



Université 08 Mai 1945 – Guelma  
Faculté des Sciences et de la Technologie  
Département de Génie des Procédés

**Mémoire de projet de fin d'études**  
**2<sup>ème</sup> année Master**

---

**Etude et amélioration des performances d'une  
turbine à gaz au niveau du complexe GL1/K de  
Skikda**

---

Filière : Génie des procédés  
Spécialité : Génie chimique

Présenté par :

**BRAHMIA Meriem**

Sous la direction de :

**Pr : BENHAMZA .H**

**Juin 2018**

# REMERCIEMENTS

Avant toute chose, je remercie « dieu » le tout puissant de m'aider et éclairer le chemin pour la réalisation de ce mémoire.

Je tenue remercier :

Tout d'abord mon encadreur : Mr« BENHAMZA .H» de m'avoir encadré, pour leur patience et leur conseils pour mener à bien ce travail.

Tous les cadres administratifs de l'université 08 Mai 1945 Guelma, surtout les employés de notre département « génie des procédés » : ainsi le personnel du complexe GL1/K Skikda

Et surtout Mr : « BOUZIOUKH M.T » et Melle : TADJER. A  
Pour leurs efforts et leurs aides dans la période de la pratique.

Et aussi Mr LEKHCHINE .H

Et enfin à tout le membre de jury qui aurait juge ce travail.

A tout, « Merci »

*MERIEM*

# DÉDICACE

En premier lieu, Hommage à Dieu le Miséricordieux qui m'a éclairé  
la voix de la science et de la connaissance

Je dédie travail, fruit de recherche et d'études :

A mes parents

A mes frères et sœurs

A mes amis

A mon humble cousin et cousine

A tous ceux qui me sont chers

MERIEM

## Sommaire

<b>Introduction générale</b> .....	1
<b>Chapitre I : Présentation de l'unité de Liquéfaction des Gaz Naturels de GL1/K de Skikda</b>	
I-1. Situation géographique.....	2
I-2. Caractéristiques de production.....	2
I-2-1. Procédé de liquéfaction utilisé.....	3
I-3. Présentation des différentes unités.....	4
I-3-1. Unité de comptage du gaz naturel.....	5
I-3-2. Unité de compression du gaz naturel.....	6
I-3-3. Unité de traitements de gaz.....	6
I-3-3-a. L'unité de décarbonatation.....	6
I-3-3-b. L'unité de déshydratation du gaz naturel.....	6
I-3-3-c. L'unité de démercurisation du gaz naturel.....	7
I-3-4. L'unité de liquéfaction du gaz naturel et d'extraction de la charge de gaz riche en Hélium.....	7
I-3-5. L'unité de fractionnement des sous-produits.....	8
I-3-6. Unité de stockage des produits finis.....	9
I-3-7. Les utilités.....	10
I-3-7-a. L'énergie électrique.....	10
I-3-7-b. La production d'air instrument et d'air service.....	10
I-3-7-c. La production d'eau potable.....	11
I-3-7-d. Eaux d'utilités.....	11
I-3-7-e. Le système torche et brûlot.....	12
I-3-7-f. Eaux huileuses et eaux pluviales.....	12
I-3-7-g. Réseau eau incendie.....	12
I-3-7-h. Le réseau d'azote.....	12
I-3-7-i. Système huile chaude.....	13
<b>Chapitre II : Généralités sur les turbines à gaz</b>	
Introduction.....	14
II-1. Généralités sur les turbines à gaz.....	14
II-2. Les types de la turbine à gaz.....	14
II-2-1. Turbine avec un seul arbre.....	14
II-2-2. Turbine avec deux arbres.....	15



II-3. Les différents éléments de la turbine à gaz.....	16
II -3-1. Entrée d'air.....	16
II -3-2. Compresseur.....	17
II -3-3. Chambre de combustion.....	18
II.3.4. Turbine de détente.....	18
II-3-5. Echappement de la turbine à gaz.....	19
II-4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....	19
II-5. Etude thermodynamique des TAG.....	20
II -5-1. Cycle de Baryton.....	20
II-5-1-a. cycle idéal.....	20
II-5-1-b. Cycle réel.....	22
II-6. Domaine d'application de la TAG.....	22
II-7. Influence des paramètres extérieurs sur les performances des turbines.....	23
II-7-1. Température ambiante.....	23
II-7-2. Pertes de pression à l'admission et à l'échappement.....	24
II-7-3. Pression ambiante.....	24
II-7-4. Carburant.....	24
II-7-5. Humidité relative.....	25
II-8. Refroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz.....	25
II-8-1. Refroidissement par évaporation.....	25
II-8-2. Refroidissement indirect (Chiller) .....	26
Conclusion.....	27
<b>Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur</b>	
Introduction.....	28
III-1. Définitions.....	28
III-1-1. Transfert de chaleur.....	28
III-1-2. Echangeur de chaleur.....	28
III-2. Différents modes de transfert de chaleur.....	28
III-2-1. La conduction.....	28
III-2-2. La convection.....	29
III-2-3. Le rayonnement.....	30
III-3. Principe de fonctionnement des échangeurs .....	31
III-4. Classification des échangeurs.....	31
III-4-1. Echangeurs tubulaires et multitubulaires.....	31

---

III-4-2. Echangeurs à plaques.....	32
III-4-2-a. Echangeurs à plaques et joints.....	33
III-4-2-b. Echangeur à plaques soudées ou cassettes .....	34
<b>Chapitre IV : Calcul thermodynamique de la turbine à gaz et dimensionnement de l'échangeur</b>	
IV-1. Problématique.....	35
IV-2. Etude de l'effet de la température.....	35
IV-2-1. Description de la turbine.....	35
IV-2-2. Calcul thermodynamique de la turbine.....	37
IV-2-3. Détermination du pouvoir calorifique du combustible.....	40
IV-2-4. Calcul du débit de fuel et du débit d'air.....	42
IV-3. Amélioration des performances de la turbine.....	46
IV-3-1. Proposition.....	46
IV-3-2. Description du système.....	46
IV-3-3. Emplacement du système.....	46
IV-4. Dimensionnement de l'échangeur.....	47
IV-4-1. La simulation.....	47
IV-4-2. Présentation de l'Aspen EDR.....	48
IV-4-3. Interprétation des résultats.....	54
Conclusion .....	55
Références .....	56

**Liste des figures :**

Figure I.1: Schéma synoptique du Process du méga train.....5

Figure I.2 : Unité de liquéfaction.....8

Figure I.3 : Les différentes unités de la section d'utilité.....10

Figure II.1: Schéma de turbine à mono-arbre.....15

Figure II.2: Schéma de turbine à gaz bi-arbre.....15

Figure II.3 : Les éléments de la turbine à gaz.....16

Figure II.4 : La partie du compresseur dans la turbine à gaz.....17

Figure II.5 : Le rendement thermique en fonction du taux de compression.....21

Figure II.6: Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes (p-v) et (T-s).....21

Figure II.7: Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.....22

Figure II.8 : Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine.....24

Figure II.9: Dispositif d'humidification du refroidisseur évaporatif.....26

Figure II.10: Refroidissement indirect (chiller).....27

Figure III.1: Le principe de transfert de chaleur par conduction.....29

Figure III.2: Le transfert de chaleur par convection.....30

Figure III.3. Le transfert de chaleur par rayonnement.....31

Figure III.4: Un échangeur de type tubulaire.....32

Figure III.5: Un échangeur à plaques et joints... ..33

Figure III.6: Un échangeur à plaques soudées.....34

Figure IV.1 : Vue extérieure de la turbine MS7001EA du complexe.....36

Figure IV.2 : Cycle thermodynamique de Brayton.....37

Figure IV.3: Rendement de la turbine pour différents températures ambiante.....44

Figure IV.4: La puissance utile de turbine pour différentes températures ambiante.....44

Figure IV.5: Emplacement du système de réfrigération.....47

Liste des tableaux :

Tableau I.1: Compositions du GN..... 2

Tableau I.2: Produits fini du méga train..... 3

Tableau I.3 : Les sous-produits de l'unité de fractionnement..... 9

Tableau IV.1 : Caractéristiques de la turbine MS7001EA..... 36

Tableau IV.2 : Paramètres turbines MS 7001(turbine MR)..... 37

Tableau VI. 3 : Composition de chaque source du fuel gaz..... 41

Tableau IV.4 : Pouvoir calorifique de chaque constituant..... 42

Tableau IV.5 : Performances de la turbine pour une  $T=288^{\circ}K$ ..... 43

Tableau IV.6: Comparatif des performances de la TAG pour différentes températures  
ambiantes..... 44

Tableau IV.7: Les données d'entrées..... 48

Tableau IV.8 : Data sheet de l'échangeur..... 53



**Acronymes et abréviation :**

GL1/K : Gaz Liquéfié 1 du complexe de Skikda

GN : Gaz Naturel

GNL : Gaz Naturel Liquéfié

APCI : Air Product and Chemicals Incorporation

GL1Z : Gaz Liquéfié 1 du complexe d'Arzew

GL2Z : Gaz Liquéfié 2 du complexe d'Arzew

MR : Mixed Refregerant

aMDEA : Méthyle Diéthanol Amine activée

VOC : Volatil Organic Composant

Ppm : Partie par million

CP-1/K : Complexe Pétrochimique 1 de Skikda

RA-1/K : Raffinerie 1 de Skikda

GPL : Gaz de Pétrole Liquéfié

TAG : Turbine à Gaz

HP : Haute Pression

BP : Basse Pression

GG : Générateur à Gaz

PCI : Pouvoir Calorifique Inférieur

ISO : Organisation Standard International

T-s : Température - Entropie

Rp : Rapport de pression ou taux de compression

P-v : Pression-volume

$\Delta T$  : Potentiel de température

X : Direction du gradient de température et de déplacement de la chaleur

$Q_x$  : Débit de chaleur par unité de temps (J/s)

$\lambda$  : Coefficient de conduction thermique caractéristique du matériau, parfois fonction de la température ( $W.m^{-1}.^{\circ}K^{-1}$ )

A : Surface d'échange ( $m^2$ )

T: Température

h : fonction du type d'écoulement et de la géométrie des équipements

$\sigma$  : Constante de Boltzmann numériquement égale à  $5,75.10^{-8} W/m^2.K^4$  ou  $4,96.10^{-8} Kcal/h.m^2 .K^4$

$T_1$  : Température d'entrée du compresseur ( $^{\circ}\text{K}$ )  
 $P_1$  : Pression d'admission du compresseur (bar)  
 $P_2$  : Pression à la sortie du compresseur (bar)  
 $\tau$  : taux de compression  
 $T_{2is}$  : Température à la fin de la compression isentropique ( $^{\circ}\text{K}$ )  
 $\gamma$  : Exposant isentropique  
 $R$  : Constante des gaz parfaits ( $\text{Kj/Kmole. }^{\circ}\text{K}$ )  
 $T_2$  : Température réelle à la sortie du compresseur ( $^{\circ}\text{K}$ )  
 $C_p$  : Chaleur spécifique à Pression constante ( $\text{Kj/Kg. }^{\circ}\text{K}$ )  
 $C_{p_m}$  : Chaleur spécifique à Pression constante moyenne ( $\text{Kj/Kg. }^{\circ}\text{K}$ )  
 $M_{air}$  : Masse moléculaire de l'air ( $\text{Kg/Kmole}$ )  
 $W_C$  : Travail du Compresseur ( $\text{Kj/Kg}$ )  
 $P_3$  : Pression d'entrée dans la turbine (bar)  
 $\Delta p$  : Différence de pression (bar)  
 $T_{4is}$  : Température isentropique à la sortie de la turbine ( $^{\circ}\text{K}$ )  
 $T_3$  : Température dans la chambre de combustion ( $^{\circ}\text{K}$ )  
 $T_4$  : Température réelle à la sortie de la turbine ( $\text{Kj/Kg}$ )  
 $W_T$  : Travail de la Turbine ( $\text{Kj/Kg}$ )  
 $Q_h$  : Quantité de chaleur dégagée dans la chambre de combustion ( $\text{Kj/Kg}$ )  
 $X_{it}$  : Composition totale du constituant  $i$   
 $X_{ij}$  : Composition du constituant  $i$  dans la source  $j$   
 $m_j$  : Débit molaire de la source  $j$   
 $m_{fuel}$  : Débit du fuel ( $\text{Kg/hr}$ )  
 $m_{air}$  : Débit d'air ( $\text{Kg/hr}$ )  
 $\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air ( $\text{Kg/m}^3$ )  
 $Q_v$  : Débit volumique ( $\text{m}^3/\text{hr}$ )  
 $\eta$  : Rendement (%)  
 $P_u$  : La puissance de la turbine (MW)  
DTLM : Différence de Température Logarithmique Moyenne  
EDR : Exchanger Design & Rating  
ASME : American Society of Mechanical Engineers  
 $r$  : Taux de compression

$\eta_c$  : Efficacité isentropique du compresseur

$\eta_t$  : Efficacité isentropique de la turbine

$\eta_m$  : Efficacité de transmission mécanique

$\eta_{comb}$  : Efficacité de la chambre de combustion

# *Introduction générale*



## Introduction générale

Les turbines sont des machines qui servent à convertir l'énergie d'un état à un autre, et parmi ces types on a les turbines à gaz qui sont très connues dans plusieurs domaines de l'industrie, vu ses applications dans la production de puissance et d'énergie.

Les turbines à gaz ont connu ces dernières années un développement remarquable dans nombreux secteurs de l'industrie en particulier dans les centrales de production de l'électricité ainsi que l'industrie pétrolière et gazière. Notamment en Algérie, on utilise ces turbines beaucoup plus dans les champs pétroliers et les zones d'exploitation du gaz naturel pour produire l'électricité.

Malgré ces avantages, la sensibilité aux paramètres extérieurs pose un sérieux problème sur leur fonctionnement. La haute température de l'air ambiant influe négativement sur le rendement et l'efficacité de ces machines.

Pour résoudre ce problème, des différentes méthodes de refroidissement de l'air ambiant ont été utilisées (régénération, refroidissement intermédiaire, refroidissement de l'air de combustion).

A ce propos notre travail consiste à étudier l'influence de la température de l'air ambiant sur les paramètres de la turbine et proposer une solution pour ce problème.

En premier lieu, nous avons fait une description du complexe *GLI/K* et le nouveau Méga train de la liquéfaction du gaz naturel.

Après, une revue bibliographique sur les turbines à gaz et ces composants ; le principe de fonctionnement, les différents types et le domaine d'application ainsi que les paramètres qui influent sur le fonctionnement sont détaillés dans le deuxième chapitre.

Dans le troisième chapitre, nous avons parlé sur les échangeurs de chaleur d'une façon générale en donnant les modes de transfert de chaleur, le principe de fonctionnement d'un échangeur et ces types existants dans l'industrie.

Et le dernier chapitre expose le calcul thermodynamique qu'on a fait sur les paramètres de la turbine à gaz du type *MS7001EA* de la boucle de *MR (Mixed Refregerant)* pour mettre en évidence l'influence de la température de l'air ambiant et en deuxième lieu on a procédé à la simulation d'un échangeur de chaleur en utilisant le simulateur *Aspen EDR* comme une solution à notre problématique.

***Chapitre I :***  
***Présentation de l'Unité de***  
***Liquéfaction des Gaz Naturels de***  
***GL1/K de Skikda***

### **I-1. Situation géographique**

Le nouveau train de liquéfaction de Skikda se situe à l'intérieur de l'enceinte du complexe GL1/K, au Nord-Ouest des trains de liquéfaction existants. Il a été conçu pour remplacer les unités 20, 30, et 40 qui ont été détruites lors de l'incident de l'année 2004.

Le méga train est alimenté en gaz naturel (GN) à partir du gisement de HASSI R'MEL par gazoduc d'une longueur de 580 Km [1].

### **I-2. Caractéristiques de production**

Le méga train a été conçu pour une capacité de production de 4,5 millions de tonnes de GNL par an, il peut fonctionner avec ou sans extraction des sous-produits : (Ethane, Propane, Butane, Gazoline) [2].

On alimente l'usine de production d'Hélium [HELISON] avec une charge riche en Hélium; cette usine extrait l'Hélium et nous renvoie de l'azote gazeux et du fuel gaz de (52% méthane, 48% azote).

Le nouveau train de liquéfaction de GNL est conçu pour un fonctionnement en marche continu garanti pendant 330 jours / an.

Tableau I .1: Compositions du GN

<b>Composants</b>	<b>%molaire</b>
Hélium	0.19
Azote	5.78
Méthane	82.49
Ethane	7.27
Propane	2.35
Isobutane	0.47
n-butane	0.68
Isopentane	0.15
n-pentane	0.19
Hexane	0.23
CO2	0.21
H2O	0.01

Tableau I.2: Produits fini du méga train

Produits finis	Quantité (Tonne / an)
GNL	4 500.000
Ethane	/
Propane	207 600
Butane	171 400
Gazoline	108 700

### I-2-1. Procédé de liquéfaction utilisé

On utilise le procédé APCI (C3MR-Split MR) : (*Air Product and Chemicals Incorporation*), à voie sèche. Les différences fondamentales par rapport au procédé APCI classique de GL1Z, GL2Z sont les suivantes :

- La pression du gaz à l'entrée est remontée à 66 bars.
- Les compresseurs du mélange réfrigérant MR et du propane sont entraînés par des turbines à gaz (pas d'utilisation de la vapeur).
- Remplacement des condenseurs à eau de mer par des aéro-réfrigérants pour la condensation du MR (Mixed Refregrant).
- Des éxpanders remplacent les vannes d'injection du MR dans l'échangeur cryogénique.

Le Procédé BASF utilise :

- Une boucle de réfrigération (pré-refroidissement) au propane comprenant :
  - ✓ Un compresseur à 4 étages entraînés par une turbine à gaz (FRAME 7).
  - ✓ Une batterie d'évaporateurs.
  - ✓ Une batterie d'aéro-réfrigérants.
  - ✚ Pré-refroidir environ 2/3 du réfrigérant principal de +40°C à - 36°C avant son utilisation dans l'échangeur cryogénique principal où il va refroidir le gaz naturel.
  - ✚ Pré-refroidir le gaz naturel décarbonaté et sec de + 22°C à - 35°C avant son entrée dans l'échangeur principal cryogénique.
- Une boucle de réfrigération au réfrigérant mixte (MR), comprenant :
  - ✓ Un compresseur à 3 corps entraîné par une turbine à gaz (FRAME 7).



- ✓Une batterie d'évaporateurs.
- ✓Une batterie d'aéro réfrigérants.

Le rôle de cette boucle de réfrigération est de Pré-refroidir environ 1/3 du réfrigérant principal de +40°C à - 36°C avant son utilisation dans l'échangeur cryogénique principal où il va refroidir le gaz naturel.

- Un échangeur principal de type bobiné pour la liquéfaction. Cet échangeur est constitué d'une calandre en aluminium et de plusieurs faisceaux de tubes en aluminium enroulés autour d'un noyau central.

### **I-3. Présentation des différentes unités**

Le GN est un mélange d'hydrocarbures dont la teneur en méthane est supérieure à 80%, mais contient également de l'éthane, du propane, du butane, du pentane et quelques traces d'hydrocarbures lourds. On y trouve également quelques constituants tels que ; He, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, Hg et l'H<sub>2</sub>O, ainsi que des impuretés sous forme de poussières et de traces d'huiles, pour cela le gaz doit au préalable, un traitement afin de lui enlever les traces des gaz contaminants susceptibles de se solidifier lors du refroidissement.

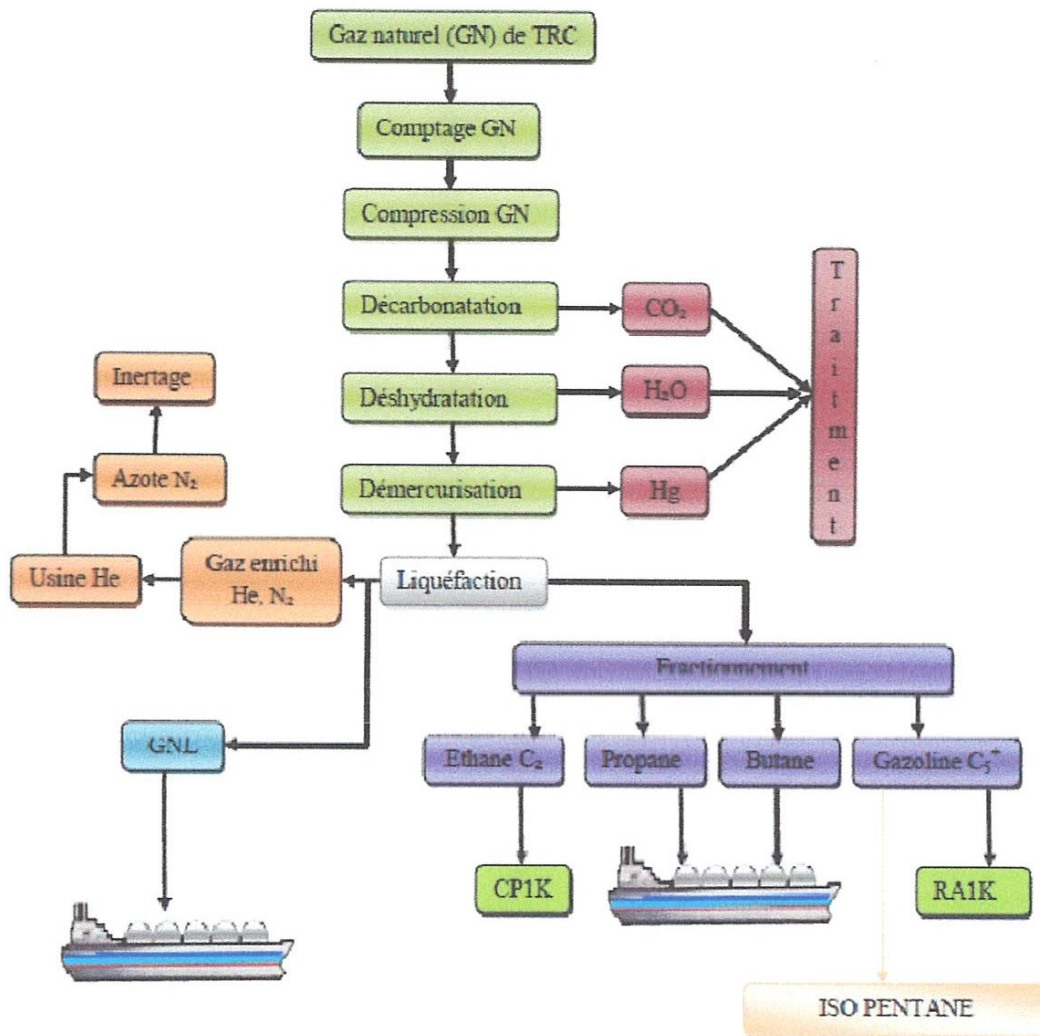


Figure I.1: schéma synoptique du Process du méga train

Le nouveau train de liquéfaction se compose de plusieurs unités :

### I-3-1. Unité de comptage du gaz naturel

Son rôle est de mesurer et comptabiliser tout le gaz naturel entrant aux anciennes unités du complexe GL1/K et au train de liquéfaction. Le comptage sert à fournir les éléments nécessaires pour :

- Le calcul des divers bilans de l'usine et de l'autoconsommation.
- Le calcul des quantités consommées pour les besoins de facturation.
- Le système de comptage se compose de :
  - Trois compteurs totalisateurs (3 x 50 %).
  - Trois vannes d'isolement motorisées.

- Un chromatographe pour analyse de la composition et de la densité du gaz afin de calculer le débit massique du GN entrant.
- Un analyseur de CO<sub>2</sub> en ligne.

### **I-3-2. Unité de compression du gaz naturel**

A la sortie du système de comptage le GN est à 42 bars eff et 25 °C après il sera comprimé jusqu'à 66 bars eff pour faciliter sa liquéfaction.

L'unité de compression se compose de :

- Ballon d'aspiration du compresseur.
- Filtres de gaz naturel.
- Réchauffeur de gaz.
- Compresseur de gaz d'alimentation.
- Aéro réfrigérant.

### **I-3-3. Unité de traitements de gaz**

Avant la liquéfaction, le gaz naturel doit subir des traitements pour être débarrassé de trois éléments nuisibles au fonctionnement de l'installation : CO<sub>2</sub> (anhydride ou gaz carbonique), Eau, Mercure.

#### **I-3-3-a. L'unité de décarbonatation**

Son but est de réduire la teneur en CO<sub>2</sub> de 0.19% à 50 ppmv pour éviter la solidification dans la section liquéfaction.

Le Procédé utilisé : BASF utilisant (aMDEA) Méthyle Diéthanol Amine activée et garnissage en vrac (random packing) ; La Solution utilisée : 60% massique eau et 40 % massique de l'aMDEA.

L'unité est conçue pour traiter le gaz de charge avec une teneur en CO<sub>2</sub> allant jusqu'à 2% et une émission de VOC inférieur à 150 mg/Nm<sup>3</sup>. La colonne de décarbonatation est conçue pour éliminer le CO<sub>2</sub> contenu dans le GN par adsorption chimique par une solution de MDEA pauvre. Cette solution aqueuse de MDEA alimente l'adsorbeur en partie haute, La solution circule ensuite vers le bas à travers des lits de garnitures entassés (disposés selon 4 lits de 6 m comprenant des distributeurs de liquides intermédiaires). Le gaz débarrassé du CO<sub>2</sub> quitte la tête de l'adsorbeur pour être dirigé vers l'unité de déshydratation.

#### **I-3-3-b. L'unité de déshydratation du gaz naturel**

Durant le processus de liquéfaction, le gaz naturel est refroidi progressivement de + 35 °C à - 162 °C. Dans la même étape, l'eau contenue dans le gaz naturel, s'il n'était pas extrait,



se solidifierait et provoquerait le bouchage de l'échangeur principal. L'opération de séchage est réalisée dans 03 sècheurs (qui fonctionnent alternativement) par circulation de gaz décarbonaté de haut en bas sur du tamis moléculaire (bâtonnets) qui a un haut pouvoir d'adsorption. A la sortie du sécheur, la teneur en humidité du gaz doit être  $< 1$  ppm. Au bout d'environ 12h de service et/ou dès qu'un sécheur est saturé, il est régénéré par circulation de gaz chaud ( $168\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) de bas en haut. L'eau évaporée est ensuite condensée puis purgée vers le réseau égout de l'usine. Le gaz déshydraté est ensuite envoyé vers l'unité de démercurisation.

### **I-3-3-c. L'unité de démercurisation du gaz naturel**

Le système de démercurisation est conçu pour éliminer le mercure du gaz d'alimentation et empêcher la corrosion des sections cryogéniques de l'usine.

*Fonctionnement* : Le gaz d'alimentation descend à travers l'adsorbent de mercure, qui contient un lit de charbon actif imprégné de soufre qui réduit le niveau de mercure dans le gaz.

### **I-3-4. L'unité de liquéfaction du gaz naturel et d'extraction de la charge de gaz riche en Hélium**

La liquéfaction consiste à combiner entre l'abaissement de la température du gaz et l'augmentation de sa pression, c'est-à-dire on comprime le gaz puis on enlève sa chaleur en utilisant un fluide frigorigène (MCR), dans l'échangeur principal. Ce fluide à son tour sera auto refroidit à contre-courant dans le même échangeur cryogénique, ensuite par échange de chaleur dans des condenseurs dont le fluide frigorigène est le propane. Le GNL est obtenu à une température de  $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$  sous la pression atmosphérique et stocké dans un bac de  $150\ 000\ \text{m}^3$ .



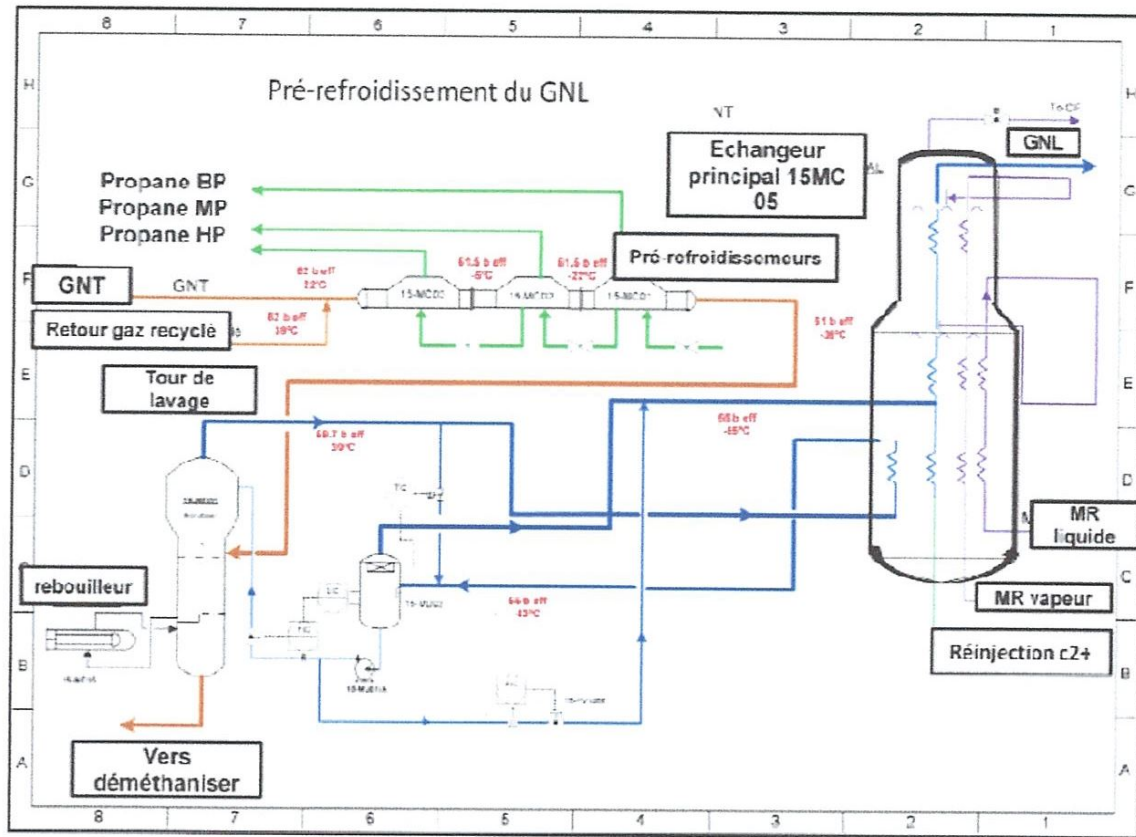


Figure I 2 : Unité de liquéfaction

### I-3-5. L'unité de fractionnement des sous-produits

Le but de cette unité est de séparer les constituants dits " lourds" du gaz naturel, ceci afin de respecter les spécifications commerciales du GNL.

Le nouveau train de GNL est dimensionné pour pouvoir aussi fonctionner avec réinjection totale de ces produits.

Tableau I.3 : les sous-produits de l'unité de fractionnement

<b>Produits</b>	<b>Utilisations</b>
Ethane	- Alimentation CP-1/K - Réinjection dans le GNL - Réinjection dans le Fuel Gas - Appoint dans la boucle MR
Propane	- Stockage et expédition - Réinjection dans le GNL - Appoint dans la boucle PROPANE
Butane	- Stockage et expédition - Réinjection dans le GNL
Gazoline	- Réinjection dans le GNL - Stockage et expédition vers RA-1/K

### **I-3-6. Unité de stockage des produits finis**

Le stockage des produits finis comprenant :

- Un bac de stockage de GNL de 150 000 m<sup>3</sup>. Il est du type confinement intégral avec une structure extérieure en béton armé précontraint à toit suspendu et une cuve interne en acier à 9 % de nickel. Les gaz d'évaporation des bacs (boil off) et de retour des méthaniers durant le chargement sont repris par des compresseurs et envoyés dans le réseau Fuel Gas et/ou recyclés à l'entrée de l'unité de liquéfaction du Nouveau Train de GNL.
- Un bac de stockage de propane de capacité totale de 66 000 m<sup>3</sup> (type confinement intégral).
- Un bac de stockage de butane de capacité totale de 66 000 m<sup>3</sup> (type confinement intégral).
- Une sphère de stockage de gazoline de capacité totale de 3 760 m<sup>3</sup>.
- Une unité de réfrigération de GPL (propane et butane) cette unité reçoit :
  - ✓ Le boil off des bacs propane et de butane qui est par la suite liquéfié puis est renvoyé au stockage au Nouveau Train.
  - ✓ Le retour gaz des navires GPL durant les chargements. Ce boil off est liquéfié puis est renvoyé au stockage au Nouveau Train.
  - ✓ Le butane et le propane chauds venant de la Raffinerie de Skikda (RA-1/K). Ces produits sont sous-refroidis puis renvoyés au stockage dans les bacs du nouveau train de GNL.

### I-3-7. Les utilités

Le rôle des utilités est de fournir les éléments nécessaires au fonctionnement du Nouveau Train de GNL et de gérer les réseaux communs qui le composent.

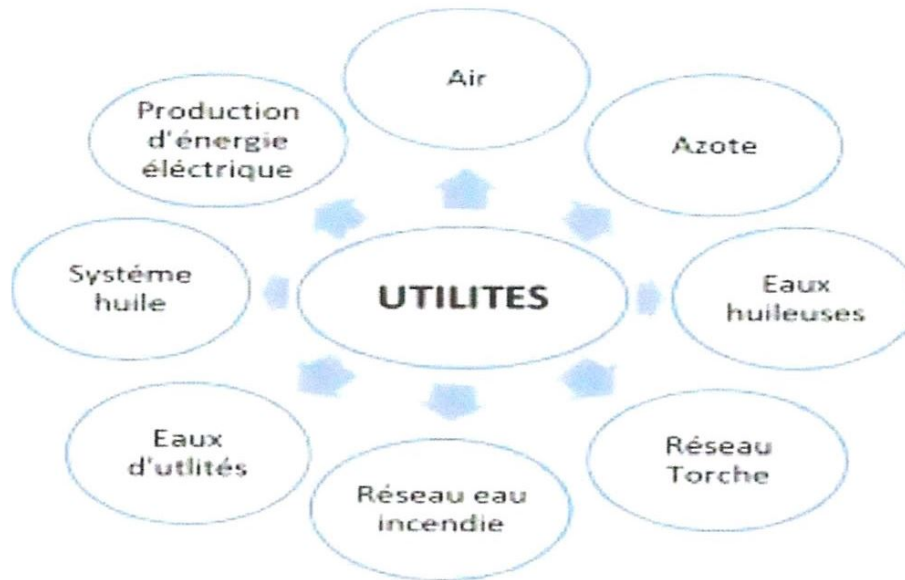


Figure I.3 : les différentes unités de la section d'utilité.

#### I-3-7-a. L'énergie électrique

Elle comprend 5 Générateurs Diesel qui alimentent les équipements de secours du nouveau train de GNL lors des conditions d'urgence (arrêt des turbos générateurs) et lors des démarrages, lorsque les 5 turbos générateurs sont à l'arrêt avec une puissance unitaire : 1,719 MW. 5 turbogénérateurs assurant une autonomie en énergie électrique 51-MJ01A/B/C/D/E d'une puissance unitaire : 25 MW.

Les générateurs sont entraînés par des turbines à gaz alimentées en combustible par du Fuel gaz produit par le procédé. Au 1er démarrage de l'usine, 2 turbines seront alimentées directement à partir du gaz d'alimentation à travers un filtre 01-MD03. Ce gaz sera réchauffé dans un réchauffeur électrique 51-ML02A/B.

#### I-3-7-b. La production d'air instrument et d'air service

Le rôle de cette unité est de fournir de l'air comprimé filtré et non séché dit air service à 9,5 bar eff destiné aux besoins utilitaires (nettoyage et autres) et de l'air comprimé et



Cette unité se compose de :

✓ **Compresseur d'air 56MJ01A/B/C** : Trois compresseurs à vis avec un débit unitaire :  $3345 \text{Nm}^3/\text{h}$  et une Pression de refoulement : 10 bar eff.

Le système de refroidissement utilisé est un Circuit fermé d'eau déminéralisée.

Les compresseurs sont gérés par un automate programmable, en fonction de la pression d'air dans le collecteur de sortie. En marche normale, un seul compresseur suffit au fonctionnement de l'usine.

✓ **Ballon séparateur 56-ML02** : C'est là où l'eau est séparée de l'air comprimé. L'eau est purgée en fond. L'air sort par le haut puis est dirigé vers la batterie de sécheurs et vers le réseau air service. Avec une Pression de 10 bar eff.

✓ **Sécheurs d'air 56-ml01A/B** : L'ensemble contient 2 tours de séchage remplies de tamis moléculaires. Chaque tour (ou sécheur) est équipée de filtres finisseurs qui retiennent les particules déshydratantes.

Le rôle de ces deux batteries est de sécher l'air à un point de rosée de  $-40^\circ\text{C}$ .

En marche normale, une tour est en service, l'autre est en régénération. Dès qu'un sécheur est saturé, il est régénéré avec du gaz sec et détendu, prélevé à la sortie du sécheur en service.

✓ **Ballon de recette d'air 56-MD03** : Ce ballon reçoit l'air sec sortant de la batterie de sécheurs. A partir de ce ballon, l'air est distribué vers les collecteurs d'air instrument pour les utilisateurs.

En cas d'arrêt des 3 compresseurs, sa capacité doit fournir l'air nécessaire pour une consommation normale pendant 5 minutes, ceci afin de permettre un arrêt contrôlé de l'usine.

### **I-3-7-c. La production d'eau potable**

A partir du réseau d'eau industrielle (de barrage) fournie par le complexe GL-1/K, cette eau est traitée dans un package spécial pour être amenée aux conditions sanitaires exigées avant sa mise à la consommation.

### **I-3-7-d. Eaux d'utilités**

✚ **Eau de service** : Cette eau soutirée à partir du réseau du complexe GL1/K, elle est stockée dans un bac. Ce bac a une capacité de  $610 \text{m}^3$ . Il est équipé de 2 tubulures de sortie placées l'une au-dessus de l'autre. La tubulure de fond alimente une pompe pour maintenir le réseau incendie en pression, et la tubulure supérieure alimente le réseau eau de service (nettoyage, échantillonneurs) et le package d'eau potable.

✚ **Eau déminéralisée** : Elle est utilisée pour alimenter :



- ✓ Les unités de décarbonatation et de stockage MDEA pour appoint et lavage.
- ✓ Le système de lavage des turbines à gaz.
- ✓ Le laboratoire.
- ✓ L'unité de refroidissement en appoint.

#### **I-3-7-e. Le système torche et brûlot**

Ce système est constitué d'une torche recevant les effluents gazeux des unités du nouveau train de GNL et du complexe existant. La hauteur de cette torche est de 150 m. Elle est montée sur un seul derrick comprenant trois futs (deux pour le Nouveau Train et un pour les unités existantes de GL1/K).

Une torche basse pression (torche confinée) recevant le gaz torché de boil-off du nouveau train de GNL et du complexe GL1/K existant.

Un brûlot reçoit les liquides torchés à partir du nouveau train de GNL et du complexe existant.

#### **I-3-7-f. Eaux huileuses et eaux pluviales**

Le but de ce système est de récupérer les eaux contaminées ainsi que les eaux de pluie à partir de l'ensemble de l'usine. Les eaux contaminées sont séparées par différence de densité avant d'être rejetées comme eau propre dans le canal de rejet eau de mer existant. La collecte d'eau se fait dans 6 bassins implantés dans l'ensemble de l'usine. L'huile récupérée est brûlée à la torche chaude.

#### **I-3-7-g. Réseau eau incendie**

Le système d'eau incendie est un réseau fermé qui est maintenu sous pression d'eau douce à 7,5 bar eff. Cette eau est fournie par les pompes JOCKEY.

Le réseau est maintenu sous eau douce afin d'éviter la corrosion des lignes. Les lignes souterraines sont en acier carbone, revêtues intérieurement avec un ciment spécial.

#### **I-3-7-h. Le réseau d'azote**

Dans toute unité industrielle traitant des hydrocarbures, l'azote est un élément indispensable. N'étant pas combustible, il est essentiellement utilisé pour obtenir des atmosphères inertes, par exemple :

✓ Equipements contenant des hydrocarbures : L'azote est utilisé pour éliminer les hydrocarbures et obtenir une atmosphère non explosive afin de permettre la réalisation de travaux à chaud en toute sécurité.

✓ Equipements sous air : L'azote est utilisé pour chasser l'air avant toute introduction d'hydrocarbures dans les équipements, ceci aussi afin d'éviter toute atmosphère explosive. Toute entrée dans une enceinte confinée est subordonnée à un strict respect des consignes de sécurité en vigueur (isolement, dégazage, inertage, mise sous air > 20%).

Le nouveau train de GNL ne dispose pas d'équipements de production d'azote, à l'exception d'une bouteille de stockage liquide et d'évaporateurs. Il est connecté sur le réseau de GL1/K qui est alimenté en azote gazeux par :

✓ Complexe COGIZ à partir du complexe d'extraction d'hélium (HELISON) où l'azote est extrait à partir de la charge de gaz riche en hélium envoyée par le nouveau train et le complexe GL1/K.

✓ Complexe MESSER ALGERIE où l'azote est extrait à partir de l'air.

#### **Équipements alimentés en azote**

✓ Le collecteur de distribution vers divers équipements (lignes, ballons, échangeurs, colonnes, machines...)

✓ Les analyseurs

✓ Les boîtes étanches pour les compresseurs.

✓ Les inters paroi des bacs de stockage GNL/GPL.

✓ Les joints d'étanchéité des câbles électriques et instruments pour les différentes pompes.

✓ Certains bacs de stockage pour assurer le "blanketing"

#### **I-3-7-i. Système huile chaude**

Le rôle de ce système est de stocker, chauffer et fournir l'huile chaude nécessaire pour le réchauffage des rebouilleurs et des réchauffeurs de l'ensemble du train. Ce système est composé de 3 unités :

- Unité 08 stockage d'huile : Stockage et compensation des pertes par appoint aux U18 et 58.

- Unité 18 Chauffage d'huile des échangeurs du traitement du gaz et pour le réchauffeur de FG.

- Unité 58 Chauffage d'huile pour les échangeurs du fractionnement et pour le réchauffeur GN.

***Chapitre II :***  
***Généralités sur les turbines à gaz***

## **Introduction**

Les turbines à gaz ont connu au cours dernières années un développement considérable dans des nombreuses applications industrielles. En particulier dans le domaine des hydrocarbures.

### **II-1. Généralité sur les turbines à gaz**

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure [3].

La turbine à combustion destinée à la production de l'énergie électrique. Cette turbine construite par Brown, Boveri et Cie, a été présentée à l'exposition Nationale Suisse de 1939 à Zurich. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par Hans Von Ohain a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été développée par Frank Whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. À partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avions en service. Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultats des améliorations rapides des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique.

### **II-2. Les types de la turbine à gaz**

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

#### **II-2-1. Turbine avec un seul arbre**

Dans cette catégorie de TAG le compresseur d'air, la turbine de détente et l'appareil entraîné sont sur le même arbre. Cette installation a un côté positif, du fait de sa grande simplicité, mais a aussi un côté négatif, puisqu'elle conduit à un intervalle d'utilisation de vitesse étroit, à faible rendement partiel qu'une turbine à deux arbres [4].



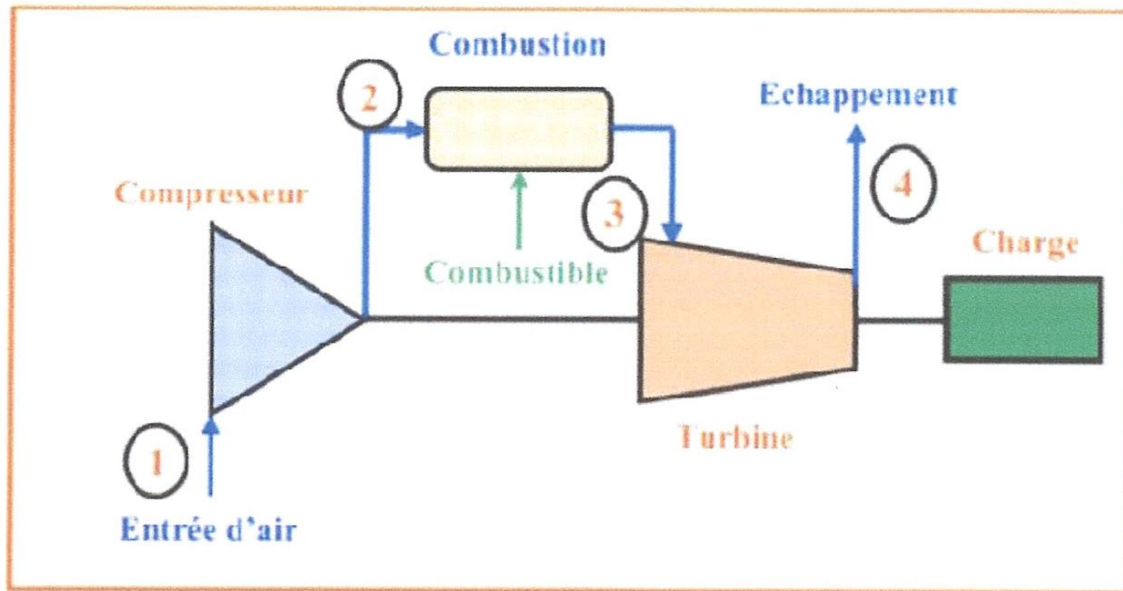


Figure II.1: Schéma de turbine à mono-arbre

### II-2-2. Turbine avec deux arbres

La turbine de détente est subdivisée en deux parties :

- La turbine HP entraîne le compresseur d'air et lui seul, par l'intermédiaire d'un arbre.
- La turbine BP garantit l'alimentation d'énergie à la machine entraînée.

La première ligne d'arbre compose le GG, la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique [4].

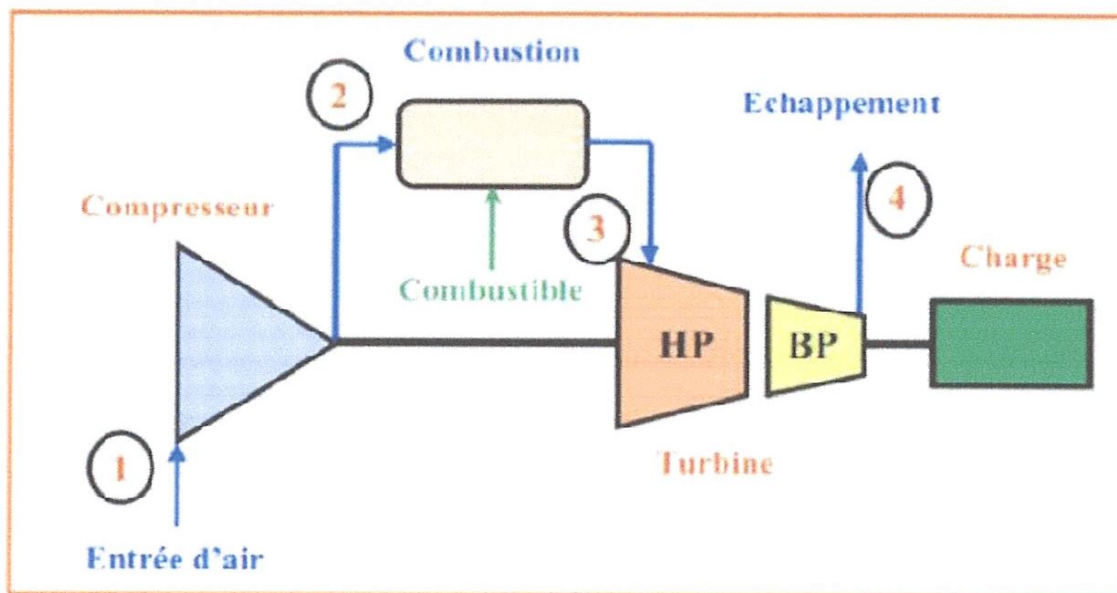


Figure II.2: Schéma de turbine à gaz bi-arbre

### II-3. Les différents éléments de la turbine à gaz

Les différentes parties d'une turbine à gaz sont montrées dans la figure II.3

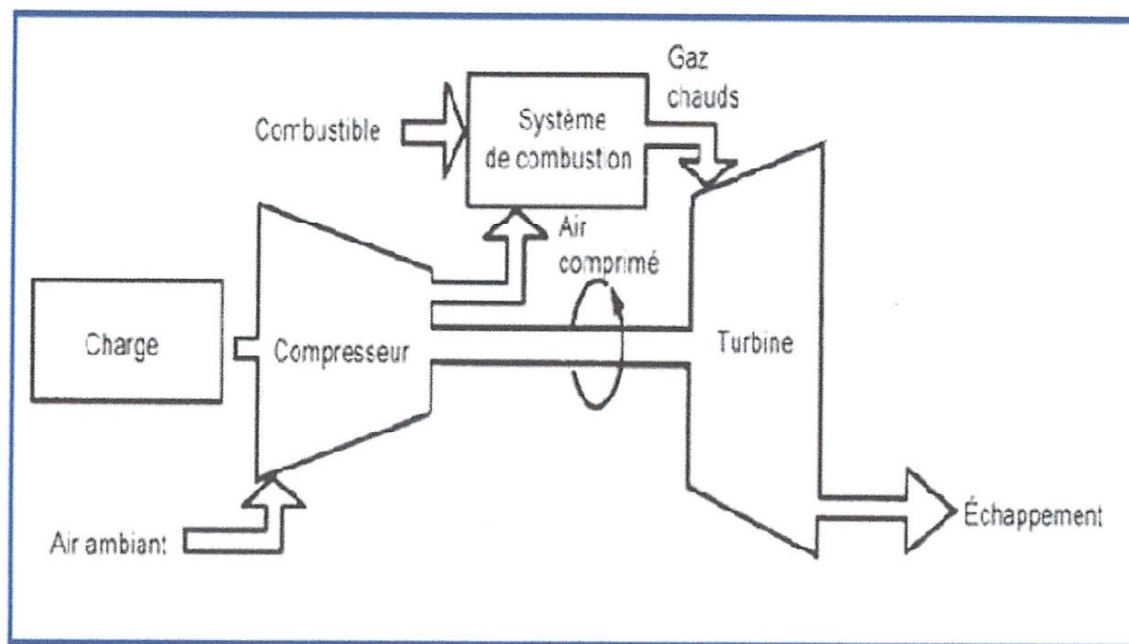


Figure II.3 : Les éléments de la turbine à gaz

#### II -3-1. Entrée d'air

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration des particules qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stators du compresseur d'air et entraîner des pertes de performance dues aux pertes de charge au niveau du compresseur axial. Les particules de saleté peuvent aussi colmater les orifices et passages de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine.

Comporte un système de filtration générant une perte de charge qui varie de 0,3 % à 1,3 % en fonction de son encrassement ; il est modélisé par un coefficient de perte de charge, qui peut être calé sur une perte de charge de 0,6 % à pleine puissance. L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérants à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour

refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %. La mesure de la perte de charge à l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques [5].

### II -3-2. Compresseur

La section compresseur à débit axial se compose d'un rotor et d'une série de corps. Les corps renferment les aubes orientables, les 17 étages du rotor et l'aubage du stator, ainsi que les deux rangées d'aube fixes de guidage.

Dans le compresseur, l'air est mis en rotation par une rangée circulaire d'aubes mobiles (rotor) et subit une augmentation de vitesse. En franchissant ensuite une rangée d'aubes fixes (stator), la vitesse de l'air diminue et sa pression augmente.

Les aubes du rotor fournissent l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans chaque étage et les aubes du stator guident l'air suivant une direction bien définie vers l'étage suivant.

A la sortie du corps d'échappement du compresseur, l'air est dirigé vers les chambres de combustion [6].

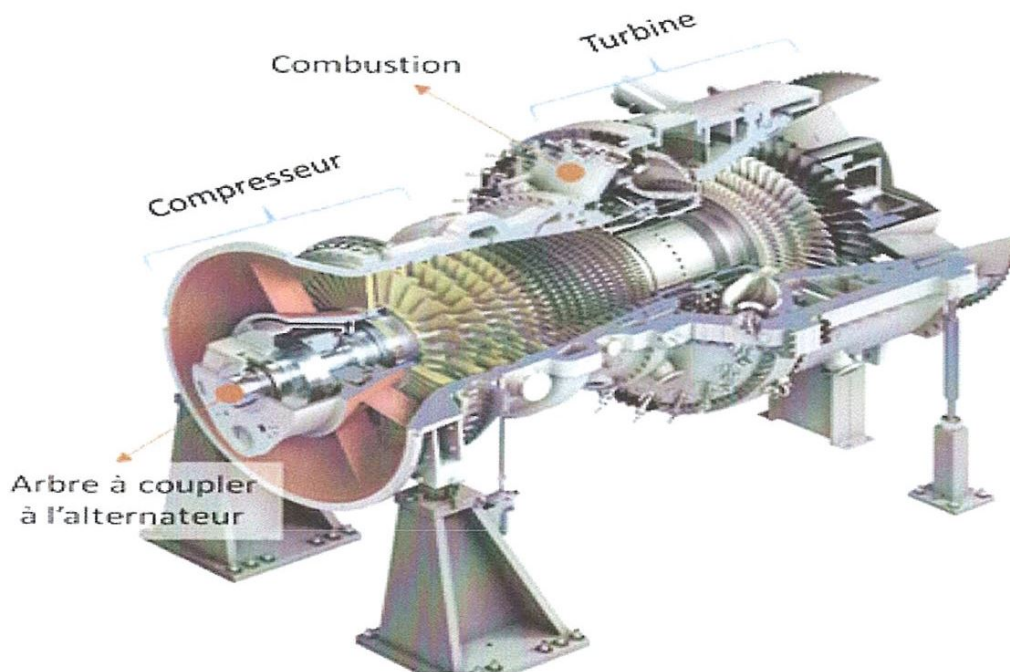


Figure II.4 : La partie du compresseur dans la turbine à gaz



### II -3-3. Chambre de combustion

Se traduit par une perte de charge de l'ordre de 6 % et par un échauffement de l'air lié à la combustion du gaz avec un rendement proche de 100 %. Dans la chambre de combustion peut être injectée de l'eau ou de la vapeur pour soit réduire les émissions d'oxydes d'azote, soit augmenter la puissance produite ; cette possibilité est introduite sous la forme d'un débit d'eau à une enthalpie  $H_{\text{eau}}$ . L'enthalpie sortie chambre de combustion s'exprime par :

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion n'est pas mesurable car trop hétérogène et élevée et n'est accessible par cette formule que si le PCI du combustible est mesuré. Comme sa connaissance conditionne la durée de vie des parties chaudes et la limiter sachant que T3 températures de flamme ou « entrée turbine » sont définies :

- La température entrée turbine ISO (telle que définie par la norme ISO 2314) qui suppose que tout le débit d'air entrée turbine à gaz passe dans la chambre de combustion, qu'il n'y a pas de prélèvement d'air sur le compresseur et que l'entrée d'air et son échappement s'effectuent sans perte de charge. C'est la valeur la plus basse ;
- La température entrée roue de turbine qui est calculée en considérant que l'air sortie chambre de combustion est parfaitement mélangé avec l'air de refroidissement de la directrice d'entrée. C'est une valeur intermédiaire d'environ 80 °C plus élevée que la précédente, ce qui signifie que le débit d'air de refroidissement des aubes et cavités en aval est de l'ordre de 8 % du débit total ;
- La température sortie de chambre combustion qui est calculée avec le débit d'air qui traverse les tubes à flamme, soit environ 80 % du débit d'air entrée compresseur. C'est la plus élevée avec encore environ 80 à 100 °C d'écart avec la précédente. Le débit d'air qui traverse les tubes à flamme est accessible par la mesure de la courbe débit- réduit/perte de charge d'un tube à flamme au banc partiel et de leur perte de charge sur machine [7].

### II.3.4. Turbine de détente

Produit du travail mécanique par la détente des gaz de combustion pour entraîner le compresseur ou l'alternateur.



### **II-3-5. Echappement de la turbine à gaz**

Influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0,5 à 1 %), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3 %), chaudière, vannes et coudes, cheminée.

### **II-4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz**

Dès que le système de démarrage de la turbine est activé et que l'embrayage est engagé, l'air ambiant est aspiré, filtré puis compressé dans les étages du compresseur axial.

L'air comprimé en provenance du compresseur pénètre dans l'espace annulaire à la périphérie des dix chambres de combustion, d'où il s'introduit entre les enveloppes intermédiaires et les tubes de flamme.

Les injecteurs introduisent le combustible dans chacune des dix chambres de combustion où il se mélange à l'air. L'allumage s'effectue grâce à deux bougies rétractables (mais une seule est suffisante pour effectuer l'opération).

Au moment où l'allumage se produit au niveau d'une des deux bougies équipant ces chambres, la combustion se propage dans les autres chambres à travers des tubes d'interconnexion qui les relient entre elles au niveau de la zone de combustion.

Les gaz chauds issus des chambres de combustion franchissent les pièces de transition emboîtées à l'extrémité arrière de chaque tube de flamme pour traverser ensuite les trois étages turbine où ils se détendent. Chaque étage se compose d'un ensemble d'aubes fixes suivies d'une rangée d'aubes mobiles. Dans chaque rangée d'aubes fixes, l'énergie cinétique du jet de gaz augmente, en même temps que la pression chute. Dans la rangée adjacente d'aubes mobiles, une partie de l'énergie cinétique du jet est convertie en travail utile transmis au rotor de la turbine sous la forme d'un couple mécanique.

Après leur passage dans les aubes du troisième étage, les gaz d'échappement traversent le diffuseur, qui comporte une série de déflecteurs ou aubes de guidage transformant la direction axiale des gaz en direction radiale et diminuant ainsi les pertes à l'échappement. Puis les gaz sont envoyés dans le cadre d'échappement.

La rotation résultante de l'arbre entraîne le rotor de l'alternateur et certains auxiliaires [6].

## II-5. Etude thermodynamique des TAG

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Baryton, à travers lequel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz, auxquels au cours du cycle subit des changements de compression de volume et de la température.

### II -5-1. Cycle de Baryton

Le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Baryton. La figure II.6 montre le diagramme classique, Température - Entropie (T-s) pour ce cycle. Chaque cycle de Baryton peut être caractérisé par deux paramètres significatifs : le rapport de pression et la température de combustion. Le rapport de pression du cycle est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur). Dans un cycle idéal, ce rapport de pression est également égal à la pression au point 3 divisé par la pression au point 4. Cependant, dans un cycle réel il y a une certaine légère perte de pression dans le système de combustion et, par conséquent, la pression au point 3 est légèrement moins élevée qu'au point 2. L'autre paramètre significatif, la température de la combustion, est considérée comme étant la température la plus élevée du cycle.

#### II-5-1-a. cycle idéal

C'est un cycle ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués à l'atmosphère sans aucune récupération (cycle non régénéré, non combiné, etc.). La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. Il est représenté dans un diagramme (T-s) comme indiqué dans la figure (II.6). Le cycle de Baryton ou Joule comme comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare, les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

- La température minimale  $T_1$  (température ambiante dans le cas du cycle ouvert),
- La température maximale  $T_3$  du cycle est fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine.
- Le rapport de pression ou taux de compression  $R_p = P_2/P_1$ .

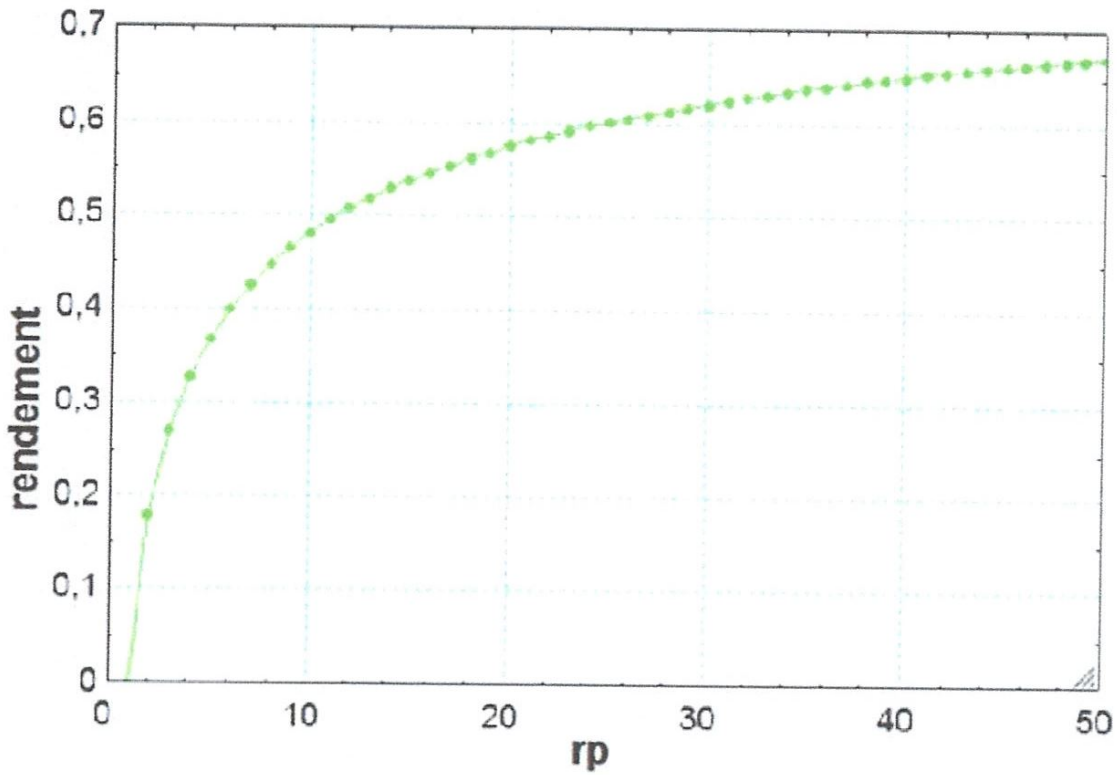


Figure II.5 : Le rendement thermique en fonction du taux de compression

La figure (II.5) illustre l'évolution du rendement thermique en fonction du taux de compression. On y remarque que le rendement thermique est nul pour  $R_p=1$  et croît ensuite de manière continue avec le taux de compression.

Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) sont supposés isentropiques. La chaleur additionnée (2-3) dans la chambre de combustion et le rejet (4-1) se produisent à pression constante. Les gaz à la sortie de la turbine sont évacués dans l'atmosphère ; donc le processus (4-1) ne se produit pas au sein de l'unité.

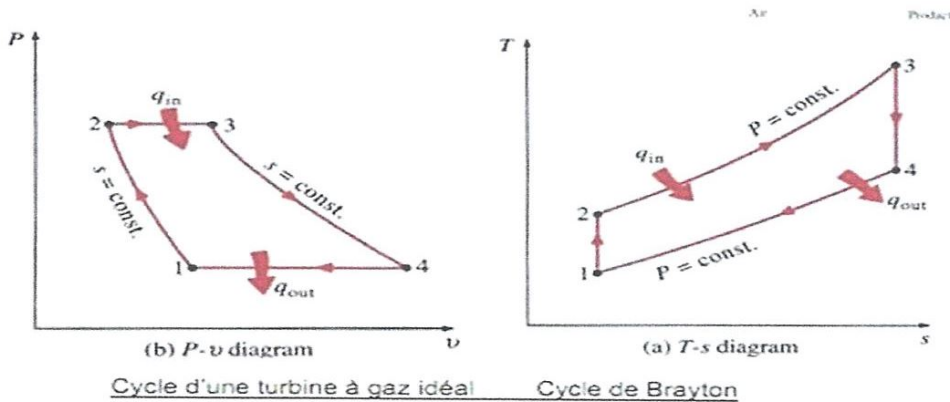


Figure II.6: Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes (P-v) et (T-s)



### II-5-1-b. Cycle réel

Le cycle réel de la turbine à gaz s'écarte du cycle idéal. En effet, la compression (1-2r) et détente (3-4r), ne sont pas isentropique (adiabatique et réversible) à 100%. N'est pas adiabatique puisqu'une quantité non nulle de chaleur est échangée avec le milieu extérieur puis pas réversible puisque la compression, comme la détente, se font de façon brusque. La compression réelle et la détente réelle se font de façon irréversible (frottement, choc sur les aubages), la combustion se fait de façon quasi-isobare ; le rejet des gaz brûlés reste isobare à la pression atmosphérique [7-8].

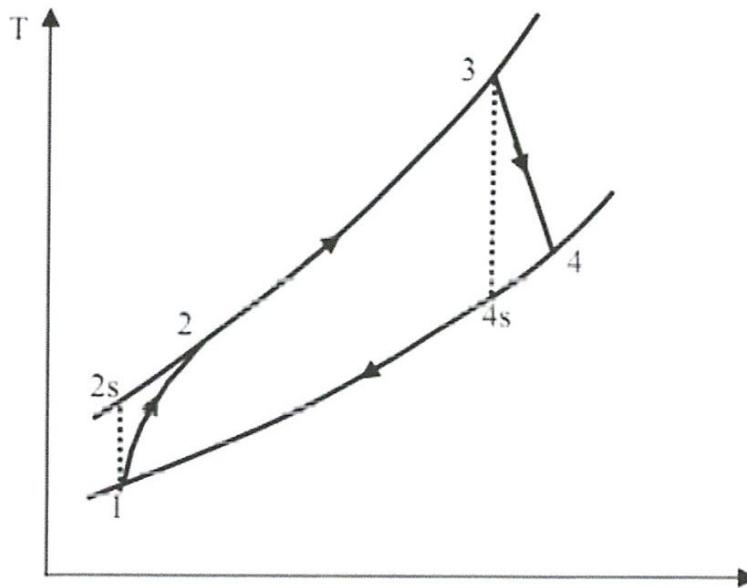


Figure II.7: Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.

## II-6. Domaine d'application de la TAG

### • Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un simplificateur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur pour la production d'électricité.

### • Production combinée chaleur-force

On appelle encore cogénération lorsqu'on produit les énergies utiles, l'électricité et la chaleur, avec des sources énergétiques primaires, telles que le pétrole, le gaz ou le charbon. Cette production est généralement réalisée au sein d'une centrale thermique ou, en fonction de sa taille, d'une centrale à cycle combiné pour le chauffage domestique.



- **Pompage et compression**

Dans tous les types de TAG, il est possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, un compresseur ou une soufflante. Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du style d'exploitation envisagé.

## **II-7. Influence des paramètres extérieurs sur les performances des turbines**

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air aspiré par le compresseur.

### **II-7-1. Température ambiante**

Les variations de la température ambiante ont un impact sur la puissance de la charge totale et du rapport de chaleur, mais également sur les performances de la turbine de puissance. Les fabricants donnent les diagrammes typiques des performances qui décrivent ces rapports pour des conditions standard (ISO). Ces courbes sont le résultat de l'interaction entre les divers éléments mobiles et le système de contrôle.

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, où le débit volumique reste approximativement invariable, le débit massique augmente avec la diminution de la température et vice versa.

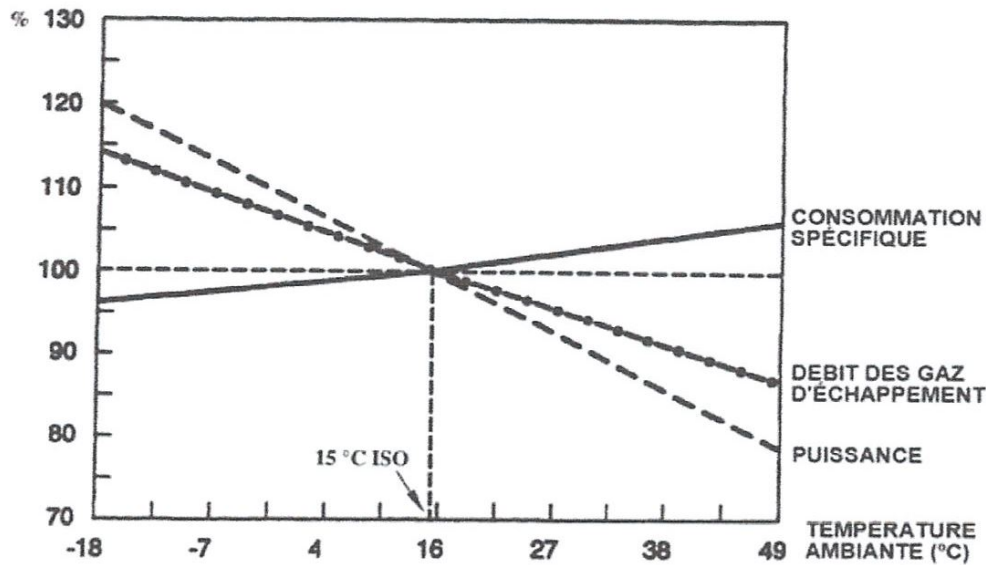


Figure II.8 : Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine

Le taux de compression, à une vitesse constante, devient plus petit avec l'augmentation de la température.

### II-7-2. Pertes de pression à l'admission et à l'échappement

Le système d'admission se compose d'un ou plusieurs systèmes de filtration, d'un silencieux, d'une canalisation, d'un humidificateur, du refroidisseur par évaporation, et d'autres systèmes. Le dispositif d'échappement peut inclure un silencieux, une canalisation, et des systèmes de régénération de la chaleur de récupération. Tous ces systèmes causent des chutes de pression. Ces pertes inévitables de pression dans l'admission et le dispositif d'échappement causent une réduction dans la puissance et le rendement du cycle de la machine [9].

### II-7-3. Pression ambiante

L'altitude d'emplacement de l'équipement ou simplement le changement des conditions atmosphériques entraîne la réduction de la masse volumique d'air influe sur la puissance de sortie de la TAG.

### II-7-4. Carburant

L'influence de la composition du carburant sur les performances des TAG est plutôt complexe, l'effet positif sur la performance est plutôt petit si le carburant est le gaz naturel.

Le gaz carburant avec une grande quantité de composants inertes (tels que (CO<sub>2</sub>) ou (N<sub>2</sub>)) a un bas indice de Wobbe, alors que les substances avec une grande quantité des hydrocarbures plus lourds ont un indice de Wobbe élevé.

Cet indice est utilisé dans les applications domestiques du gaz pour déterminer les pressions d'alimentation à appliquer à un injecteur pour conserver la puissance pour des pressions variables.

#### **II-7-5. Humidité relative**

L'impact sur les performances de la TAG sera mieux décrit par la teneur en eau d'air. Puisque la concentration d'eau dans l'air pour la même humidité relative augmente avec l'augmentation de la température, les effets sur les performances de la machine sont négligeables pour de basses températures ambiantes. Ces effets sont assez petits dans la gamme d'humidité de 1 à 2 % si les températures vont jusqu'à 38°C. Comme la teneur en eau change les propriétés thermodynamiques de l'air (telles que la densité et la capacité calorifique), elle cause les changements de performances des TAG.

#### **II-8. Refroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz**

Dans des périodes à des conditions non favorables notamment à l'augmentation de la température, la puissance de la turbine à gaz diminue et pour cela des systèmes de refroidissement de l'air d'admission sont développés afin d'augmenter leur performance.

Le principe de refroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz est assez simple : le volume d'une turbine à gaz est toujours constant ; par contre, la puissance délivrée par celle-ci dépend du débit d'air qui la traverse. En alimentant la turbine à gaz avec de l'air refroidi, le débit de ce dernier est augmenté, permettant à la machine d'atteindre des puissances plus importantes. Plusieurs technologies de refroidissement existent, les plus connues étant basées sur le principe de refroidissement par évaporation de l'eau et sur le refroidissement indirect de l'air (chillers).

##### **II-8-1. Refroidissement par évaporation**

Les refroidisseurs évaporatifs ont été largement utilisés pendant plusieurs décennies pour le refroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz. Le principe de ces dispositifs consiste à favoriser au maximum l'évaporation d'eau (sans pulvérisation) dans l'air. Les refroidisseurs utilisés sont généralement caractérisés par un dispositif d'humidification en forme de nid d'abeille constitué de matériau en fibre de cellulose qui absorbe l'eau.



Les technologies d'évaporation d'eau utilisées pour l'amélioration des performances sont limitées par l'humidité présente dans l'air. Pour cette raison il est difficile de réaliser plus d'environ 10 à 12 °C de refroidissement.

Autre facteur qui devrait être pris en compte dans l'utilisation des systèmes évaporatif est la qualité de l'eau. Pour éviter tout encrassement du compresseur et la corrosion dans les sections de la turbine, une eau traitée doit être utilisée [10].

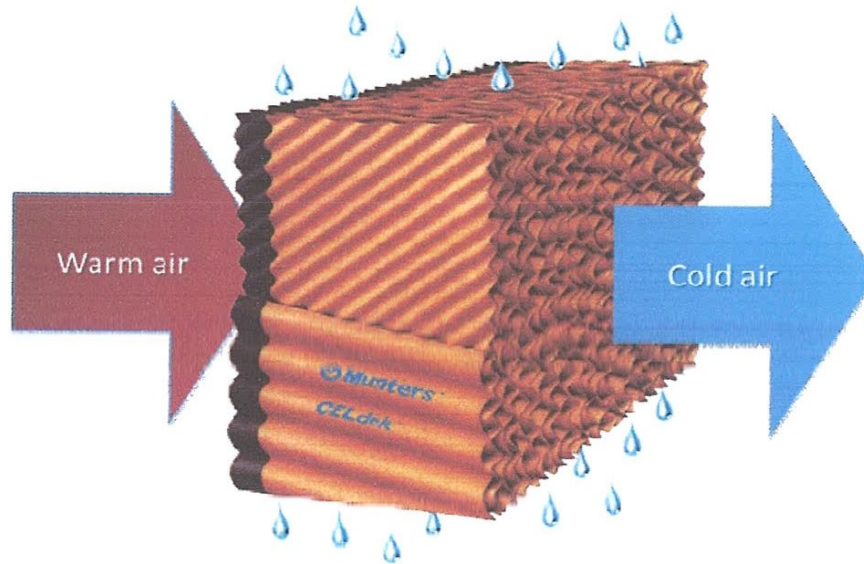


Figure II.9:dispositif d'humidification du refroidisseur évaporatif

### II-8-2. Refroidissement indirect (Chiller)

Pour les sites où les conditions d'humidité et de température ne sont pas favorables pour l'utilisation des systèmes à évaporation, la solution du refroidissement indirect de l'air (chillers) devient plus appropriée.

Dans ces systèmes, un fluide réfrigérant (généralement de l'eau) est refroidi dans des batteries situées à l'extérieur de la machine et est ensuite acheminé vers un échangeur de chaleur monté à l'entrée de la turbine. L'air traversant cet échangeur est ainsi refroidi. Ce type de système n'est pas limité par l'humidité et la température du site et ne nécessite pas d'eau (sauf pour les appoints).

Le choix technique du système à installer pour le renforcement de la capacité d'une centrale dépend largement des conditions du site d'implantation (température, humidité de l'air et la disponibilité de l'eau) ainsi que des performances du design de la turbine à gaz [11].

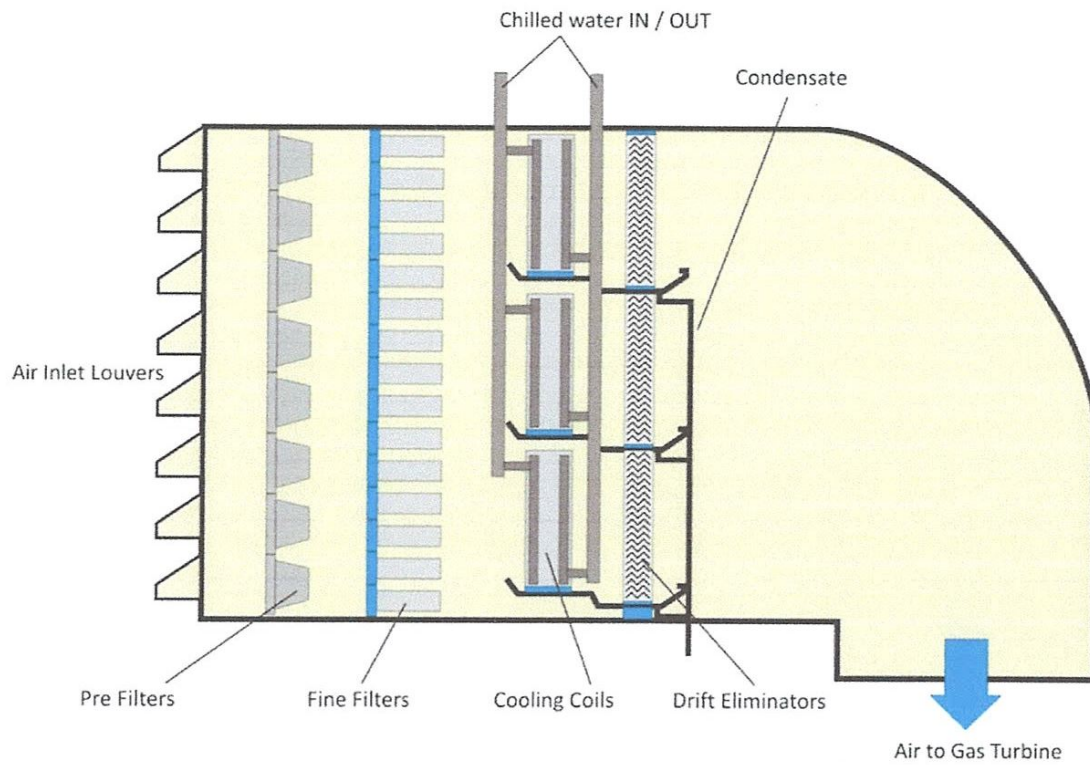


Figure II.10: refroidissement indirect (chiller)

### Conclusion

Les turbines à gaz sont de différents types représentés par le cycle thermodynamique de Brayton, elles sont utilisées dans plusieurs applications industrielles mais leurs performances sont influées par des plusieurs facteurs.

*Chapitre III :*  
*Généralités sur les échangeurs de*  
*chaleur*



## Introduction

Dans les installations industrielles, il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système. Dans la majorité des cas la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur.

### III-1. Définitions

#### III-1-1. Transfert de chaleur

La chaleur est un transfert d'énergie qui peut avoir lieu par conduction, convection ou rayonnement. Un flux de chaleur à travers une surface A pourra s'exprimer globalement comme le produit d'une conductance par un potentiel de température.

$$Q=U A \Delta T \dots \dots \dots (III.1)$$

Où U est le coefficient global d'échange.

$\Delta T$  est un potentiel de température [12].

#### III-1-2. Echangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur, comme son nom l'indique, est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle, les échanges se font par conduction. La transmission de chaleur fluide-paroi relève essentiellement de la convection [13].

### III-2. Différents modes de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur entre deux corps et à températures différentes peut se faire de trois façons différentes.

#### III-2-1. La conduction

La conduction est un des modes de transfert de chaleur dans lequel les échanges d'énergie ont lieu dans les solides et les fluides sans déplacement de matière. Le transfert se fait dès qu'il existe un gradient de température au sein du système matériel, depuis les régions chaudes vers les régions plus froides. Ce phénomène est régi par la loi de Fourier :

$$Q_x = -\lambda A \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (III.2)$$

Avec :  $x$  : direction du gradient de température et de déplacement de la chaleur

$Q_x$  (J/s) : débit de chaleur par unité de temps

$\lambda$  : ( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ K^{-1}$ ) coefficient de conduction thermique caractéristique du matériau, parfois fonction de la température

$A$  ( $m^2$ ) : surface d'échange

$T$  ( $^\circ C$  ou  $^\circ K$ ) : température

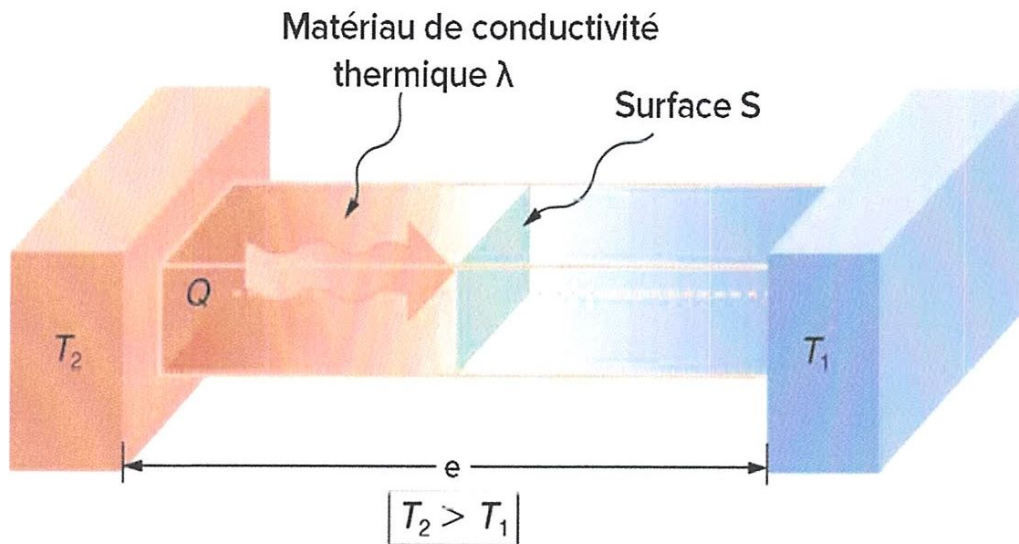


Figure III.1: le principe de transfert de chaleur par conduction

### III-2-2. La convection

Le transfert de chaleur appelé convection correspond au transport de la chaleur par un fluide en mouvement. Ce mode de transfert existe à condition qu'il y ait un support matériel.

Le phénomène de convection est complexe puisqu'il implique à la fois mouvement et transfert thermique. La représentation de ce phénomène complexe se fait à travers une équation du type « loi d'Ohm », ce qui équivaut à dire que le flux est le produit du coefficient de convection par la différence de potentiel:

$$Q = h \Delta T \dots \dots \dots (III.3)$$

Avec  $h$  fonction du type d'écoulement et de la géométrie des équipements [14].

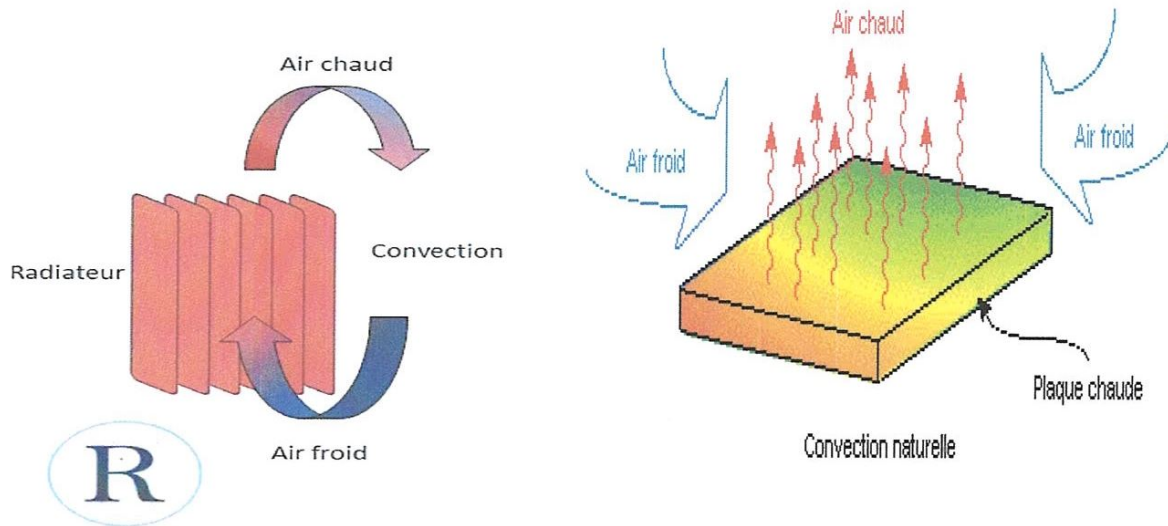


Figure III.2: le transfert de chaleur par convection

### III-2-3. Le rayonnement

Le soleil nous comble de ses bienfaits énergétiques à travers le vide interplanétaire. Ce transfert de chaleur résulte d'un rayonnement d'origine électromagnétique. Si nous nous plaçons dans l'hypothèse de Maxwell (théorie des ondes électromagnétiques), nous dirons qu'une énergie rayonnante est émise sous forme d'ondes électromagnétiques sur tout corps présentant une température non absolument nulle. Dans le cadre de l'hypothèse de Planck, des photons seront porteurs du transfert d'énergie. Mais cette énergie sera d'autant plus forte que la température sera élevée, d'où un transfert global d'énergie du corps le plus chaud vers le plus froid.

Le flux de chaleur émis par rayonnement par un corps est proportionnel à  $T^4$ , où T est sa température absolue en Kelvins.

Soit un corps noir –corps absorbant ou émettant parfaitement– de surface A et de température  $T_1$  (°K), contenu dans une enceinte de température  $T_2 < T_1$ . Le débit d'énergie, en watts, qui quitte le corps noir par rayonnement s'exprime comme la différence entre ce qu'il émet et ce qu'il reçoit : c'est la loi de Stefan [12].

$$Q = A \sigma (T_1^4 - T_2^4) \dots \dots \dots (III.4)$$

$\sigma$  : Constante de Boltzmann numériquement égale à  $5,75 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  ou  $4,96 \cdot 10^{-8} \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot \text{K}^4$



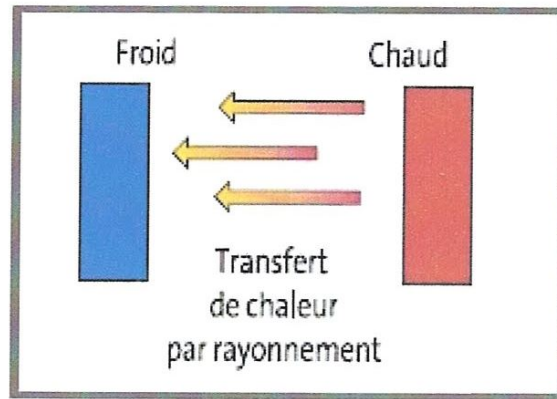


Figure III.3: le transfert de chaleur par rayonnement

### III-3. Principe de fonctionnement des échangeurs

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi le plus souvent métallique, ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Les deux fluides échangent de la chaleur à travers de la paroi, d'où le nom de l'appareil. Le problème majeur consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides, mais aussi de nombreux autres paramètres ; ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe [13,15].

### III-4. Classification des échangeurs

Il existe plusieurs configurations industrielles des échangeurs de chaleur. Néanmoins, on peut distinguer deux grandes familles : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques.

#### III-4-1. Echangeurs tubulaires et multitubulaires

Ils représentent la majorité des échangeurs utilisés dans les industries chimiques et pétrolières. Dans leur plus simple configuration, ils sont constitués de deux tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Cependant, pour les cas courants,

ils sont faits de plusieurs tubes empilés sous forme d'un faisceau, d'où l'appellation échangeurs à faisceaux tubulaires ou d'échangeurs à faisceaux et calandres.

Ces appareils représentent des avantages spécifiques :

- Facilité de démontage et d'entretien.
- Possibilité de fonctionner à contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements.
- Convenance aux produits impropres, agressifs ou incrustants.
- Fonctionnement à des températures et à des pressions élevées.

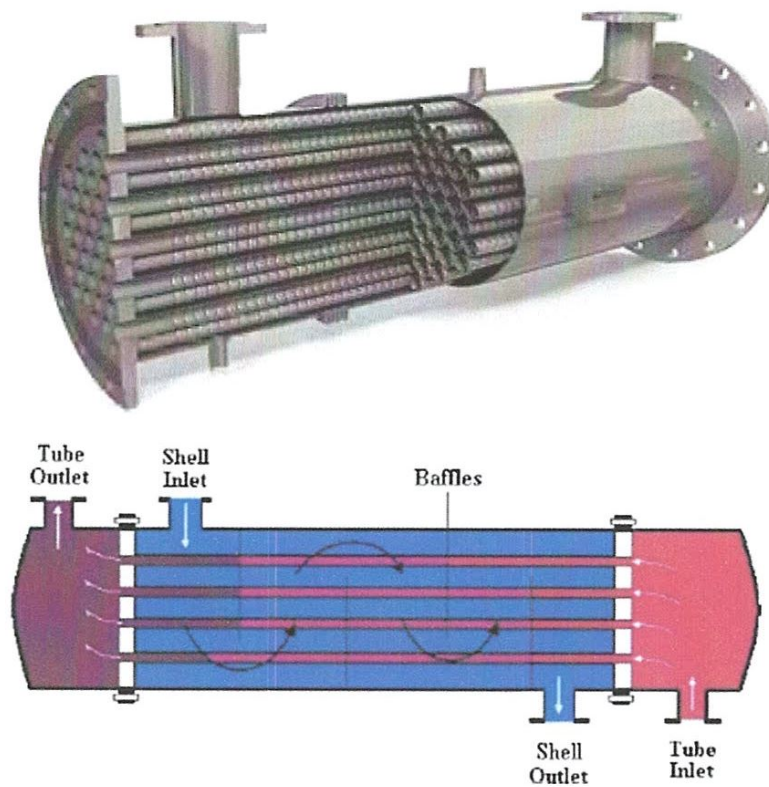


Figure III.4: un échangeur de type tubulaire

#### III-4-2. Echangeurs à plaques

En règle générale, les échangeurs à plaques sont constitués par un empilement de plaques écartées les unes des autres par des entretoises pour former un ensemble de conduits plats. Un fluide circule dans les conduits pairs, l'autre dans les conduits impairs. On peut distinguer principalement deux types d'échangeurs à plaques :



### III-4-2-a. Echangeurs à plaques et joints

Ils sont constitués d'un grand nombre de plaques de métal minces, particulièrement conçues pour transférer la chaleur d'un liquide à un autre. Ces plaques de métal minces sont séparées et étanchées par un jeu de joints en caoutchouc qui fournit la distribution désirable des liquides sur le paquet de plaques. Le paquet de plaques est installé dans un encadrement, qui fournit les raccords pour les liquides et la compression appropriée des plaques et qui se fait au moyen d'un jeu de tirants.

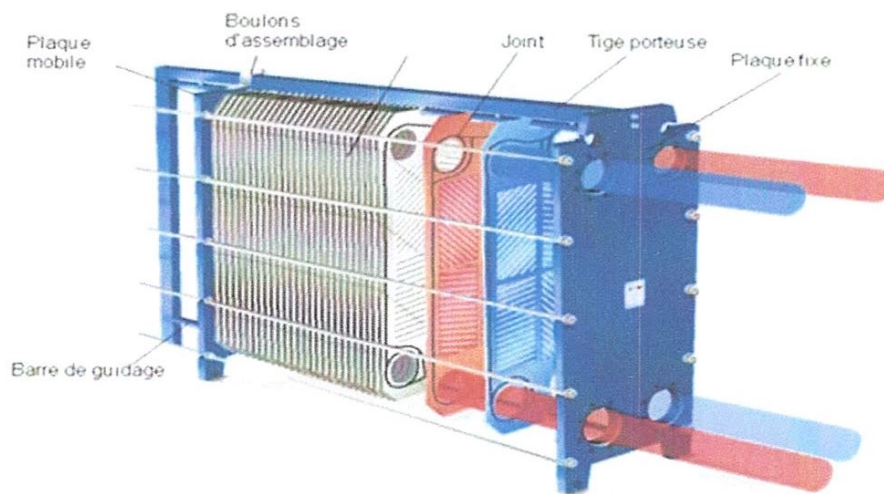


Figure III.5: un échangeur à plaques et joints



### III-4-2-b. Echangeur à plaques soudées ou cassettes

Contrairement aux échangeurs à plaques et joints, ces appareils ne possèdent ni bâti, ni tirant, les plaques étant assemblées entre elles par des brasures en inox. Les fluides circulent à contre-courant et le transfert thermique se fait par conduction au travers des plaques. Généralement, toute la matière de l'échangeur à plaques brasées participe à l'échange de chaleur, ce qui en fait une technologie très compacte et très simple à installer. Ces échangeurs sont utilisés lorsqu'un haut coefficient d'échange est recherché en priorité (fluide propre). Exemples : eau déminéralisée, ammoniacque, industrie pharmaceutique et chimique fine (où une grande résistance à la corrosion est demandée), industrie alimentaire [15].

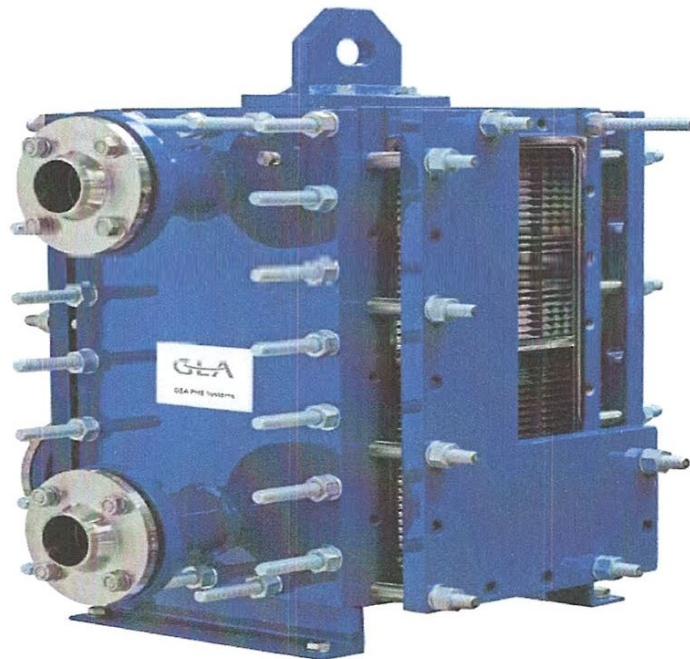


Figure III.6: un échangeur à plaques soudées

### Conclusion

Les échangeurs de chaleur sont très connus dans tous les domaines de l'industrie grâce au vaste diversité des types et des utilisations.

*Chapitre IV:*

*Calcul thermodynamique de la turbine  
et dimensionnement de  
l'échangeur de chaleur*

## **Partie I :**

### **IV-1. Problématique**

La turbine à gaz est influée par plusieurs facteurs lors de l'utilisation et elle semble une vraie sensibilité aux conditions ambiantes de l'environnement (température, humidité ...).

La température est l'un des facteurs qui ont une influence directe sur le bon fonctionnement de la turbine à gaz (TAG) ; tel que l'augmentation de cette dernière et plus spécifiquement pendant des périodes chaudes notamment en été provoqué des diminutions des plusieurs paramètres. Ce problème affaiblit d'une façon importante l'efficacité et le degré de rendement désiré qui est à cause de lui reste toujours limité.

Et pour cela des études et des travaux sont met en évidence afin d'améliorer les performances de ce type des équipements en proposant de refroidir l'air d'admission de la TAG en utilisant plusieurs méthodes.

Dans ce travail, nous étudions en premier lieu l'influence de la température de l'air ambiant sur le fonctionnement de la turbine à gaz et proposons en deuxième lieu une solution efficace permettant d'augmenter le rendement de production.

### **IV-2. Etude de l'effet de la température**

Afin d'étudier l'effet de la température ; nous avons abordé un calcul thermodynamique sur plusieurs éléments lors de la transformation de la turbine à gaz ; ce dernier nous permet d'évaluer attentivement les performances de la turbine.

Et pour cela nous avons pris la turbine MR de type MS7001EA comme un exemple de calcul.

#### **IV-2-1. Description de la turbine**

Le modèle MS7001EA est une turbine à gaz à arbre simple, conçue pour fonctionner en tant qu'unité à cycle simple ou dans un cycle de vapeur mixte et de turbine à gaz [16]. Cette turbine est menuée d'un compresseur de type axial à 17 étages, 10 chambres de combustion à écoulement inversé, projetée pour l'allumage du gaz combustible.

La partie turbine constitué de trois étages et un système de récupération de chaleur fournit des gaz d'échappement avec des émissions contrôlées.



Les caractéristiques importantes de la turbine sont décrites dans le tableau suivant :

Tableau IV.1 : Caractéristiques de la turbine MS7001EA

Température sèche	40 °C
Humidité relative	72 %
Pression d'entrée	1 013 mbar
Puissance normale ISO	87 000 KW
Vitesse	3 600 RPM
Température d'échappement	555 °C
Débit d'échappement	972. 103 Kg / h

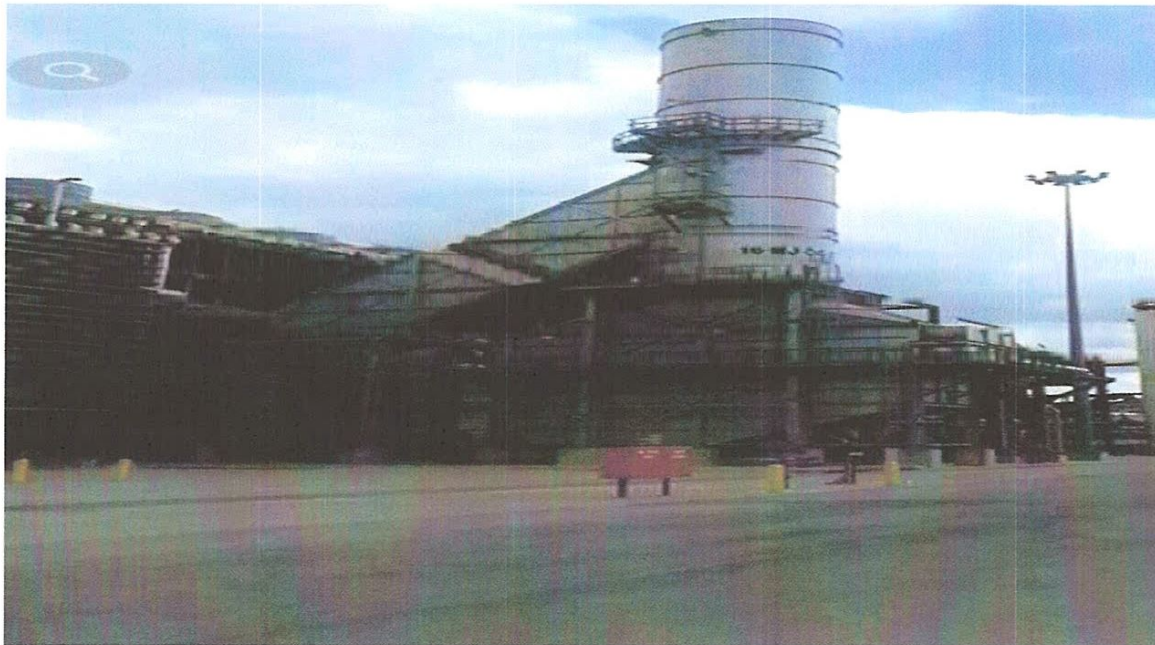


Figure IV.1 : Vue extérieure de la turbine MS7001EA du complexe

Les propriétés de la turbine MR sont données dans le tableau ci-dessous.

Tableau IV.2 : Paramètres turbines MS 7001(turbine MR)

Pression d'entrer au compresseur $P_1$ (bar)	1,013
Taux de compression r.	12,6
Efficacité isentropique du compresseur $\eta_c$	0,89
Efficacité isentropique de la turbine $\eta_t$	0,89
Efficacité de transmission mécanique $\eta_m$	0,99
Efficacité de la chambre de combustion $\eta_{comb}$	0,98
Température entre turbine $T_3$ ( $^{\circ}K$ )	1353
Pression sortie turbine $P_4$ (bar)	1,1617
Perte de pression à la combustion (%)	2
Puissance de la turbine $P_u$ (MW)	83.3

IV-2-2. Calcul thermodynamique de la turbine

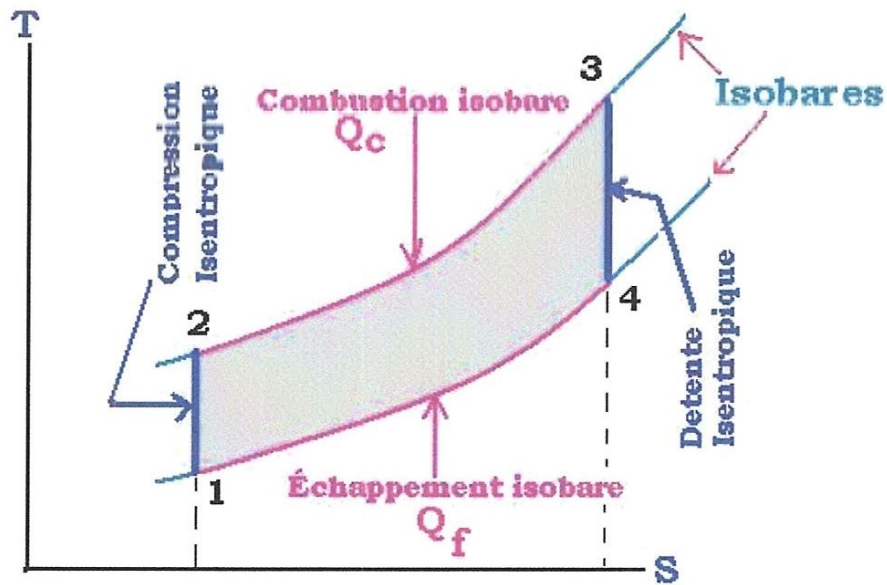


Figure IV.2 : cycle thermodynamique de Brayton

**a) Calculs des paramètres au niveau du compresseur**

La température d'entrée du compresseur est considérée égale à la température ambiante  $T_1=288^\circ \text{K}$ .

La pression d'admission du compresseur, c'est la pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine.  $P_1=1.013 \text{ bar}$ .

**✚ Calcul de la Pression  $P_2$  et de la température  $T_2$  de fin de compression isentropique :**

La pression  $P_2$  à la sortie du compresseur est donnée par la relation suivante [17] :

$$P_2 = P_1 \cdot \tau \dots\dots\dots (IV.1)$$

$$P_2 = 1.013 \cdot 12.6 = 12.76 \text{ bar}$$

**Tel que :**

$P_2$  : pression à la sortie du compresseur

$P_1$  : pression d'admission du compresseur

$\tau$ : taux de compression

La température  $T_{2is}$  à la fin de la compression isentropique est donnée par la relation suivante:

$$T_{2is} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} \dots\dots\dots (IV.2)$$

On sait que  $\gamma = C_p / C_p - R$

Avec  $R = 8.31 \text{Kj/Kmole.}^\circ\text{K}$

Pour calculer  $\gamma$  on doit avant cela calculer le  $C_p$  en  $(\text{J/Kg.}^\circ\text{K})$

La relation entre la chaleur spécifique de l'air et la température est la suivante :

$$C_p = 1.9327 \cdot 10^{-10} T^4 - 7.9999 \cdot 10^{-7} T^3 + 1.1407 \cdot 10^{-3} T^2 - 4.4890 \cdot 10^{-1} T + 1.0575 \cdot 10^3 [18]$$

$$\text{Donc } \gamma = 1.39$$

$$\text{Alors : } T_{2is} = 288 \left( \frac{12.76}{1.013} \right)^{(1.39-1/1.39)} = 586.26^\circ\text{K}$$

La température réelle à la sortie du compresseur  $T_2$  est donnée par la relation suivante :

$$T_2 = T_1 + (T_{2is} - T_1) / \eta_c \dots\dots\dots (IV.3)$$

$$T_2 = 623.12^\circ\text{K}$$



Les résultats de calculs :

Paramètres	$P_2(\text{bar})$	$T_{2is}(\text{°K})$	$T_2(\text{°K})$
Valeurs	12.76	586.26	623.12

✚ **Détermination du travail du compresseur :**

Le travail du compresseur est donné par la formule :

$$W_c = C_{p_m} \frac{(T_2 - T_1)}{M_{air} \cdot \eta_m} \dots\dots\dots (IV.4)$$

Ainsi que :  $C_p$  est en fonction de la température  $T_1$  et  $T_{2is}$  donnée par l'expression suivante :

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \text{ [Annexe A]}$$

$$C_{p_m} = \frac{(C_{pT1} + C_{pT2is})}{2} \dots\dots\dots (IV.5)$$

Tel que :  $a, b, c$  et  $d$  sont des constantes

$M_{air} = 29 \text{ Kg /Kmole}$

$$W_c = 29.77 \frac{(623.12 - 288)}{29 \cdot 0.99}$$

$$W_c = 347.59 \text{ Kj/Kg}$$

**b) Calcul des paramètres au niveau de la turbine**

✚ **Calcul de  $P_3$  et  $T_{4is}$**

La pression d'entrée dans la turbine et due à la perte de pression entre le compresseur et la turbine est donnée par la relation suivante :

$$P_3 = P_2 (1 - \Delta p) \dots\dots\dots (IV.6)$$

$$P_3 = 12.76 \cdot (1 - 2\%) = 12.50 \text{ bar}$$

Tel que :

$\Delta p$  : perte de pression = 2%

La température isentropique à la sortie de la turbine  $T_{4is}$  est donnée par la relation suivante :

$$T_{4is} = T_3 r'^{(\gamma-1/\gamma)} \dots\dots\dots (IV.7)$$

$$T_{4is} = 1353 \left( \frac{12.5}{1.1617} \right)^{(1.36-1/1.36)}$$

$$T_{4is} = 711.48 \text{ °K}$$

Tel que :

$r'$  : pression d'entrée / pression de sortie ( $r' = \frac{P_3}{P_4}$ )

$T_3$  : température dans la chambre de combustion

#### **✚ Interprétation des résultats**

Le calcul thermodynamique détaillé qui a été effectué nous a permis de voir clairement l'influence de la température de l'air ambiant sur les paramètres de la turbine à gaz. D'après le tableau comparatif, et les figures (IV.3 et IV.4) on peut constater que l'augmentation de la température de 288°K à une valeur de 316°K a causée :

- ✓ Une diminution de la masse volumique de l'air aspiré par le compresseur.
- ✓ Une baisse du débit massique de l'air.
- ✓ Une réduction de la puissance utile et du rendement.

La sensibilité à la variation de la température influe négativement lorsque celle-ci augmente, sur l'exploitation de la turbine et pour assurer le bon fonctionnement de la TAG, il faut faire un refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur.

## **Partie II :**

### **IV-3. Amélioration des performances de la turbine**

#### **IV-3-1. Proposition**

Pour améliorer le fonctionnement de la turbine à gaz, nous proposons le système de refroidissement indirecte (chillers) de l'air d'admission qui est favorable pour les zones moyennement chaude et humide considérant notre étude est effectuée à la ville de Skikda (ville côtière).

#### **IV-3-2. Description du système**

Dans ce système le refroidissement est effectué dans un échangeur de chaleur où l'air est refroidi par le fluide frigorigène.

Le système se compose de :

- ✓ Echangeurs de chaleur.
- ✓ Eliminateur de brouillard qui est du type inertiel et capturera la plupart des gouttelettes d'eau condensées qui peuvent être transportés par le courant d'air.
- ✓ Système de réfrigération pour alimenter l'échangeur avec un débit constant de réfrigérant, en générale les agents de refroidissement sont soit de l'eau ou bien un mélange eau / glycol. On a choisi l'eau pour sa disponibilité dans l'usine.
- ✓ Système de vidange.

On note quelques modifications qui seront apportées à la turbine :

- Le filtre Maison doit souvent être modifié en insérant le module de refroidissement et modification des structures du support pour tenir compte de la transition de la conduite entre la chambre du filtre et la conduite d'entrée.
- La conduite d'entrée doit être en acier inoxydable (en cas de présence d'air saturé).
- Fournir un accès permettant aux opérateurs de vérifier la fonctionnalité des systèmes et effectuer des réparations si elles nécessaires.

#### **IV-3-3. Emplacement du système**

L'échangeur de chaleur est normalement placé en aval des cartouches filtrantes dans la trajectoire d'air propre à l'intérieur du filtre maison elle-même.

Un éliminateur de brouillard est prévu en aval des échangeurs pour empêcher les gouttelettes d'eau condensée d'entrer dans le conduit d'entrée et de provoquer une érosion ou une détérioration du Compresseur.



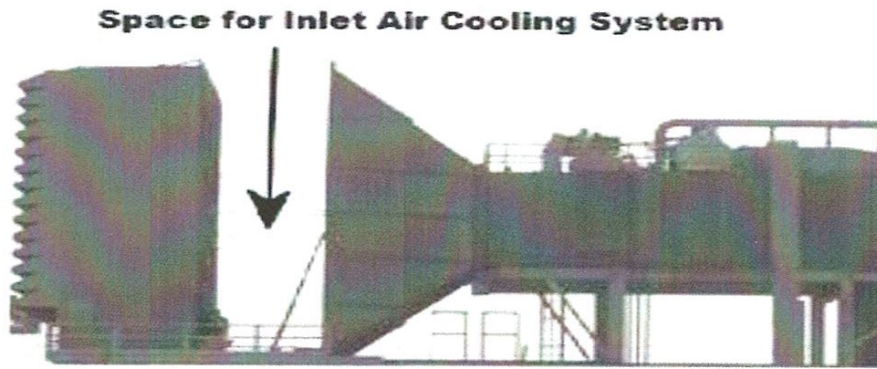


Figure IV.5: Emplacement du système de réfrigération

#### IV-4. Dimensionnement de l'échangeur

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur selon son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'appareil peut dépendre d'autres paramètres tels que la surface d'échange, la température de la paroi à ne pas dépasser, les matériaux utilisés, etc. On note, dans ce cadre l'existence de deux approches de calcul :

- Les méthodes numériques : Elles permettent de tenir compte de la majorité des phénomènes mis en jeu. Ces méthodes offrent la possibilité de calcul des paramètres de design grâce à l'élaboration de modèles spécifiques prenant en compte la nature de l'écoulement (exemple : volumes finis).
- Les méthodes analytiques globales : telles que la méthode de différence de température logarithmique moyenne ( $DTML$ ) ou la méthode de l'efficacité ( $NUT$ ).

Dans notre travail on a choisi une autre méthode qui est l'utilisation d'un logiciel de dimensionnement ou simulation appelé *Aspen EDR (Exchanger Design & Rating)*.

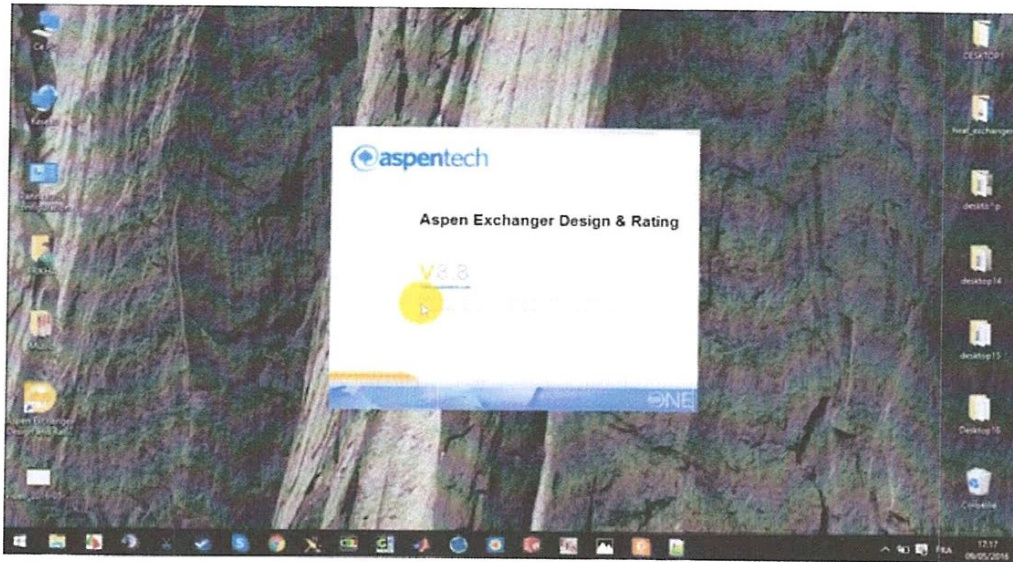
##### IV-4-1. La simulation

Le développement de l'informatique dans le domaine de simulation, nous permet de résoudre le problème de calcul manuel long, en utilisant comme outils logiciels de simulation [19]. Les simulateurs existants tels que *Aspen Plus*, *ChemCAD*, *Hysim*, *Hysys*, sont les plus utilisés et qui deviennent de plus en plus indispensables pour concevoir de nouvelles unités et pour optimiser les procédés industriels qui fonctionnent parfois loin de leur optimum.

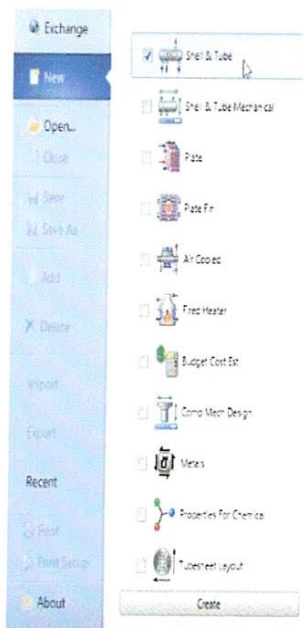
**Chapitre IV: Calcul thermodynamique de la turbine et dimensionnement de l'échangeur de chaleur**

Tableau IV.7: les données d'entrées

Coté chaud « air » / coté calandre		Coté froid « eau »/ coté tube	
$T_{\text{entrée}} = 43^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{sortie}} = 20^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{entrée}} = 15^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{sortie}} = 30^{\circ}\text{C}$
$P_{\text{entrée}} = 1.013\text{bar}$		$P_{\text{entrée}} = 1.013\text{bar}$	
Débit = ?		Débit = ?	



- On choisit dans notre cas le type *Shell and Tube* comme montré dans la figure.



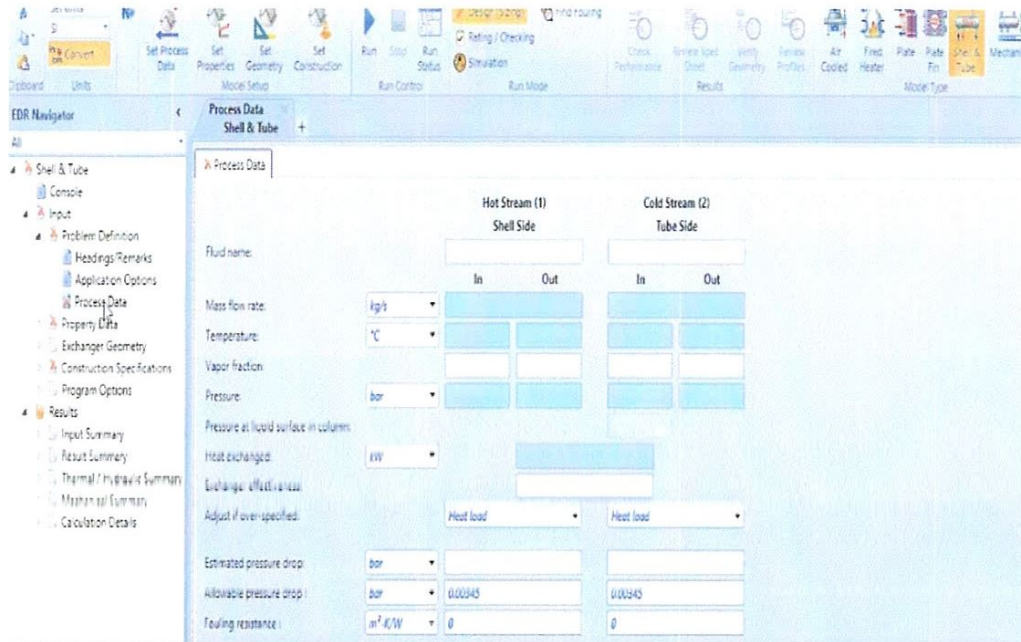
- Entrer les propriétés du deux fluides :



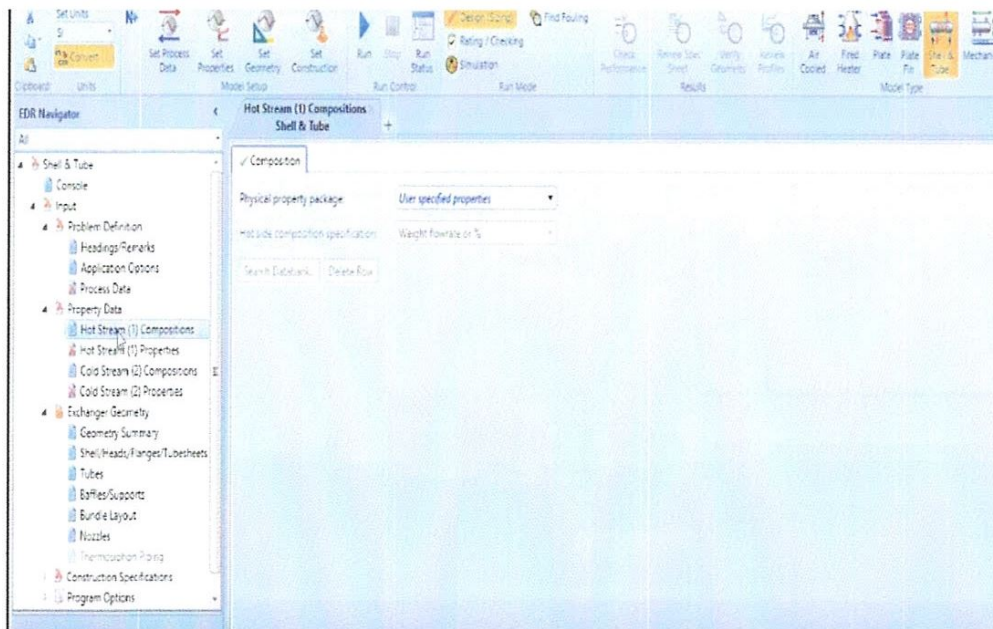
On choisit : - *Input* :

On trouve :

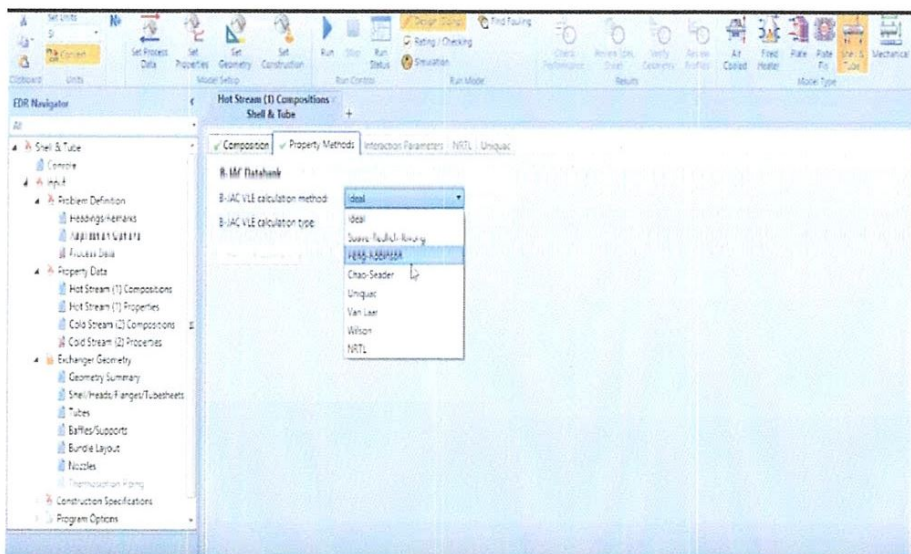
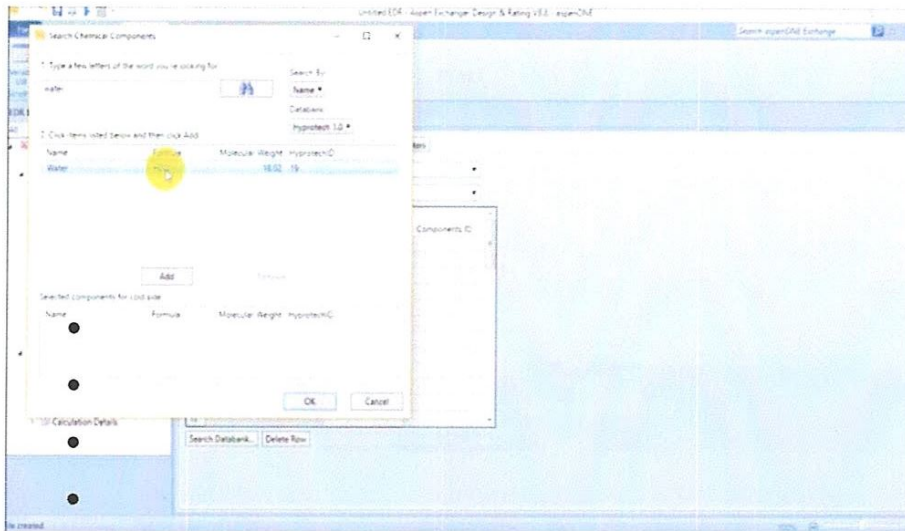
- *Process data* : pour entrer les données d'entrées représentées dans le tableau ci-dessus (Tableau IV.7).



- Dans *Property Data* on choisit les compositions et les propriétés du deux fluides chaud et froid ainsi que les équations de calcul utilisées :
- On a choisi les équations d'état de *Peng Robinson (PR)* et *Soave-Redlich-Kwong (SRK)*, [Annexe C]

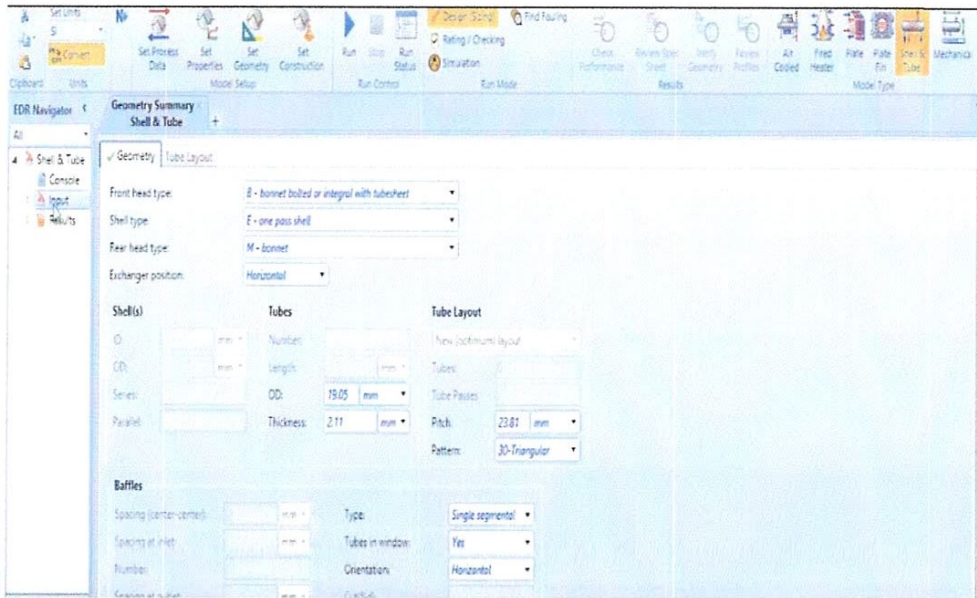




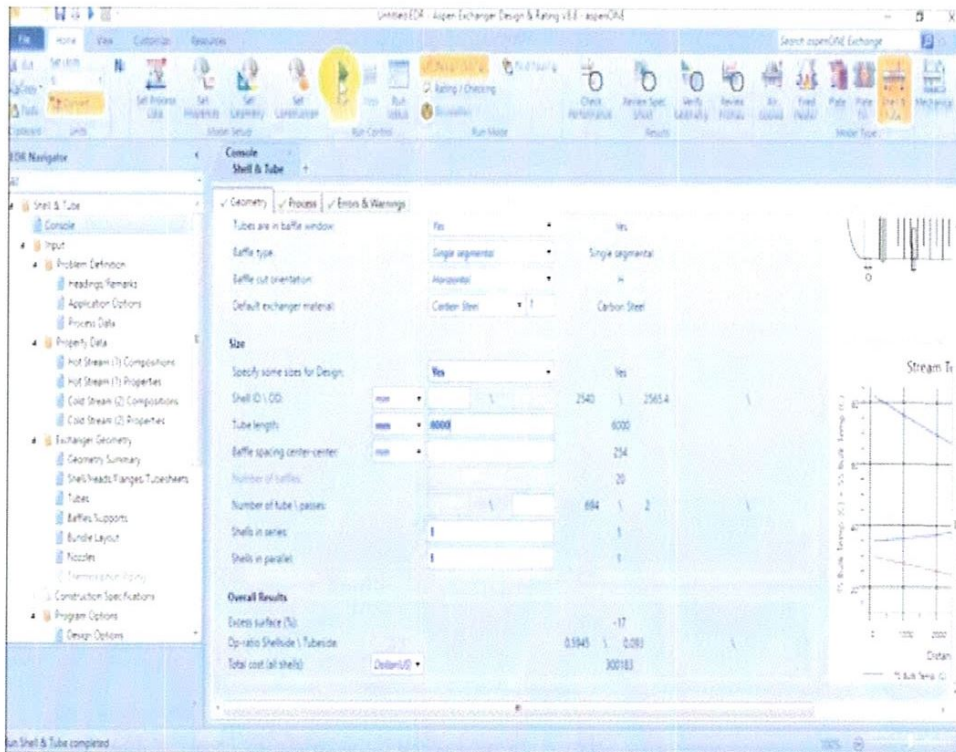


- On choisit la bonne géométrie pour obtenir un nombre minimum d'échangeurs avec un bon coefficient d'échange de chaleur en indiquant le type de l'échangeur, les dimensionnements des tubes (la longueur ..... ) et les caractéristiques des chicanes s'ils existent.

## Chapitre IV: Calcul thermodynamique de la turbine et dimensionnement de l'échangeur de chaleur



- Enfin on exécute en cliquant sur Run et on attend les résultats



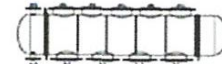


**Chapitre IV: Calcul thermodynamique de la turbine et dimensionnement de l'échangeur de chaleur**

**✚ Résultat**

Tableau IV.8 : Data sheet de l'échangeur

Heat Exchanger Specification Sheet									
1	Company:								
2	Location:								
3	Service of Unit:			Our Reference:					
4	Item No.:			Your Reference:					
5	Date:	Rev No.:	Job No.:						
6	Size: 1676 - 6096	mm	Type: BXM	Horizontal	Connected in: 3 parallel 1 series				
7	Surf/unit(eff.)	3120	m <sup>2</sup>	Shells/unit	3	Surf/shell(eff.)	1040	m <sup>2</sup>	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT								
9	Fluid allocation			Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name			air			water		
11	Fluid quantity, Total			kg/s			229,7962		
12	Vapor (In/Out)			kg/s			229,7962		
13	Liquid			kg/s			0		
14	Noncondensable			kg/s			0		
15									
16	Temperature (In/Out)			°C			43		
17	Dew / Bubble point			°C			19,99		
18	Density Vapor/Liquid			kg/m <sup>3</sup>			1,12 / 1,08		
19	Viscosity			mPa-s			0,0197 / 0,0186		
20	Molecular wt, Vap						28,05		
21	Molecular wt, NC								
22	Specific heat			kJ/(kg-K)			0,996 / 0,991		
23	Thermal conductivity			W/(m-K)			0,0259 / 0,0244		
24	Latent heat			kJ/kg					
25	Pressure (abs)			bar			1,013		
26	Velocity (Mean/Max)			m/s			33,26 / 34,98		
27	Pressure drop, allow./calc.			bar			0,10342		
28	Fouling resistance (min)			m <sup>2</sup> -K/W			0		
29	Heat exchanged			kW			5251,1		
30	Transfer rate, Service			207,1			Dirty 208,9		
31							Clean 208,9		
32							MTD (corrected) 8,12		
33							°C		
34							W/(m <sup>2</sup> -K)		
35	CONSTRUCTION OF ONE SHELL								
36				Shell Side			Tube Side		
37	Design/Vacuum/test pressure			bar			3,44738 / 3,44738		
38	Design temperature			°C			82,22		
39	Number passes per shell						1		
40	Corrosion allowance			mm			3,18		
41	Connections			mm			5		
42	Size/Rating			mm			4		
43	Nominal			mm			Intermediate		
44	Tube No. 2916			OD 19,05			TksAverage 2		
45	Tube type Plain			#/m			Material Carbon Steel		
46	Shell Carbon Steel			ID 1676,4			OD 1689,1		
47	Channel or bonnet Carbon Steel						Shell cover -		
48	Tubesheet-stationary Carbon Steel						Channel cover -		
49	Floating head cover -						Tubesheet-floating -		
50	Baffle-cross Carbon Steel			Type Unbaffled			Cut(%d)		
51	Baffle-long -			Seal Type			Inlet		
52	Supports-tube U-bend			0			Type		
53	Bypass seal			Tube-tubesheet joint			Expanded only (2 grooves)(App.A.T)		
54	Expansion joint -			Type None					
55	RhoV2-Inlet nozzle 859			Bundle entrance 959			Bundle exit 1335		
56	Gaskets - Shell side -			Tube side			Flat Metal Jacket Fibe		
57	Floating head -								
58	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class			Not TEMA, Code only		
59	Weight/Shell 23020,6			Filled with water 37395,5			Bundle 17371,7		
60	Remarks								
61									
62									





Les résultats de simulation par *Aspen EDR* sont présentés dans le *Data sheet* [Annexe D]

#### **IV-4-3. Interprétation des résultats**

La simulation par Aspen EDR nous a donné le data sheet qui représente toutes les performances de notre installation. On a obtenu une série de trois échangeurs placés en parallèle et chacun contient 2916 tubes en occupant une surface de 3120 m<sup>2</sup>. Le débit d'eau nécessaire est de 86.5478 Kg/s.

## ***Conclusion générale***

## **Conclusion générale**

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde de l'industrie où nécessite généralement une génération de l'électricité que ce soit dans les centrales thermiques ou bien l'industrie des hydrocarbures et ceci dans différentes régions et à des conditions variables.

Les performances des turbines sont influées par les variables climatiques telle que la température de l'air ambiant, et pour cela l'étude du cycle thermodynamique de la turbine nous a permis de déterminer et résoudre le problème.

De ce fait, ce travail présente une analyse théorique de l'influence de la température ambiante sur les performances des turbines à gaz en contribuant à trouver une solution technologique et pratique en améliorant leur rendement. Un cas pratique de l'unité GL1/K a été analysé dans des conditions réelles, à savoir quand la température de l'air ambiant devient supérieure à celle de référence.

Un premier calcul thermodynamique de l'installation existante de la turbine (Compresseur, turbine et chambre de combustion), a été effectué dans différentes conditions climatiques (différentes températures : 15°C, 24°C, 32°C et 43°C). Les résultats montrent que l'augmentation de la température provoque une diminution des performances de la turbine (rendement et puissance du compresseur ainsi que de la turbine).

Une solution à ce problème a été proposée, à savoir l'installation d'un échangeur de chaleur à l'entrée du compresseur (entre le filtre house et le compresseur). Cet échangeur permet de refroidir l'air d'admission du compresseur en utilisant comme fluide de refroidissement l'eau douce. La simulation nous a permis de déterminer le type d'échangeur ainsi que son dimensionnement. L'échangeur de chaleur choisi est de type tube/calendre contre-courant avec trois unités en parallèle avec un nombre de tube de 2916 par unité. L'installation de cet échangeur nous a permis de réduire la température de 23°C degrés pour une température ambiante maximum de 43°C, et cela a fait augmenter le rendement ainsi que la puissance.

Ce travail de mémoire de Master nous a permis de proposer une solution pratique à un problème d'une installation de turbine existante au niveau GL1/K de Skikda.



## Références

- [1] : Historique du Méga Train de Skikda.
- [2] : Manuel opératoire du méga train de Skikda de l'année 2015.
- [3]: Cohen. H, Rogers. G. F. C, Saravanamuttoo.H. L. N, « Gas Turbine Theory », 4th Edition 1996.
- [4]: BENDJEDIDI. S, « Pompe centrifuge », Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [5]: Dixon.S.L, « Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery », 3rd Edition 1978.
- [6] : MEDDOUR .S « Régulation d'une turbine à gaz »,Mémoire de fin d'étude, université de Guelma, 2014.
- [7] : BOUAM .A, « Amélioration des performances des Turbines à Gaz utilisées dans l'industrie des Hydrocarbures Par L'injection de Vapeur d'eau », thèse de doctorat, université de Boumerdes, 2008.
- [8]: Michael j. Moran, Howard N. Shapiro« Fundamentals of Engineering Thermodynamics », fifth Edition
- [9]: Rainer. K, « Gas turbine performance Proceedings of the thirty fourth Turbomachinery symposium », 2005.
- [10] : Augmentation de l'efficacité de la turbine a gaz de la Nigelec en utilisant un système de refroidissement d'air d'admission[en ligne] <<http://documentation.2ie-edu.org> >
- [11] : Le refroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz : solution pour l'amélioration de la performance en été ?[en ligne] < <http://portail.cder.dz> >
- [12] : Lieto.J, « Le génie chimique à l'usage des chimistes », 2<sup>ème</sup> édition 2004.
- [13] : ALI ISSA.M.L, « Etude de dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaques en vue de la réduction des émissions de NO<sub>x</sub> au niveau de l'unité d'acide nitrique (FERTIAL/Annaba) », Mémoire de fin d'étude, université de Guelma, 2015.
- [14] : GIOVANNINI.A, BEDAT.B, « Transfert de chaleur »,2012.
- [15] : BENNAJAH.M, CHAOUNI.N, « Echangeurs de chaleur »,2014.
- [16] : Documentation du constructeur Italien Nuovo Pignone (Manuel of Gas turbine MS7001EA).
- [17] : REBBOUH. A, YOUNES. R, « Calcul et vérification de laconsommation du fuel gaz du méga train GNL de Skikda ».Mémoire d'ingénieur en GNL Option Process, Ecole d'ingénieur de Boumerdes, 2010.
- [18] : Air [en ligne] <<http://fr.m.wikipedia.org> >
- [19] : REBAI .N, «Initiation au simulateur HYSYS » IAP de Boumerdes.

## Annexes

## Annexe A: Capacité calorifique de l'air

TABLE A-2

Ideal-gas specific heats of various common gases (Concluded)

(c) As a function of temperature

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

(T in K,  $c_p$  in kJ/kmol·K)

Substance	Formula	a	b	c	d	Temperature range, K	% error	
							Max.	Avg.
Nitrogen	N <sub>2</sub>	28.90	-0.1571 × 10 <sup>-2</sup>	0.8081 × 10 <sup>-5</sup>	-2.873 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	0.59	0.34
Oxygen	O <sub>2</sub>	25.48	1.520 × 10 <sup>-2</sup>	-0.7155 × 10 <sup>-5</sup>	1.312 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	1.19	0.28
Air	—	28.11	0.1967 × 10 <sup>-2</sup>	0.4802 × 10 <sup>-5</sup>	-1.966 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	0.72	0.33
Hydrogen	H <sub>2</sub>	29.11	-0.1916 × 10 <sup>-2</sup>	0.4003 × 10 <sup>-5</sup>	-0.8704 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	1.01	0.26
Carbon monoxide	CO	28.16	0.1675 × 10 <sup>-2</sup>	0.5372 × 10 <sup>-5</sup>	-2.222 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	0.89	0.37
Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	22.26	5.981 × 10 <sup>-2</sup>	-3.501 × 10 <sup>-5</sup>	7.469 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	0.67	0.22
Water vapor	H <sub>2</sub> O	32.24	0.1923 × 10 <sup>-2</sup>	1.055 × 10 <sup>-5</sup>	-3.595 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	0.53	0.24
Nitric oxide	NO	29.34	-0.09395 × 10 <sup>-2</sup>	0.9747 × 10 <sup>-5</sup>	-4.187 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.97	0.36
Nitrous oxide	N <sub>2</sub> O	24.11	5.8632 × 10 <sup>-2</sup>	-3.562 × 10 <sup>-5</sup>	10.58 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.59	0.26
Nitrogen dioxide	NO <sub>2</sub>	22.9	5.715 × 10 <sup>-2</sup>	-3.52 × 10 <sup>-5</sup>	7.87 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.46	0.18
Ammonia	NH <sub>3</sub>	27.568	2.5630 × 10 <sup>-2</sup>	0.99072 × 10 <sup>-5</sup>	-6.6909 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.91	0.36
Sulfur dioxide	S <sub>2</sub>	27.21	2.218 × 10 <sup>-2</sup>	-1.628 × 10 <sup>-5</sup>	3.986 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	0.99	0.38
Sulfur dioxide	SO <sub>2</sub>	25.78	5.795 × 10 <sup>-2</sup>	-3.812 × 10 <sup>-5</sup>	8.612 × 10 <sup>-9</sup>	273-1800	0.45	0.24
Sulfur trioxide	SO <sub>3</sub>	16.40	14.58 × 10 <sup>-2</sup>	-11.20 × 10 <sup>-5</sup>	32.42 × 10 <sup>-9</sup>	273-1300	0.29	0.13
Acetylene	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	21.8	9.2143 × 10 <sup>-2</sup>	-6.527 × 10 <sup>-5</sup>	18.21 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	1.46	0.59
Benzene	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	-36.22	48.475 × 10 <sup>-2</sup>	-31.57 × 10 <sup>-5</sup>	77.62 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.34	0.20
Methanol	CH <sub>3</sub> O	19.0	9.152 × 10 <sup>-2</sup>	-1.22 × 10 <sup>-5</sup>	-8.039 × 10 <sup>-9</sup>	273-1000	0.18	0.08
Ethanol	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> O	19.9	20.96 × 10 <sup>-2</sup>	-10.38 × 10 <sup>-5</sup>	20.05 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.40	0.22
Hydrogen chloride	HCl	30.33	-0.7620 × 10 <sup>-2</sup>	1.327 × 10 <sup>-5</sup>	-4.338 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.22	0.08
Methane	CH <sub>4</sub>	19.89	5.024 × 10 <sup>-2</sup>	1.269 × 10 <sup>-5</sup>	-11.01 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	1.33	0.57
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6.900	17.27 × 10 <sup>-2</sup>	-6.406 × 10 <sup>-5</sup>	7.285 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.83	0.28
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-4.04	30.48 × 10 <sup>-2</sup>	-15.72 × 10 <sup>-5</sup>	31.74 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.40	0.12
n-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	3.96	37.15 × 10 <sup>-2</sup>	-18.34 × 10 <sup>-5</sup>	35.00 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.54	0.24
i-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-7.913	41.60 × 10 <sup>-2</sup>	-23.01 × 10 <sup>-5</sup>	49.91 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.25	0.13
n-Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	6.774	45.43 × 10 <sup>-2</sup>	-22.46 × 10 <sup>-5</sup>	42.29 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.56	0.21
n-Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	6.938	55.22 × 10 <sup>-2</sup>	-28.65 × 10 <sup>-5</sup>	57.69 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.72	0.20
Ethylene	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	3.95	15.64 × 10 <sup>-2</sup>	-8.344 × 10 <sup>-5</sup>	17.67 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.54	0.13
Propylene	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	3.15	23.83 × 10 <sup>-2</sup>	-12.18 × 10 <sup>-5</sup>	24.62 × 10 <sup>-9</sup>	273-1500	0.73	0.17

Source: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics* (Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1984). Used with permission.



## Annexes B : Le pouvoir calorifique

• **Définition :**

Le pouvoir calorifique d'un combustible à T (°C) est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'une quantité unitaire de ce combustible, la combustion étant effectuée à la pression atmosphérique, les éléments de combustion étant pris à T (°C) et les produits de combustion ramenés à cette même température.

• **Pouvoir calorifique inférieur:**

Lorsque le combustible contient de l'hydrogène ou des produits hydrogénés, il se forme de l'eau. Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) est obtenu en supposant l'eau à l'état de vapeur dans les produits de combustion.

• **Pouvoir calorifique supérieur :**

Le pouvoir calorifique supérieur (PCS), par contre, tient compte de la chaleur de condensation de l'eau. Le pouvoir calorifique est présenté en KJ/Nm<sup>3</sup>, et parfois exprimé en th/Nm<sup>3</sup> [1th = 4.185MJ].

## Annexes C : Les équations d'état

Pour l'étude des propriétés des gaz réel ou des mélanges les plus complexes, il existe des équations d'état qui relient les paramètres d'équilibre du système particulièrement dans le domaine des hydrocarbures.

On sait que le modèle des gaz idéaux est caractérisé en variables molaires par la loi :

$$PV = n \cdot R \cdot T$$

Cette dernière n'est pas valable pour les gaz réels pour cela on utilise le plus souvent un diagramme thermodynamique, un tableau de propriétés thermodynamiques, ou un jeu d'équations d'état couvrant les diverses zones de pression et température nécessaires. De nombreuses équations d'état ont été proposées et continuent d'être mises au point. Parmi ces équations on cite : l'équation **Peng Robinson**, l'équation de **Redlich Kwong**, et celle de **Lee Kesler Plocker** ... etc.

L'équation d'état généralement utilisée dans le cas des hydrocarbures est Peng Robinson qui s'écrit :

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2 + 2bv - b^2}$$

avec

$$b = 0,0778 \frac{R \cdot T_c}{P_c}$$

$$a = 0,45724 \frac{R^2 \cdot T_c^2}{P_c} \left[ 1 + (0,37464 + 1,54226 \omega - 0,26992 \omega^2)(1 - T_r^{0,5}) \right]^2$$



Ou P : la pression du système ;

T : la température,

V : le volume molaire du gaz

Les équations de Peng-Robinson (PR) et de Soave-Redlich-Kwong (SRK) sont largement utilisées dans l'industrie, particulièrement pour le raffinage, traitement du gaz et la simulation des procédés industriels des hydrocarbures et réservoirs.

Leurs avantages résident dans le fait qu'elles nécessitent peu de données expérimentales (les coordonnées critiques et le facteur acentrique), un temps de simulation relativement court et surtout qu'elles conduisent à une bonne estimation des équilibres liquide vapeur pour les hydrocarbures qui sont particulièrement importants pour la conception des procédés. Par ailleurs, ces équations présentent d'importantes limitations. Par exemple, les densités liquides ne sont pas correctement évaluées, les paramètres ne sont pas adéquats pour les autres fluides non hydrocarbures, notamment les fluides polaires. De plus, quelles que soient les modifications apportées, il apparaît impossible de représenter de manière satisfaisante la région critique.

#### Annexes D : Data sheet

Une fiche technique, la feuille de données ou la feuille de spécifications est le document qui résume la performance et d'autres caractéristiques techniques d'un produit, une machine, un composant (par exemple un composant électronique), la matière, un sous-système, (par exemple une alimentation en énergie) ou un logiciel en suffisamment de détail à utiliser par un ingénieur de conception pour intégrer le composant dans un système.

