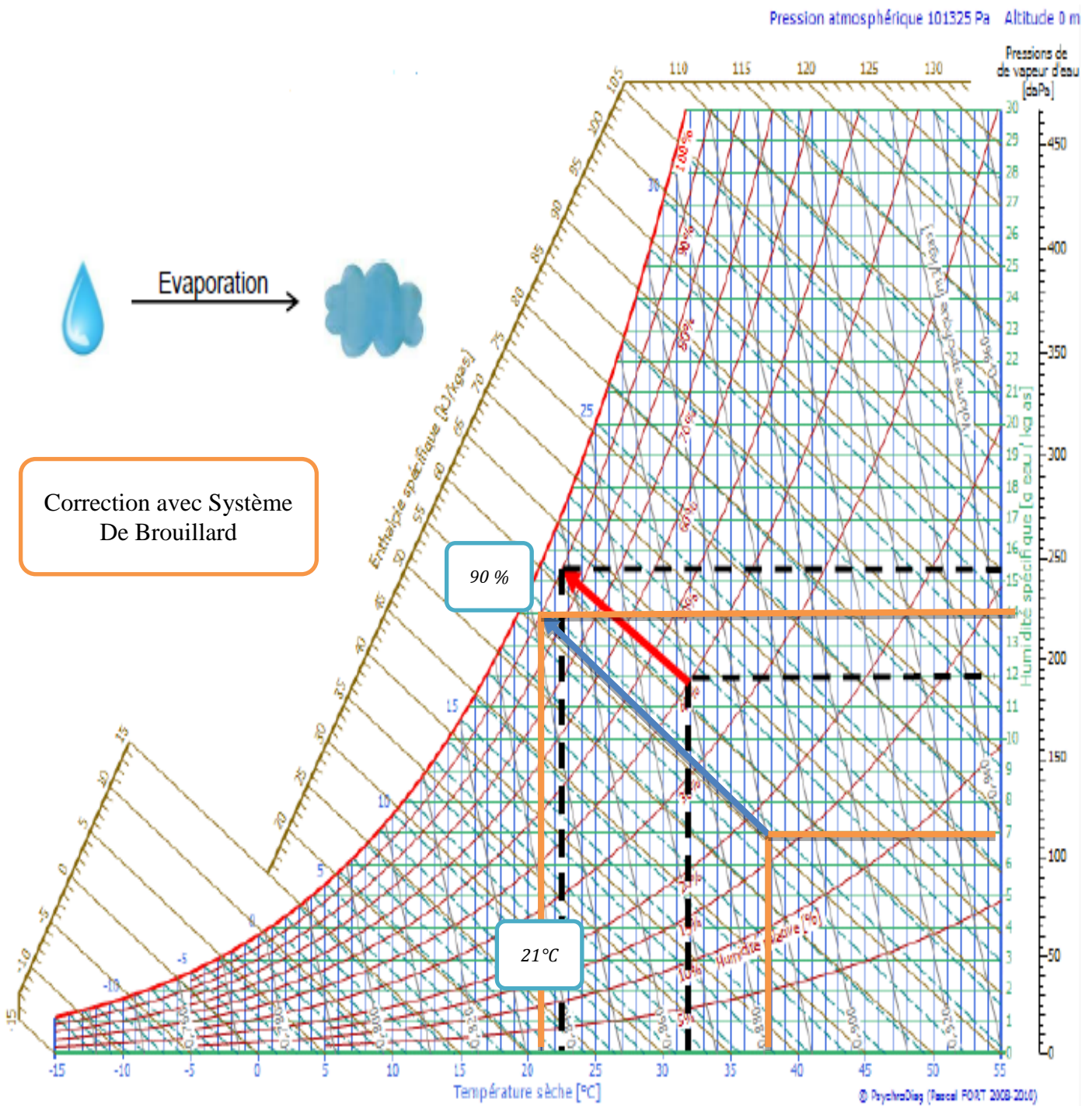


Figure IV-2 : diagramme psychrométrique



## Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration

### II.2.Principe de refroidissement adiabatique

Transformation adiabatique : elle se fait sans échange de chaleur avec l'extérieur  $Q = 0$

$$dU = \delta Q + \delta W$$

Où

$dU$  est la variation d'énergie interne

$\delta Q$  est le transfert thermique élémentaire au cours de la transformation

$\delta W$  est le travail élémentaire des forces agissant sur le système durant la transformation

#### ➤ **Efficacité énergétique d'un processus adiabatique**

L'efficacité énergétique est définie comme le rapport entre le travail fourni par le système, et l'énergie utilisée pour fournir ce travail, or par la définition du processus adiabatique, la variation d'énergie interne au système est égale au transfert d'énergie mécanique par le travail de forces appliquées sur le système, car les transferts thermiques sont nuls :

$$dU = \delta W \quad , \text{ car } \delta Q = 0$$

**Soit :**

$\frac{\delta W}{\delta U} = 1$  , donc l'efficacité énergétique d'un processus adiabatique est par définition de 100%, ou bien qu'il n'y a aucune perte ni aucune addition d'énergie thermique durant le processus adiabatique.

- ❖ Augmentation de la Puissance électrique [MWh] en fonction de la baisse de température car les variations de la température ambiante ont un impact direct sur la puissance.
- ❖ Amélioration de la Consommation spécifique [KJ/MWh] par l'augmentation de la puissance.
- ❖ Faible émission de Nox par apport au mélange air-carburant.

# Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration

## III. Système de Brouillard

L'automate régule le système en fonction des données qu'il récupère grâce à l'instrumentation (Hygrométrie, température, on/off, commande manuelle, pression réseau de distribution,...).

Système de purge pour les opérations de maintenance et pour protéger le système en cas de gel, Le type de buses et le maillage du réseau est spécifique à chaque installation.

La pompe est protégée par des membranes de filtration. Lorsque la qualité d'eau est médiocre, un module de filtration supplémentaire peut-être installé pour éviter que les atomiseurs ne se bouche

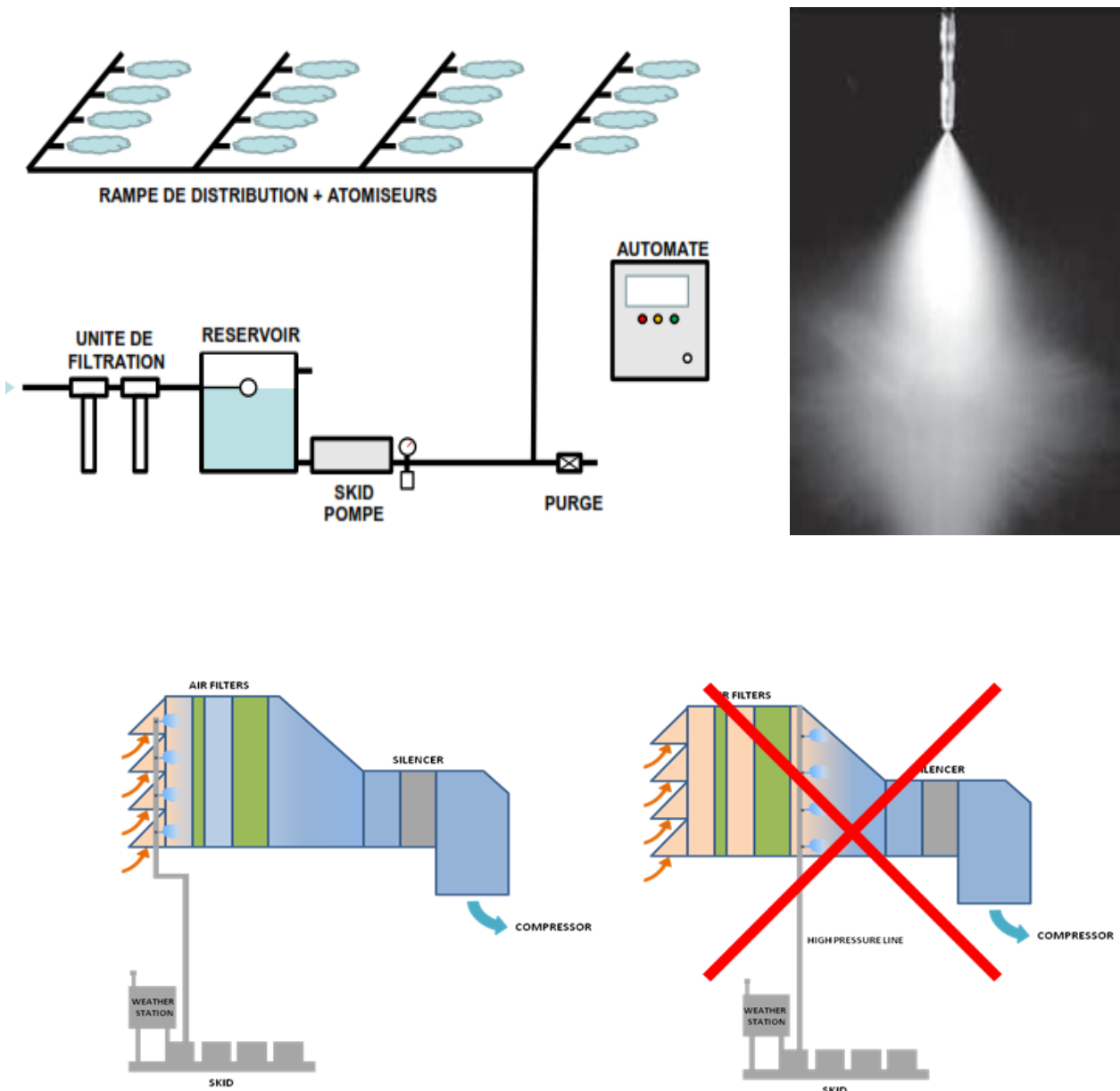


Figure IV-3 : système De Brouillard

## Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration



Le système de refroidissement par brouillard utilise directement l'eau du robinet pour pulvériser, fournit un environnement frais à la chaleur pour vos espaces extérieurs préférés en été chaud, pas de consommation d'électricité, économisez plus d'argent pour vous peut être largement utilisé dans l'humidification, le refroidissement, la désinfection, la réduction de la poussière, l'aménagement, Paysager, les tests de brouillard salin, etc.

Fabriqué à partir de matériaux haut de gamme pour une durabilité maximale et une longue durée de vie.

### III.1 principe de fonctionnement du système

Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau (Système de Brouillard) Dans ce système l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de petites particules au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bar). L'eau s'évapore dans l'air, la température d'air diminue et l'humidité spécifique augmente. La taille de gouttelette d'eau pulvérisée est très fine (environ 10µm à 20µm) donc elle s'évapore facilement dans l'air. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%

## **Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration**

Avant d'utiliser un système de pulvérisation d'eau (Système de Brouillard) pour refroidir l'air ambiant, l'eau doit être traitée dans une station de traitement ou déminéralisation.

Caractéristiques de l'eau de pulvérisation :

<b>Constituants</b>	<b>PPM</b>
Na+K	<10
chlorure	<50
Silice(SiO <sub>2</sub> )	<10
total solide dissous	<500
Calcium	<50
sulfate	50
Conductivité 1	1-0,1 µS/cm
PH	<7

**Tableau IV-1 : Caractéristiques de l'eau de pulvérisation**

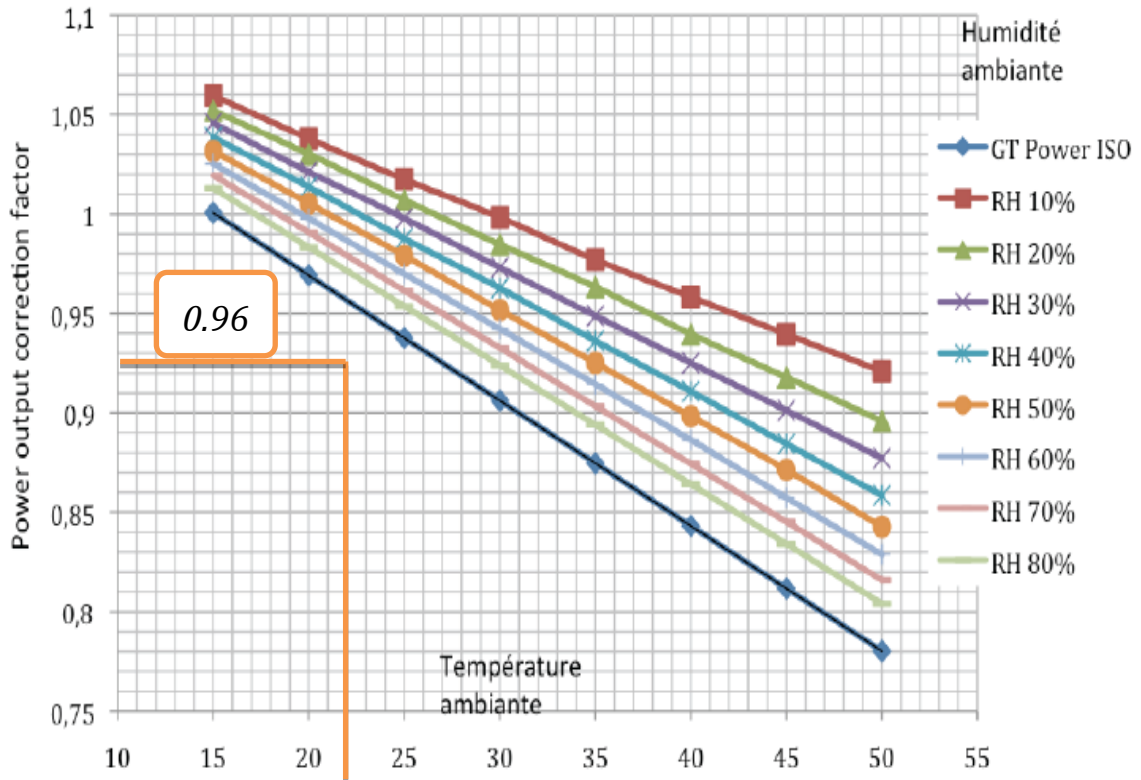
### **III.2. Evaluation des gains en performances**

#### **➤ Procédure d'évaluation des gains en performances**

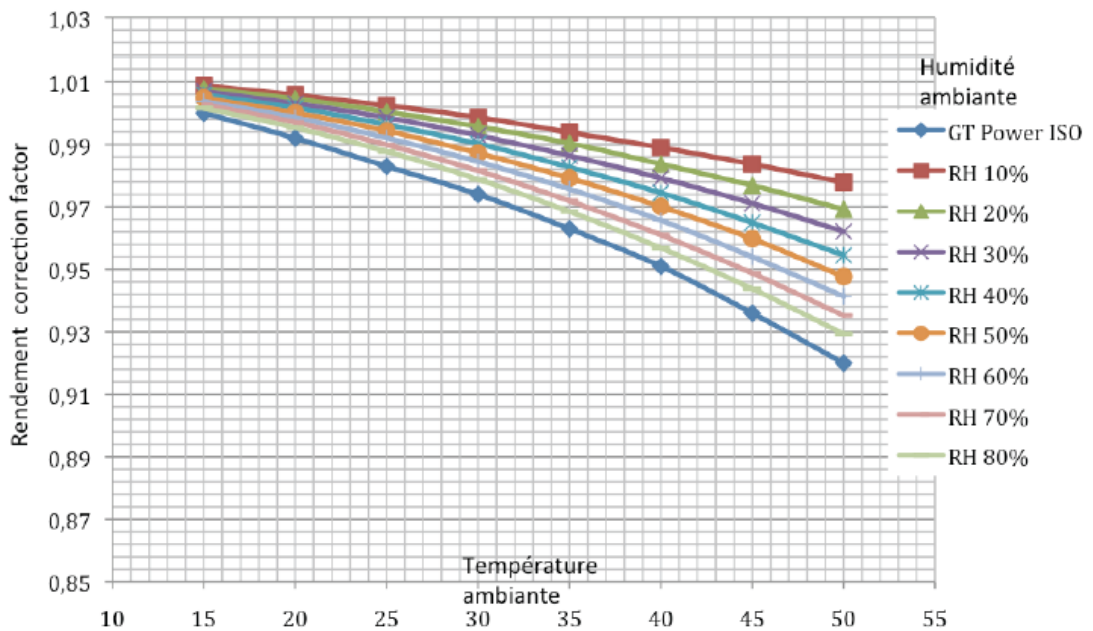
- 1) Définir les seuils d'humidité relative ambiante à considérer par tant de HR min à HR n.
- 2) Définir la plage des valeurs de température ambiante à analyser pour chaque seuil d'humidité relative : Te min à Te n.
- 3) Paramétrer la valeur de l'Humidité Relative Visée en aval du « système de brouillard ». HR v : exemple : HR90%, de HR min à HRn.
- 4) Définir pour chaque seuil d'humidité relative, la Tix (température obtenue en aval de La section «Système De Brouillard») en fonction de la température ambiante.
- 5) Utiliser les valeurs de Tix et les courbes de correction type de chaque turbine pour évaluer les gains attendus en termes de puissance et de la consommation spécifique pour chaque seuil d'humidité relative ambiante

### **III.3 Performances attendues–F'Kirina**

#### **➤ Courbes de performances**



**Figure IV- 4 :** variation de puissance entre différentes températures et humidité



**Figure IV-5 :** variation de rendement entre différentes températures et humidité

## **Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration**

### **III.3. Procédure de vérification**

- Vérification des performances de refroidissement du flux d'air admission
  - Atteinte d'une humidité relative en aval de la section «système de brouillard», permettant le refroidissement adiabatique du flux d'air admis par le compresseur de la turbine à combustion.
  - L'efficacité de refroidissement est définie par l'équation :

$$\text{Efficacité de refroidissement} = \frac{(T^{\circ}\text{C bulbe sec} - T^{\circ}\text{C en aval du SYSTÈME DE BROUILLARD et des coalescer})}{(T^{\circ}\text{C bulbe sec} - T^{\circ}\text{C bulbe humide})}$$

- L'augmentation réelle des performances de la turbine à combustion est fonction de multiples paramètres, parmi lesquels, la condition de la turbine à gaz, ses paramètres de fonctionnement, la température de l'air à l'admission.
- ✓ Humidité relative en aval du système de bouillard (après étage coalescer)  $\geq 90\%$ .
- ✓ Efficacité de refroidissement  $\geq 90\%$

### **V. Méthodologie de test**

Les tests de performances seront menés à des conditions ambiantes proches des conditions de design ( $>80\%$ ).

#### **➤ Phase n°1 : Point de référence**

La turbine à combustion est portée à pleine charge en régime stationnaire tandis que le système de bouillard est maintenu à l'arrêt. Après une période de stabilisation de 20 minutes, les paramètres de l'air ambiant et les paramètres de fonctionnement de la turbine à combustion seront enregistrés à hauteur de 1 mesure toutes les 30 secondes pour une durée totale de 20 minutes.

#### **➤ Phase n°2 : Mise en service de système de bouillard**

La turbine à combustion est portée à pleine charge en régime stationnaire tandis que le système de bouillard est en service. Après une stabilisation de 20 minutes, un nouvel enregistrement de l'ensemble des paramètres sera lancé, moyennant la même instrumentation, à hauteur de 1 mesure toutes les 30 secondes pour une durée totale de 20 minutes. Les données permettront d'évaluer l'efficacité de refroidissement ( $\epsilon$ ) du système, ainsi que sa capacité à maintenir cette efficacité à ce point de fonctionnement.

## Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration

### ➤ Courbes de correction – efficacité de système de bouillard

Durant le test, les conditions ambiantes pourront être différentes de celle considérées pour le design (dans la limite d'une similitude à 80%).

Dans ces conditions, une correction sera donc établie selon la méthodologie suivante :

#### V.1. Recommandations

##### Recommandation : système bouillard

- Très facile et rapide à installer.
- Peu de pertes de charge.
- Retour sur investissement très rapide.
- Meilleures performances qu'un Evaporer (HR>90%).
- Situé en amont du système de filtration. [23]

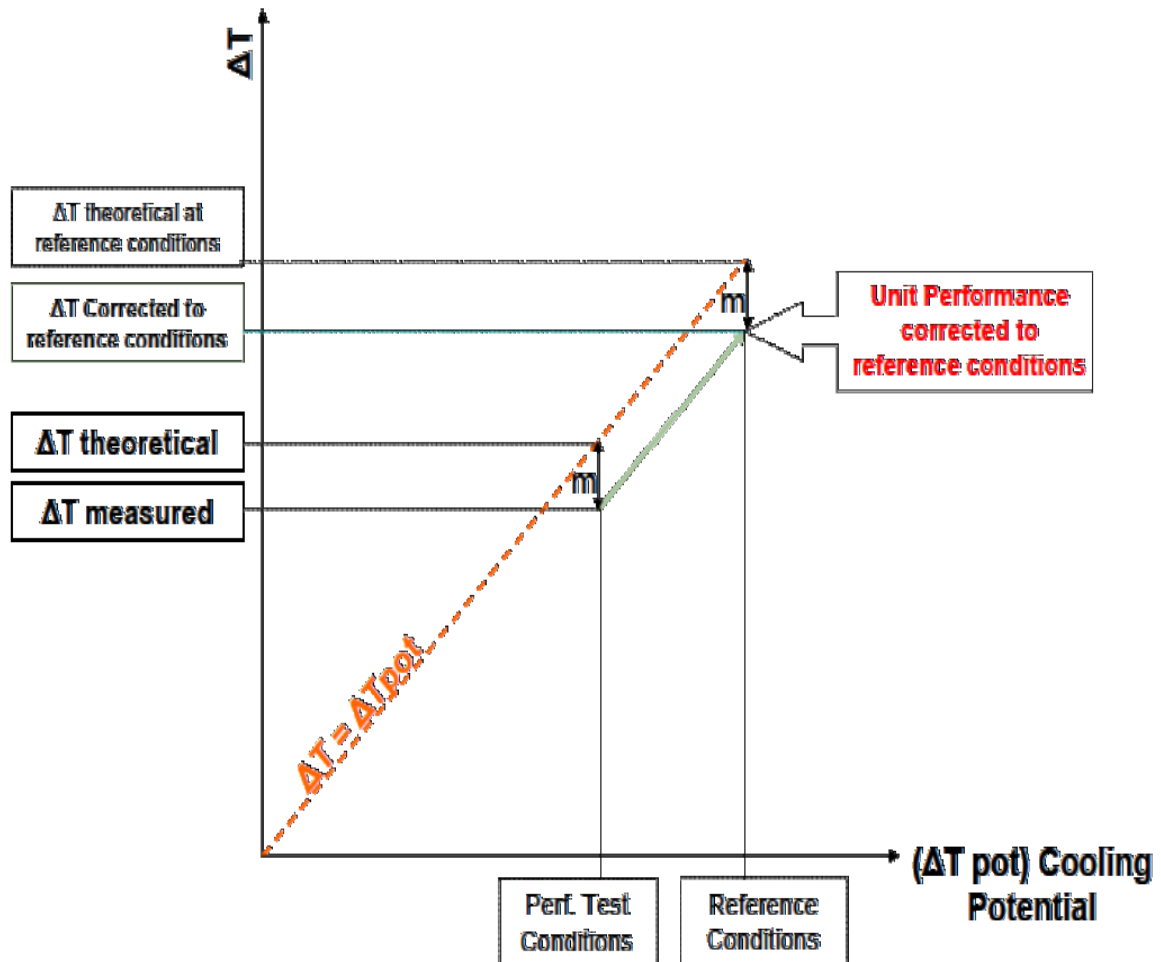


Figure IV-6 : Courbes de correction efficacité du système de bouillard

## Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration

### V.2. Calcul selon le Système de brouillard :

La différence entre notre essai qui a été calculé et le Système de brouillard c'est la température ambiante, l'humidité relative et ces facteurs de corrections, pour déterminée l'amélioration de puissance et de la CSP en calcul une deuxième fois avec les deux paramètres qui été changés.

➤ Valeurs de notre l'essai calculé

$$T = 38.07 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$H = 16.8 \%$$

$$\Delta P = 269.39 \text{ mbar}$$

$$\text{Facteur de puissance} = 0.85$$

$$BU_{\text{brute}} = 130.4 \text{ MWh}$$

$$BU_{\text{corrigée}} = 128.08 \text{ MWh}$$

$$CSP_{\text{corrigée}} = 2.714 \text{ Th/KW}$$

➤ Valeurs Selon les mêmes étapes de calcul et le diagramme psychrométrique, on détermine les valeurs pour Système de brouillard

$$T_{\text{Sys}} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$H_{\text{Sys}} = 90 \%$$

$$\Delta P_{\text{Sys}} = 306 \text{ mbar}$$

$$\text{Facteur de puissance} = 0.96$$

$$BU_{\text{brute Sys}} = 143.4 \text{ MW (ce système améliore la puissance de 13MW)}$$

$$BU_{\text{corrigée Sys}} = 152.04 \text{ MWh}$$

$$CSP_{\text{corrigée Sys}} = 2.611 \text{ Th/KWh}$$

$$\text{D'où on a } \eta = \frac{860.11}{CSP} = \frac{860.11}{2611.} = 0.316 = 32.94\%$$

Le rendement global avec le système est : 32.94 %



## Chapitre IV Description et modélisation du système d'amélioration

➤ Détermination de l'évolution entre les deux essais

- Evolution de la Puissance

$$\left(\frac{\text{BU sys} - \text{BU essai}}{\text{BU essai}}\right) * 100 = \left(\frac{143.4 - 128.08}{128.08}\right) * 100 = 12\%$$

- Evolution de la CSP

$$\left(\frac{\text{CSP sys} - \text{CSP essai}}{\text{CSP essai}}\right) * 100 = \left(\frac{2.611 - 2.714}{2.714}\right) * 100 = 3.80\%$$

<b>Paramètres</b>	<b>Sans système (mois juillet)</b>	<b>Avec système</b>
<b>Température ambiante (°C)</b>	38.07 °C	21 °C
<b>Humidité (%)</b>	16.80	90
<b>Pression atmosphérique (bar)</b>	0.911	0.911
<b>BU corrigée (MWh)</b>	149.46	152
<b>PCS (Kj/Kg)</b>	50306.37	50306.37
<b>CSP nette corrigée (Kcal/KWh)</b>	2714	2611
<b>η total (%)</b>	31.69	32.94

**Tableau IV-2** : les paramètres thermodynamique sans et avec système

## Conclusion

Dans notre pays le parc de production d'énergie électrique se compose de turbines à gaz à travers le territoire national dans des différents endroits géographiques à des conditions climatiques variables de température, de pression et d'humidité.

D'autre part une turbine à gaz est très sensible à la variation de la température de l'air ambiant, ce qui affecte son rendement et sa fiabilité. C'est l'un des principaux défis de SONELGAZ pour atteindre ses objectifs de production et satisfaire le réseau électrique en matière de fiabilité et rendement, quelle que soit la région de l'installation.

Ce travail nous a permis d'acquérir des connaissances sur le rôle des turbines à gaz, principe de fonctionnement et les différents composants d'une turbine à gaz GT13E2 installée à la centrale de F'kirina, en plus ce mémoire nous a permis d'améliorer nos notions théoriques et d'acquérir une expérience pratique dans le milieu industriel.

En outre nous avons eu la chance d'assister à la réalisation des essais mensuels pour le calcul de la consommation spécifique des deux groupes de la centrale de F'KIRINA conjointement avec les agents du service contrôle économique, et de noter pratiquement comment varie la CSP en fonction de la température ambiante, et après avoir étudié ce système nous avons obtenu de bons résultats, une augmentation de la puissance nette et du rendement de la turbine et une diminution de la consommation spécifique de gaz.

## Bibliographie

- [1] K. Heinloth. Landolt-Börnstein Energy Technologies Renewable Energy. Group VIII Advanced Materials and Technologies Volume 3C 2006.
- [2] André L.JAUMOTTE, Pierre DECOCK, Lucien MEGNINT et Georges VERDURAND. Turbines hydrauliques Description et évolution. Technique de l'ingénieur. [3][Http://en.hydro-electricity.eu/kaplan/](http://en.hydro-electricity.eu/kaplan/) consulté le 08 février 2016.
- [4] Série de la gestion de l'énergie 14. A l'intention des industries, commerces et institution. Compresseurs et turbines. Energie, Mines et Ressources Canada. P 78
- [5] Jacques MAUNAND. Production d'électricité par turbine à gaz, article est issu de : Énergies Réseaux électriques et applications. Technique de l'ingénieur.
- [6] Bahman Zohuri. Combined Cycle Driven Efficiency for Next Generation Nuclear Power Plants. An Innovative Design Approach. Galaxy Advanced Engineering, Inc. Albuquerque, NM USA. P127.2015. [13] Nouvo pignone, Manuel d'instruction, de fonctionnement et d'entretien (MS5002C), volume1
- [7] Abedlaali, calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité , mémoire de fin d'étude de master en département mécanique , université de biskra .(juin 2013)
- [8] B . walid . «Étude de l'influence de l'injection de la vapeur d'eau et du refroidissement de l'air d'admission dans une turbine à gaz ».université de blida (2017)
- [9] : Documentations du constructeur ALSTOM
- [10] : ISO 2314 :2009(F), turbine à gaz-Essais de réception
- [11] -[12]-[13] : Procédure essai de réception du constructeur ALSTOM
- [14] : ISO 6976 :2005-11 Gaz naturel-calcul du pouvoir calorifique, de la masse volumique, de la densité relative et de l'indice de wobbe à partir de la composition
- [15]- [16]- [17] : ISO 5167-2 :2003-06 Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaires
- [18] : Procédure d'essai donnée par le constructeur
- [19] : Séminaire essai de performance des groupes TG-TV 2019, Mr ADJISSI

[20] A.Moussaul, A.Zoubir . « étude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS.5002C » , mémoire de fin d'étude de master en mécanique des unité pétrochimique , université de boumerdes (juin2009)

[21] : Composition molaire et propriétés physico-chimiques du gaz naturel au niveau la centrale thermique f'kirina

[22] : Table 1- air et produit de combustion des hydrocarbures

[23] : Documentations de la centrale F'kirina