

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

ANALYSE DES PERFORMANCES ET MODÉLISATION PAR CYCLE-TEMPO DE LA NOUVELLE CENTRALE ÉLECTRIQUE DE NAAMA

Présenté par :

- BEKHEDDA Zeyneb
- NEGGALA Nadhir

Soutenu le : ...07/09/2020..... devant le Jury :

M. BELABED Zakaria	MCA	Centre Universitaire Naâma	Président
M. KHATIR Tawfiq	MCA	Centre Universitaire Naâma	Encadreur
M. MEDJAHED Driss Meddah	MCB	Centre Universitaire Naâma	Examineur

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA6



INSTITUT DES SCIENCES
ET TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE
TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

Analyse des performances et modélisation par Cycle-Tempo de la nouvelle centrale électrique de NAAMA

Présenté par :

- BEKHEDDA Zeyneb
- NEGGALA Nadhir

Soutenu le : 07/09/2020.....devant le jury :

Mr. BELABED Zakaria

Centre Universitaire Naama

Président

Mr. KHATIR Tawfiq

Centre Universitaire Naama

Encadreur

Mr. MEDJAHED Idriss

Centre Universitaire Naama

Examineur

Année universitaire :2019/2020

REMERCIEMENTS

Nous remercions dieux miséricorde de nous avoir donné la volonté et le courage pour surmonter toutes les difficultés rencontrées et avoir continuer nos études dans de très bonnes conditions.

Nous tenons d'abord à remercier respectueusement notre encadreur Mr KHATIR Tawfiq pour la confiance, les conseils et l'orientation, et Mr MELOUK Mostapha pour la documentation qu'il a mis à notre disposition.

Nos remerciements vont également au Dr. BELABED Zakaria, d'avoir accepté de nous faire l'honneur de présider le jury de ce mémoire,

Et Mr MEDJAHED Idriss de bien vouloir l'examiner.

Nous remercions l'ensemble des professeurs de génie mécanique qui ont contribué à assurer notre formation Master.

Nos remerciements également à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration et la réalisation de ce travail.

Dédicace

Je dédie ce travail à :

Ma chère mère et mon honorable père pour leur soutien

Mes frères et Mes sœurs

Mon binôme pour le travail

A tous mes enseignants chacun par son nom

Toute ma famille

Tous mes amis

A tous mes collègues chacun par son nom

A chaque personne qui m'a aidée.

NEGGALA Nadhir



Dédicace

A Mes Très Chers Parents Le Symbole De Tendresse,
L'exemple Du Dévouement Qui N'a Pas Cessé De M'encourager Et
De Prier Pour Moi .

Qui S'ont Sacrifiée Pour Mon Bonheur Et Ma Réussite
Mohamed et Djemaa

A Mon Frère

A Mes chères sœurs et surtout AYA qui ma accompagnée durant
toute l'année.

A Mes Très Chères Neveux Sondos et Siradj

A Mon cousin avant d'être binôme

A Tous Ceux Qui Me Sont Chers

A tous mes amis et à toute ma famille

A Tous mes enseignants surtout Mr Tawfiq pour son encouragement
durant tous ces cinq ans.

BEKHEDDA Zeyneb

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Résumé	
Introduction générale.....	2

Chapitre I : Généralité sur l’installation d’une centrale à cycle combiné

I. INTRODUCTION	5
I-1 Turbine à gaz	5
I-1.1 Présentation générale	5
I-1.2 Composants du turbine à gaz	5
I-1.3 Classification des turbines à gaz	6
I-1.3.1 Par le mode de construction	6
I-1.3.2 Par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	7
I-1.3.3 Par le mode de travail :.....	8
I-1.4 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	9
I-1.5 Les avantages inhérents à turbine à gaz :.....	10
I-2 Turbine à vapeur.....	10
I-2.1 Présentation générale	10
I-2.2 Les Composants du cycle vapeur.....	11
I-2.3 Classification des turbines à vapeur.....	11
I-2.4 Principe de fonctionnement de la turbine à vapeur.....	14
I-2.5 Les avantages inhérents à turbine à vapeur.....	14
I-3 cycle combiné.....	15
I-3.1 Présentation générale	15
I-3.2 Principe de fonctionnnement	15
I-4 chaudière de récupération	16
I-4.1 Présentation générale	16
I-4.2 Chaudière horizontale ou verticale	17
I-4.3 chaudière à Circulation naturelle ou assistée	18
I-4.4 la comparaison entre les chaudières	19
I-4.5 chaudière nombre de niveaux de pression	20

Chapitre II : La centrale de NAAMA à Cycle combiné

II. Introduction	22
II-1 Description du central de Naama :	22
II-2 Vue générale des composants et systèmes majeurs.....	23
II-2-1 Turbine à gaz.....	23
II-2-1-1 les composants de turbine à gaz (9FA) :	23
II-2-2 Turbine à vapeur.....	26
II-2-2-1 les composants de turbine à vapeur (A10) :	27
II-2-2-2 Principe de fonctionnement d’une turbine à vapeur (A10) :.....	28
II-2-3 Chaudière de récupération (HRSG)	29
II-2-3-1 la fonctionnemet des composants d’un chaudière de récupération horizontale :29	
I-2-4 Aérocondenseur	32
I-2-5 Alternateur	33
I-2-5-1 Fiche technique d’un alternateur	34

Chapitre III : Calcul des paramètres de TG, TV et CC

III.	Introduction :	36
III-1	Etude théorique d'une turbine à gaz	36
III-1-1	Etude des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz	36
III-1-1-1.	Cycle idéal de Brayton	36
III-1-1-2	Cycle réel	37
III.1.2.	Etude de cycle de Brayton	38
III-1-3	Calcul de la turbine à gaz :	44
III-2	Etude théorique d'une turbine à vapeur ST	49
III-2-1	Cycle thermodynamique d'une turbine à vapeur	49
III-2-1-1	Cycle de Rankine	49
III-2-1-2	Cycle avec resurchauffe :	50
III-2-1-3	Cycle à soutirage :	51
III-2-2	Calcul des paramètres de la turbine à vapeur :	55
III-2-2-1	Détermination des enthalpies massiques dans les points les plus importants du cycle :	55
III-2-2-2	Calcul du travail fourni par la turbine TV :	59
III-2-2-3	Calcul du rendement de la turbine à vapeur TV :	62
III-2-2-4	Calcul du rendement du cycle combiné :	62

Chapitre IV : Simulation du cycle combiné par Cycle-Tempo

IV.	Objectif du Chapitre :	65
IV-1	Principe de la simulation thermodynamique avec Cycle-Tempo :	66
IV-1-1	Création du schéma :	66
IV-1-2	Paramétrage des points :	69
IV-1-3	Simulation de Cycle :	75
IV-1-3-1	Sensibilités sur l'impact des paramètres thermiques sur le rendement global de l'installation :	75
IV-1-3-1-a	Influence de la température de l'air ambiant :	76
IV-1-3-1-b	Influence de la pression MP sur La puissance de la TV :	77
	Conclusion générale :	79
	Références Bibliographiques	81

Liste des figures

Chapitre I : Généralité sur l'installation d'une centrale à cycle combiné.

Figure I-1 : Schéma représentant les composants de la turbine à gaz.....	6
Figure I-2 : Turbine à un seul arbre.....	6
Figure I-3 : Turbine à deux arbres.....	7
Figure I-4 : Turbine à cycle régénéré.....	8
Figure I-5 : mode de travail.....	9
Figure I-6 : fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.....	10
Figure I-7 : Schéma représentant les composants du cycle vapeur.....	11
Figure I-8 : Mode de fonctionnement de la vapeur.....	12
Figure I-9 : Mode de transmission.....	13
Figure I-10 : Schéma représentant les organes du cycle vapeur.....	14
Figure I-11 : Organigramme simplifié d'un cycle combiné.....	15
Figure I-12 : Le principe de fonctionnement global du cycle combiné.....	16
Figure I-13 : Schéma simplifié de la chaudière de récupération d'un cycle combiné.....	16
Figure I-14 : Représentation du pincement et de l'approche.....	17
Figure I-15 : Chaudière horizontale.....	17
Figure I-16 : chaudière verticale.....	18
Figure I-17 : chaudière à circulation Naturelle.....	18
Figure I-18 : chaudière à circulation assistée.....	19

Chapitre II : La centrale de NAAMA à Cycle combiné.

Figure II-1 : la Situation de la centrale.....	22
Figure II-2 : la turbine à gaz 9FA.....	23
Figure II-3 : Compresseur axial.....	23
Figure II-4 : Vue interne de la chambre de combustion.....	24
Figure II-5 : Rotor de turbine Structure.....	25
Figure II-6 : Système d'échappement.....	25
Figure II-7 : Le diffuseur d'échappement.....	26
Figure II-8 : la turbine à vapeur A10.....	26
Figure II-9 : schéma simplifiée d'une turbine à vapeur à trois corps.....	27
Figure II-10 : fonctionnement d'une Turbine à vapeur (A10).....	28
Figure II-11 : chaudière de récupération horizontale.....	29

Figure II-12 : le registre.....	30
Figure II-13 : le ballon chaudière.....	31
Figure II-14 : Aérocondenseur.....	32
Figure II-15 : Alternateur.....	33

Chapitre III : Calcul des paramètres de TG, TV et CC

Figure III-1 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.....	36
Figure III-2 : Cycle réel d'une turbine à gaz.....	37
Figure III-3 : Cycle thermodynamique sans poste de combustion.....	38
Figure III-4 : Représentation de la notion de travail d'un compresseur.....	39
Figure III-5 : Représentation de la notion de travail d'une turbine.....	40
Figure III-6 : Le bilan thermique dans CC.....	41
Figure III-7 : Installation de turbine à vapeur sans soutirage.....	49
Figure III-8 : cycle de Rankine.....	49
Figure III-9 : Cycle de Hirn avec une surchauffe g-a.....	50
Figure III-10 : Installation avec soutirage.....	51
Figure III-11 : Cycle à soutirage.....	51
Figure III-12 : Schéma d'une tranche de production (TG+TV+HRSG) de la nouvelle centrale électrique de NAAMA.....	53
Figure III-13 : Représentation des points les plus importants dans Diagramme T-S.....	55

Chapitre IV : Simulation du cycle combiné par Cycle-Tempo

Figure IV-1 : Schéma de la TV sur Cycle-Tempo.....	67
Figure IV-2 : Schéma du condenseur sur Cycle-Tempo.....	67
Figure IV-3 : Schéma de la TG sur Cycle-Tempo.....	68
Figure IV-4 : Introduction des paramètres pour le Compresseur AC.....	69
Figure IV-5 : Composition chimique de Fuel Gas.....	70
Figure IV-6 : Introduction des paramètres du corps BP de la TV.....	71
Figure IV-7 : Introduction des paramètres pour le HP SH.....	72
Figure IV-8 : Configuration finale de l'installation.....	73
Figure IV-9 : Modèle de simulation de l'installation sur Cycle-Tempo.....	74
Figure IV-10 : Impact de la température ambiante sur le rendement de la TG.....	76
Figure IV-11 : Impact de la température ambiante sur le rendement de la TV.....	77

Liste des tableaux

Tableau I-1 : Comparaison entre les chaudières.....	19
Tableau II-1 : Fiche technique d'un Alternateur.....	34
Tableau IV-1 : Bilan global de la simulation de l'installation avec Cycle-Tempo.....	75

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
c_p	Capacité thermique massique isobare	(J/Kg k)
h	Enthalpie massique	(J/Kg K)
\dot{m}	Débit massique	(Kg/s)
p	Pression	(bar)
P	Puissance mécanique	(W)
P_{Ci}	Pouvoir calorifique du gaz nature	(J/Kg k)
Q	Quantité de chaleur	(J/Kg)
r_{air}	Constant de l'air	(J/Kg k)
r_{gb}	Constant de gaz brulés	(J/Kg k)
T	Température	(°C)
w	Travail	(J/Kg)
symboles grecs		
η	Rendement	
τ	Taux de compression	
γ	Coefficient polytropique	
Les indices		
0	Ambiant	
a	L'air	
c-c	Chambre de combustion	
e	Entée	
GN	Gaz nature	
s	Sortie	

Abréviations

AC	Compresseur de l'air
ACC	Condenseur
CC	Chambre de combustion
EC	Economiseur
EV	Evaporateur
G	Générateur
GT	Turbine à gaz
HRSG	Chaudière de récupération
PMP	Pompe
SH	Surchauffeurs
RH	Résurchauffeur
HP	Haute pression
MP	Moyenne pression
BP	Basse pression
DRUM	Ballon de séparation
ST	Turbine à vapeur

Résumé :

La demande d'énergie ne cesse de croître, alors que les ressources deviennent chères, il est donc nécessaire d'améliorer les performances des installations thermiques de manière à réguler les coûts d'investissements. Parmi les techniques les plus répandues récemment c'est l'utilisation d'une installation en cycle combiné pour la production de l'électricité. Malgré les coûts considérables de ces systèmes, la rentabilité en termes de performance énergétique justifie toujours le choix de ces derniers et celui-ci fait l'objectif de ce mémoire.

Dans ce travail, on s'intéresse en premier lieu à faire une analyse thermodynamique de performance de la turbine à gaz, ensuite du cycle combiné de la première centrale électrique de ce genre dans la wilaya de NAAMA.

D'une autre part, nous avons réalisé la simulation de la centrale électrique par le logiciel Cycle -Tempo d'où le modèle énergétique nous a permis de faire des sensibilités pour l'optimisation de la performance en termes de rendement global.

Enfin nous terminerons notre travail par une conclusion générale reflétant les résultats obtenus.

Mots clés : turbine à gaz, cycle combiné, turbine à vapeur, analyse thermodynamique, générateur de vapeur à récupération de chaleur, Cycle-Tempo, pouvoir calorifique, modélisation, rendement du cycle...

Abstract:

The demand for energy continues to grow, while resources become expensive, it is therefore necessary to improve the performance of thermal installations in order to regulate the costs of investments. Among the most popular techniques recently is the use of a combined cycle installation for the production of electricity. Despite the considerable costs of these systems, the profitability in terms of energetic performance always justifies the choice of the latter and this is the objective of this thesis.

In this work, we are interested first in doing a thermodynamic performance analysis of the gas turbine, then of the combined cycle of the first power plant of this kind in the wilaya of NAAMA.

On the other hand, we performed the simulation of the power station by Cycle -Tempo software from which the energy model allowed us to make sensitivities for the optimization of performance in terms of overall efficiency.

Finally, we will end our work with a general conclusion reflecting the results obtained.

Keywords: gas turbine, combined cycle, steam turbine, thermodynamic analysis, heat recovery steam generator, Cycle-Tempo, calorific value, modeling, cycle efficiency, etc...

ملخص:

يستمر الطلب على الطاقة في النمو، بينما تصيح الموارد باهظة الثمن، لذلك من الضروري تحسين أداء التركيبات الحرارية من أجل تنظيم تكاليف الاستثمار. من بين التقنيات الأكثر شيوعًا مؤخرًا استخدام تركيب الدورة المركبة لإنتاج الكهرباء. على الرغم من التكاليف الكبيرة لهذه الأنظمة، فإن الربحية من حيث الأداء النشط تبرر دائمًا اختيار الأخير وهذا هو هدف هذه المذكرة.

في هذا العمل، نحن مهتمون أولاً بإجراء تحليل الأداء الديناميكي الحراري لتوربينات الغاز، ثم الدورة المركبة لأول محطة طاقة من هذا النوع في ولاية النعامة.

من ناحية أخرى، أجرينا محاكاة لمحطة الطاقة بواسطة برنامج Cycle -Tempo الذي سمح لنا نموذج الطاقة من خلاله بإجراء الحسابات لتحسين الأداء من حيث الكفاءة الكلية.

أخيرًا، سننهي عملنا باستنتاج عام يعكس النتائج التي تم الحصول عليها.

الكلمات المفتاحية: التوربينات الغازية، الدورة المركبة، التوربينات البخارية، التحليل الديناميكي الحراري، مولد البخار لاستعادة الحرارة، سيكل تامبو، القيمة الحرارية، النمذجة، كفاءة الدورة، إلخ

Introduction générale

Introduction générale

Les systèmes de production d'électricité entraînés par le moyen des centrales de turbine à gaz souffrent du rendement très bas, particulièrement pendant les heures de pointe, quand l'électricité est très demandée. Pour répondre au manque de puissance prévue, des projets d'adaptation ont été sérieusement considérés, comme la conversion des cycles simples de turbines à gaz existants en cycles plus avancés qui offrent des rendements et puissances plus élevés.

Le processus thermodynamique d'un cycle simple de turbine à gaz peut être approximativement modélisé sous forme du cycle de Brayton, dont la puissance délivrée est habituellement très haute. La haute température des gaz d'échappement implique l'abondance d'une énergie utile gaspillée à l'environnement. La récupération de cette énergie gaspillée ceci peut être employée pour améliorer la capacité de production d'électricité ou/et le rendement par des modifications dans le cycle de base, tel que la récupération des gaz d'échappement et le cycle combiné...etc.

Parmi les technologies bien prouvées, le cycle combiné est peut-être la manière la plus populaire à récupérer l'énergie des gaz d'échappement, et l'énergie récupérée est utilisée réellement pour amplifier la capacité et le rendement de production d'électricité. Pour un cycle combiné, la compatibilité entre le cycle ouvert de turbine à gaz avec un cycle fermé à vapeur, dont les circuits se mélangent dans une chaudière pour une meilleure combinaison.

L'intérêt d'un cycle combiné réside dans l'amélioration de son rendement grâce à cette combinaison entre les deux cycles thermodynamiques.

L'objectif majeur de cette étude, est d'effectuer une étude énergétique de la première centrale électrique en cycle combiné conventionnel dans la wilaya de NAAMA, notre but dans cette étude est d'analyser les caractéristiques thermodynamiques de cette centrale (les puissances produites par les turbines et leurs rendements thermodynamiques...).

Afin de réaliser cet objectif, on doit suivre les étapes suivantes:

- Au menu du premier chapitre, on a un descriptif de la turbine à gaz et du cycle combiné. Contenant leur principe de fonctionnement et les différentes composantes du système.
- L'étude plus ou moins détaillée de la première centrale à cycle combiné de la wilaya de NAAMA qui en constitue le chapitre II.

- La description des différents cycles thermodynamiques et des calculs énergétiques détaillées de la turbine à gaz , turbine à vapeur et la cycle combiné ont été effectués dans le troisième chapitre. Nous avons aussi analysé les caractéristiques thermodynamiques des différents éléments de ces turbine (les températures, les pressions, la puissance et le rendement).
- Dans le cinquième chapitre, on a utilisé le logiciel CYCLE-TEMPO pour étudier l'influence de quelques paramètres et simuler leurs impacts sur le rendement de l'installation.
- La conclusion et les recommandations clôturent la présente étude.

CHAPITRE I :
Généralité sur
l'installation d'une
centrale à cycle combiné

I. INTRODUCTION

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser la force d'un fluide (eau, vapeur, air, gaz de combustion), dont le couple est transmis au moyen d'un arbre. L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif.

I-1 Turbine à gaz

I-1.1 Présentation générale

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, est une machine motrice tournante à flux continu; équipée d'un compresseur (axial; centrifuge) est des chambre de combustion. elle est en mesure de produire elle-même un fluide sous pression et à température très élevée qui en subissant sa phase d'expansion dans les différents étages de la turbine, Elles utilisent un écoulement gazeux pour produire de l'énergie mécanique à partir d'énergie calorifique.

Mais ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes telles que la température de l'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est directement proportionnelle à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perte une partie significative de sa production quand elles est installée dans des climats chauds ou pendant les jours chauds de l'année. Une température élevée d'air d'admission augmente également le travail du compresseur et baisse l'efficacité thermique. Par conséquent, les turbines à gaz fonctionnant sous climats chauds non seulement produisent moins de puissance que leur capacité de conception, mais consomment également plus de carburant[1].

I-1.2 Composants du turbine à gaz

Une turbine à gaz (*Figure I-1*) est constituée par : une entrée conditionnant l'air (filtration et éventuellement refroidissement), un compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente, l'échappement vers une cheminée. Pour la production d'électricité, une majorité de turbines à gaz sont construites autour d'un seul arbre sur lequel sont disposés le compresseur, la turbine de détente et l'alternateur qui assurent la conversion du travail produit en électricité.

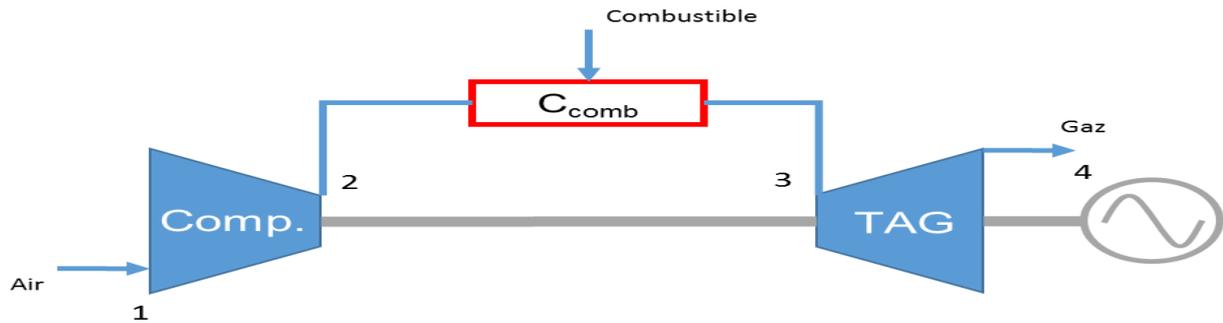


Figure I-1: Schéma représentant les composants de la turbine à gaz, reproduit d'après[2]

I-1.3 Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points:

- ❖ Par le mode de construction.
- ❖ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ❖ Par le mode de travail.

I-1.3.1 Par le mode de construction

❖ Turbine à un seul arbre

Dans ce type de turbine à gaz (Figure I-2), le compresseur d'air, les turbines de détente et la machine entraînée sont sur le même arbre. Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à un moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine à deux arbres. De plus, le moteur de lancement doit entraîner l'ensemble de la ligne d'arbre.

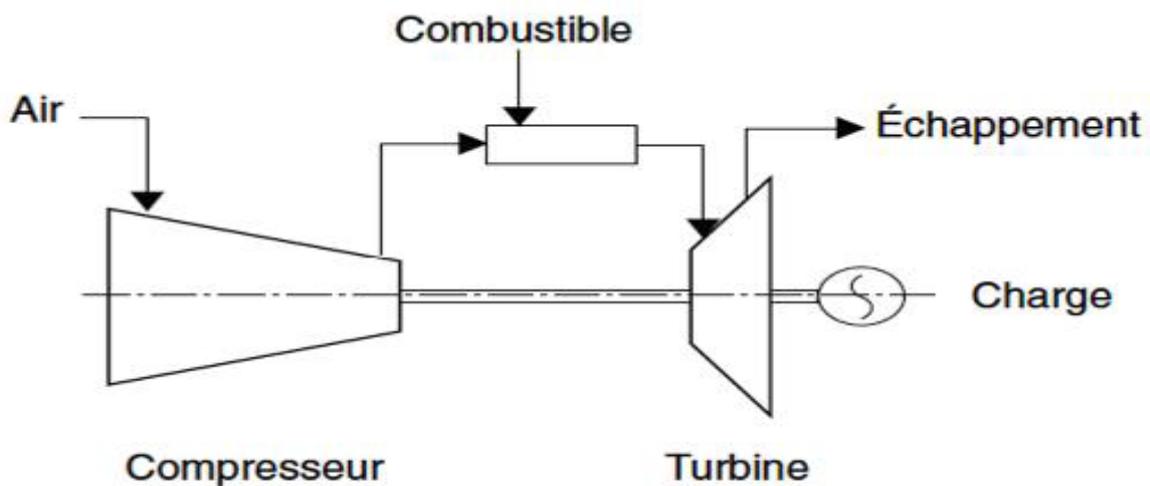


Figure I-2 : Turbine à un seul arbre.

❖ **Turbine à deux arbres**

Contrairement aux turbines à un seul arbre dans le cas des turbines à deux arbres seulement une partie de la section de la turbine appelée « turbine haute pression » HP est raccordée mécaniquement au compresseur pour former le « génération de gaz », alors que l'énergie résultant de la combustion est aussi traitée par une 2^{ème} section de la turbine appelée « turbine à basse pression » BP séparée mécaniquement de la première, pour former la turbine BP de puissance, qui est raccordée à la charge par un accouplement.

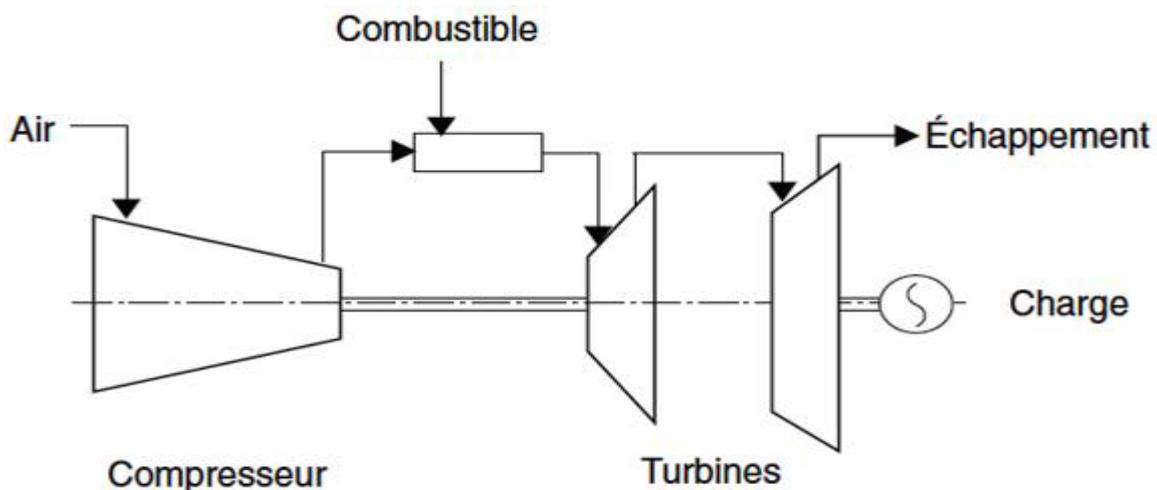


Figure I-3 : Turbine à deux arbres

I-1.3.2 Par le mode de fonctionnement thermodynamique

❖ **Turbine à gaz à cycle fermé** : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

❖ **Turbine à gaz à cycle ouvert** : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

✓ **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement. [3]

✓ **Turbine à cycle régénéré** :

Une partie de la chaleur évacuée par les fumées peut être récupérée (Figure I-4), dans un échangeur, pour surchauffer l'air avant son entrée dans la chambre de combustion. Il y a alors économie de carburant et donc amélioration du rendement thermique intrinsèque, mais la petite

perte de charge dans l'échangeur crée une légère contrepression à l'échappement de la turbine, ce qui altère la puissance disponible à l'arbre.

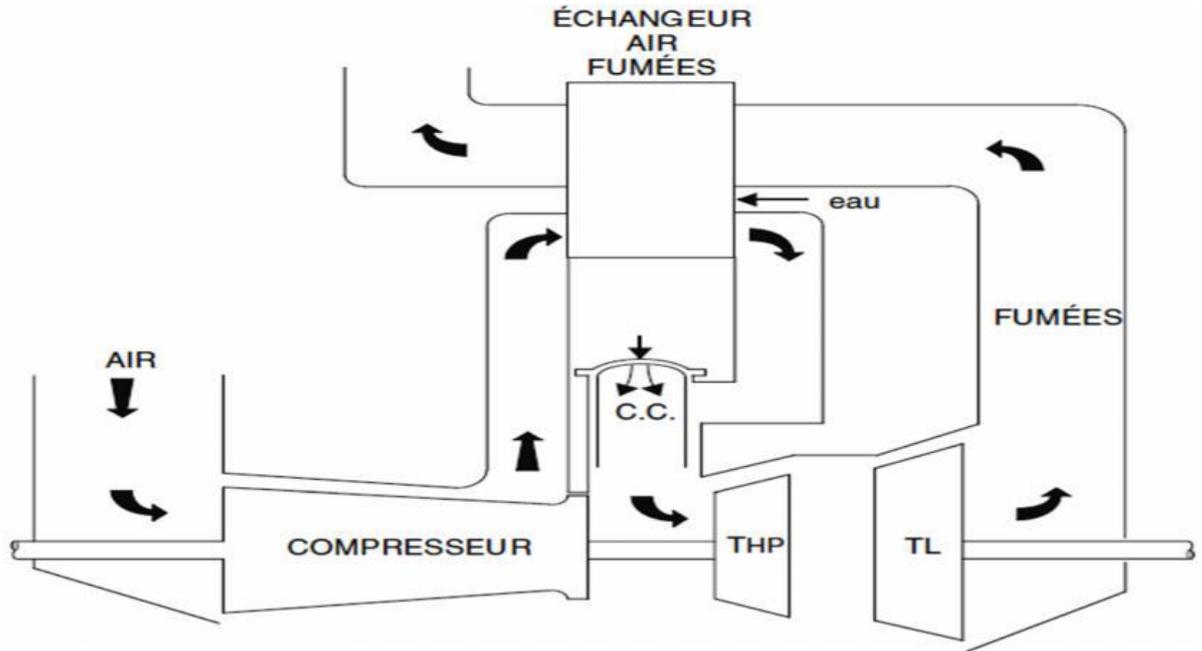


Figure I-4 : Turbine à cycle régénéré.

I-1.3.3 Par le mode de travail :

On distingue deux types de turbine :

❖ Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

❖ Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ε caractérisera le % d'énergie thermique totale. [4]

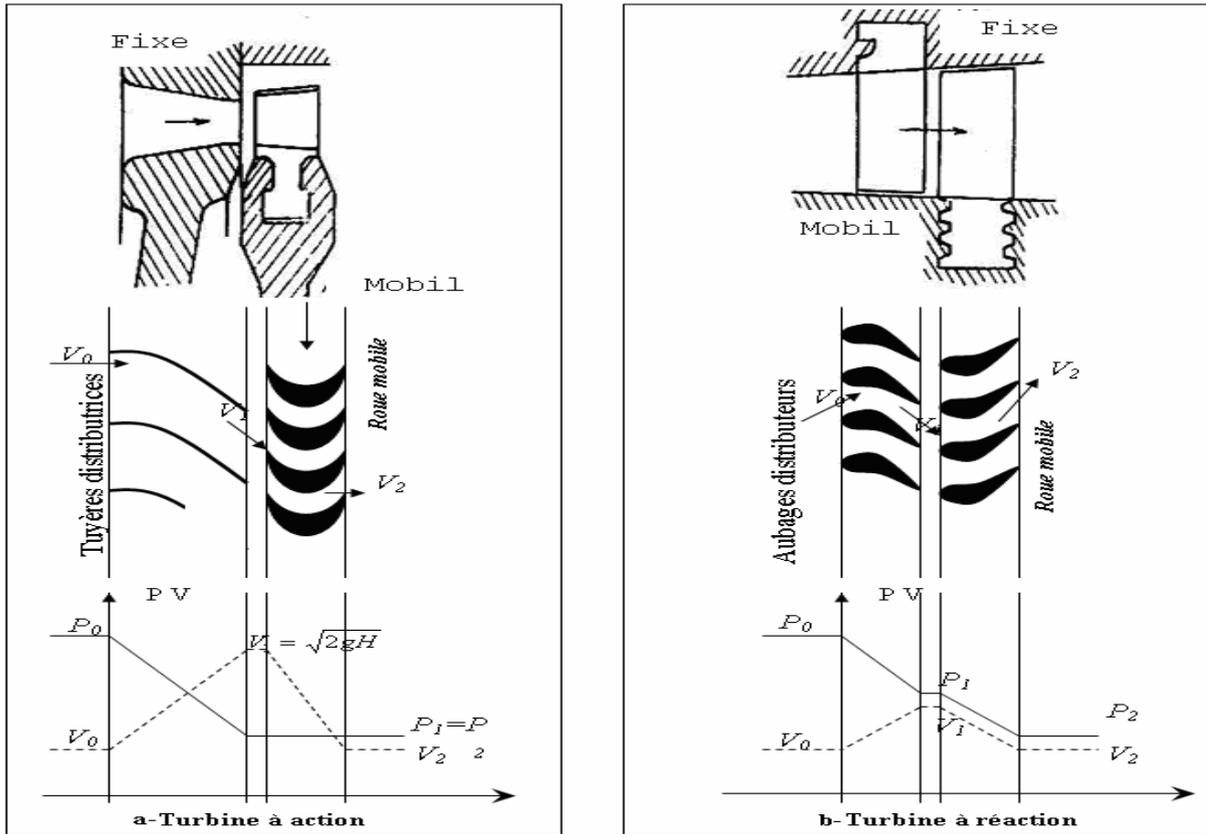


Figure I-5 : mode de travail.

I-1.4 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz est une installation thermique dont le rôle est de produire de l'énergie électrique à partir de la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz,...). La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne, Figure I-6 . Dans ce genre d'installations l'échappement de la turbine à gaz se fait directement dans l'atmosphère. Si l'échappement de la turbine à gaz se fait vers une Chaudière de Récupération (*HRSG*) et si la vapeur produite sert au fonctionnement d'une turbine à vapeur, on parle alors de centrale à cycle combiné. Lorsque la vapeur est utilisée pour d'autres processus, au lieu de la turbine à vapeur, on utilise le terme de cogénération (production d'électricité et de vapeur) pour décrire cette installation.

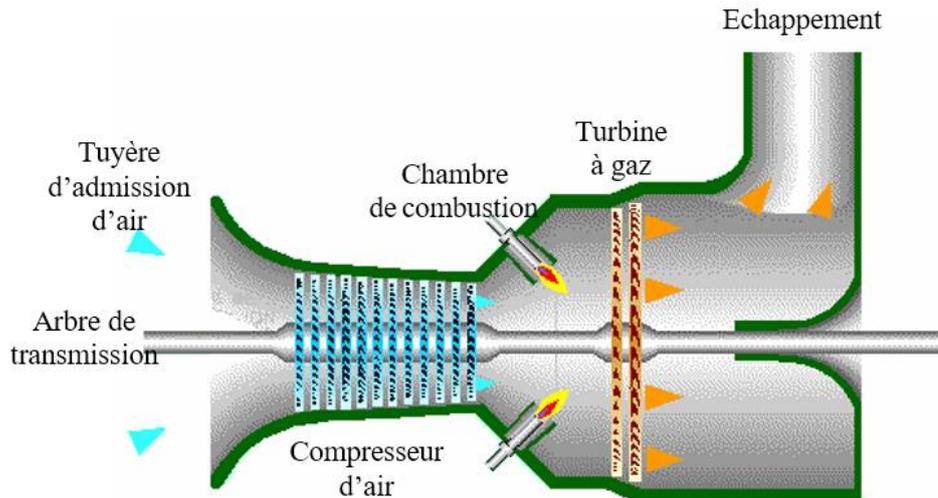


Figure I-6 : fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.

I-1.5 Les avantages inhérents à turbine à gaz :

- puissance massique et volumique très élevée du fait du fonctionnement continu,
- simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations),
- pollution limitée en HC et NO_x du fait de l'excès d'air et de la température limitée,
- aptitude à la récupération de chaleur (cogénération),
- longévité en marche stationnaire.
- aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité (gaz pauvre, fuel lourd) [5]

I-2 Turbine à vapeur

I-2.1 Présentation générale

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau.

La turbine à vapeur est un des matériels stratégiques des installations de production d'énergie électrique. Son indisponibilité entraîne la perte de la production d'énergie, contrairement à d'autres matériels (pompes alimentaires...) .Dans les installations utilisant une turbine à vapeur, l'énergie de la vapeur produite par la

chaudière est la première converti en énergie cinétique, puis en rotation mécanique et enfin en énergie électrique .[6]

I-2.2 Les Composants du cycle vapeur

Le cycle vapeur est une installation motrice à eau basée sur le cycle thermodynamique de Rankine-Hirn. . Les composants du cycle (pompe , dégazeur thermique, turbine à vapeur 'TAV' et le condenseur) sont représentés sur la figure I-7 , le dégazeur a été ajouté. Cet organe permet de s'assurer que l'eau entrant dans la chaudière ne contienne pas de gaz dissous.

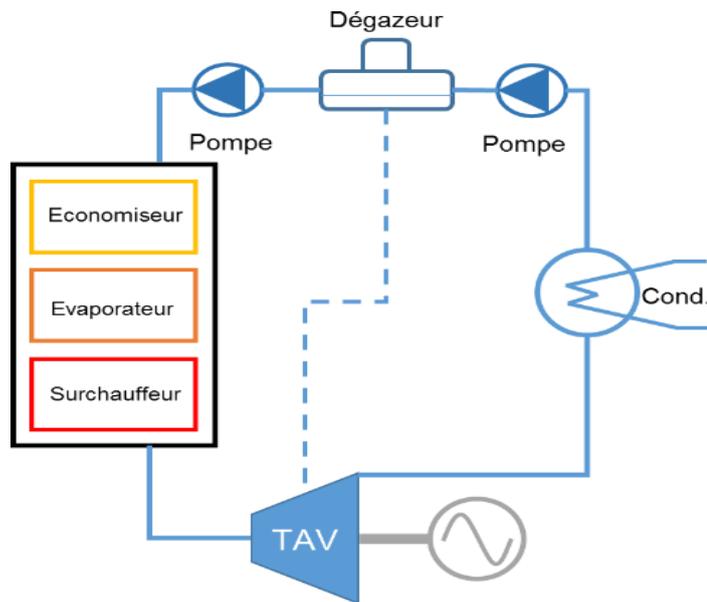


Figure I-7: Schéma représentant les composants du cycle vapeur, reproduit d'après [2].

I-2.3 Classification des turbines à vapeur

A. La méthode de fonctionnement de la vapeur (le mode d'action)

➤ Turbine à action

-La détente se fait dans la partie fixe, transformant la pression de vapeur en vitesse

-L'impact de la vapeur sur les aubes mobiles crée un couple faisant tourner l'arbre sur lequel elles sont fixées.

-La pression est constante dans l'aube mobile

-Turbine simple, ne nécessitant que peu d'étages

➤ Turbine à réaction

-La détente se fait dans la partie fixe et dans la partie mobile.

- La vapeur accélère dans la partie mobile due à sa forme de tuyère

-Turbine complexe, nécessitant un nombre d'étages plus important mais rendement accru

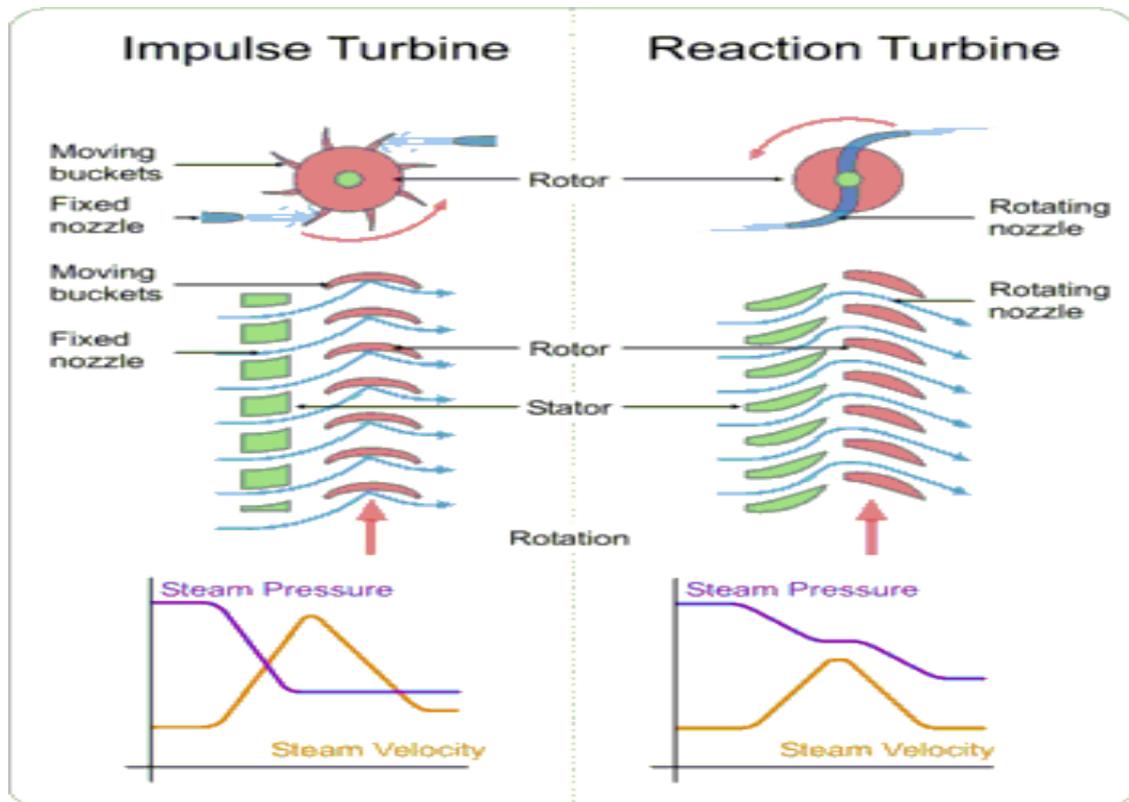


Figure I-8: Mode de fonctionnement de la vapeur[7].

B. Le sens d'écoulement de la vapeur

➤ Turbine axiale

L'écoulement de la vapeur se fait selon un cône ayant même axe que la turbine c'est les turbines les plus utilisées.

➤ Turbine radiale

L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine.

C. le nombre d'étages de rotor

-Turbine élémentaire ou à une seule roue ou mono étagée.

-Turbines à éléments multiples ou à plusieurs roues ou multi étagée.

D. La nature de fonctionnement thermodynamique (L'utilisation)

➤ **Turbine à condensation**

La vapeur circule suivant un cycle fermé, et l'opération de détente permet de détendre la vapeur jusqu'à des pressions très basses (0.05 bar). Généralement ce type de turbines est composé de turbines haute pression, moyenne pression et basse pression.

➤ **Turbine à contre pression**

La vapeur circule suivant un cycle ouvert, à l'échappement les pressions sont toujours supérieures à la sortie est utilisée pour d'autres fins (séchage, chauffage industrie chimique,...).

E. Le mode de transmission d'énergie thermique:

➤ **Transmission directe:**

L'énergie mécanique produite est transmise directement à la génératrice à la même vitesse de rotation figure I-9.a.

➤ **Transmission indirecte:**

L'installation nécessite un réducteur de vitesse, comme c'est le cas de la turbine de bateaux ou les vitesses d'hélices sont plus petites figure I-9.b.

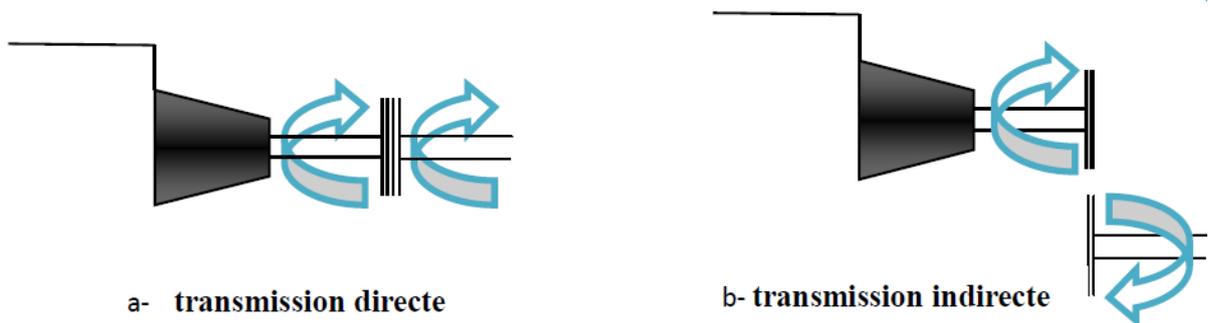


Figure I-9 :Mode de transmission.

F. le mode de construction

➤ **turbine à un corps**

Est construite pour des puissances faibles ou moyennes jusqu'à 20 MW.

➤ **turbine à plusieurs corps**

Ou de grande puissance pour les centrales thermiques à puissance élevée elle comprend deux ou trois corps (haute pression (HP), moyenne pression (MP), basse pression(BP)).

Les turbines à vapeur modernes sont toutes axiales, multi étagées (à l'exception de celles entrainant de petites machines auxiliaires).

I-2.4 Principe de fonctionnement de la turbine à vapeur

Le cycle vapeur est une installation motrice à eau basée sur le cycle thermodynamique de Rankine ou Hirn. Ses principaux organes sont quant à eux représentés sur la **figure I-10**. Dans ce type de cycle, l'eau, à l'état de liquide saturé, traverse une pompe qui l'élève en pression et l'amène à l'état de liquide non saturé (étape 1-2). Ce liquide est ensuite introduit dans un générateur de vapeur dans lequel il subit une action calorifique l'amenant à l'état de vapeur surchauffée (étape 2-3). Cette vapeur est détendue dans une turbine jusqu'à un état de vapeur humide (étape 3-4), avant d'être ramenée à l'état de liquide saturé au condenseur (4-1). Les transformations au condenseur et au générateur de vapeur sont quasi-isobares [2].

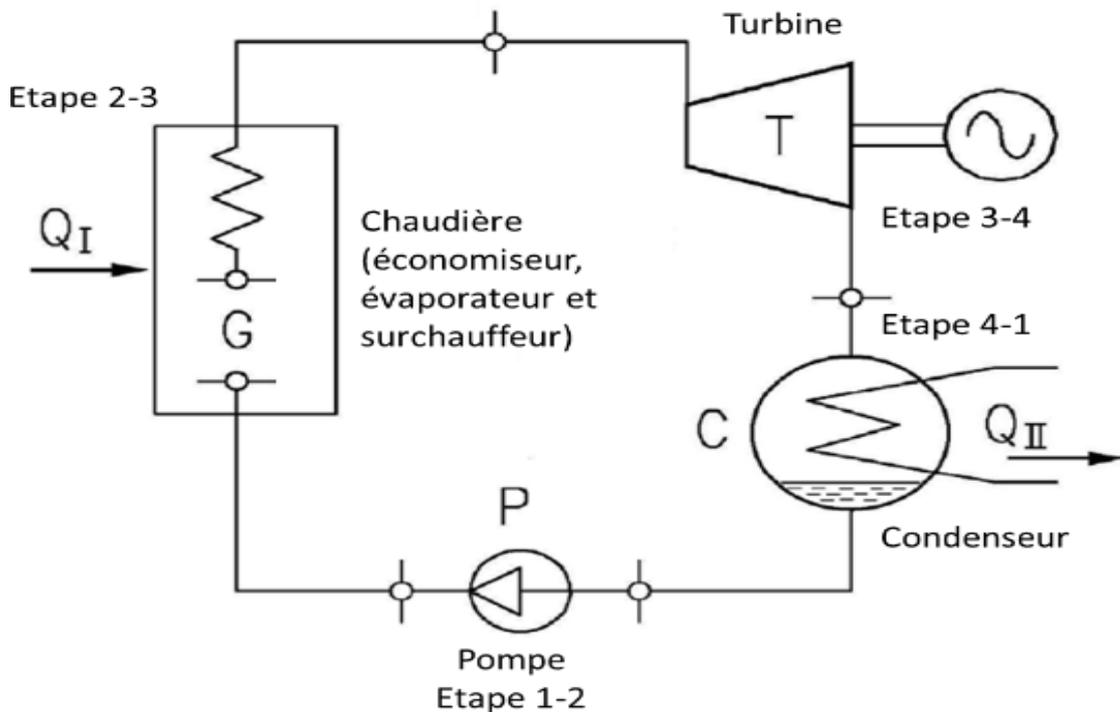


Figure I-10 : Schéma représentant les organes du cycle vapeur, modifié d'après [2].

I-2.5 Les avantages inhérents à turbine à vapeur

- l'installation de la turbine à vapeur peut être plus économique que celle de gros moteurs électriques ou de turbines à gaz.
- La puissance de sortie des turbines à vapeur est plus élevée que celle des turbines à gaz de taille et de consommation énergétique similaires .
- Moins de pièces mobiles que les moteurs alternatifs.
- En général, la vapeur contient une grande quantité d'enthalpie (surtout sous forme de chaleur de vaporisation). Cela implique des débits massiques inférieurs à ceux des turbines à gaz.

I-3 cycle combiné

I-3.1 Présentation générale

Le cycle combiné peut être défini comme une combinaison de deux cycles thermiques dans une usine. Lorsque deux cycles sont combinés, l'efficacité qui peut être atteinte est supérieure à celui d'un seul cycle.

La combinaison utilisée aujourd'hui pour la production d'électricité commerciale est que d'un cycle du gaz avec un cycle de l'eau / vapeur. **Figure I-11** montre un organigramme simplifié pour un tel cycle, dans lequel l'échappement la chaleur d'une turbine à gaz à cycle simple est utilisée pour générer de la vapeur qui sera expansé dans une turbine à vapeur.[8]

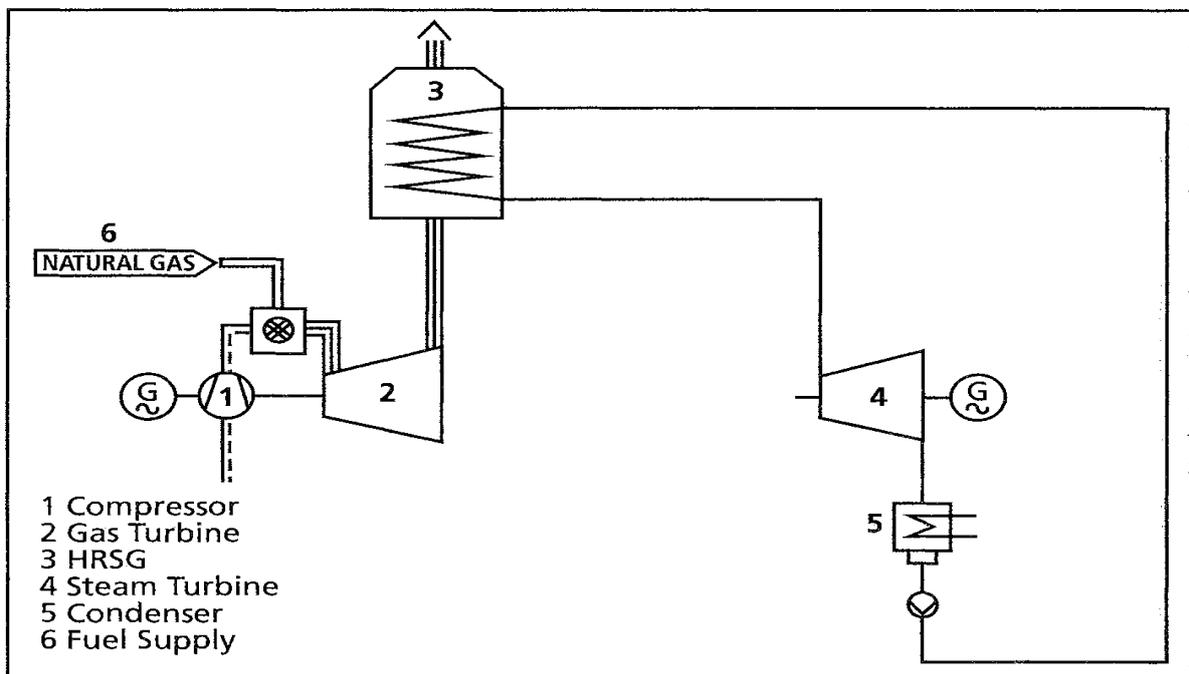


Figure I-11: Organigramme simplifié d'un cycle combiné

I-3.2 Principe de fonctionnement

Un cycle combiné est une combinaison entre une turbine à combustion et une turbine à vapeur. Dans le cycle de Brayton, les gaz chauds sont utilisés pour produire plus d'énergie. Ils sont envoyés dans la chaudière du cycle de Rankine. Au contact des gaz chauds, l'eau du cycle de Rankine s'évapore. De plus, selon les cycles combinés considérés, il peut y avoir une ou plusieurs turbines à combustion et une ou plusieurs turbines à vapeur. Il faut aussi noter qu'il existe trois niveaux de pression dans la chaudière d'un circuit vapeur : haute pression (HP), moyenne pression (MP) et basse pression (BP). À chaque niveau de pression correspond un ensemble : économiseur, évaporateur, surchauffeur et turbine.[9]

Le principe de fonctionnement global du cycle combiné est détaillé dans la **figure I-12**:

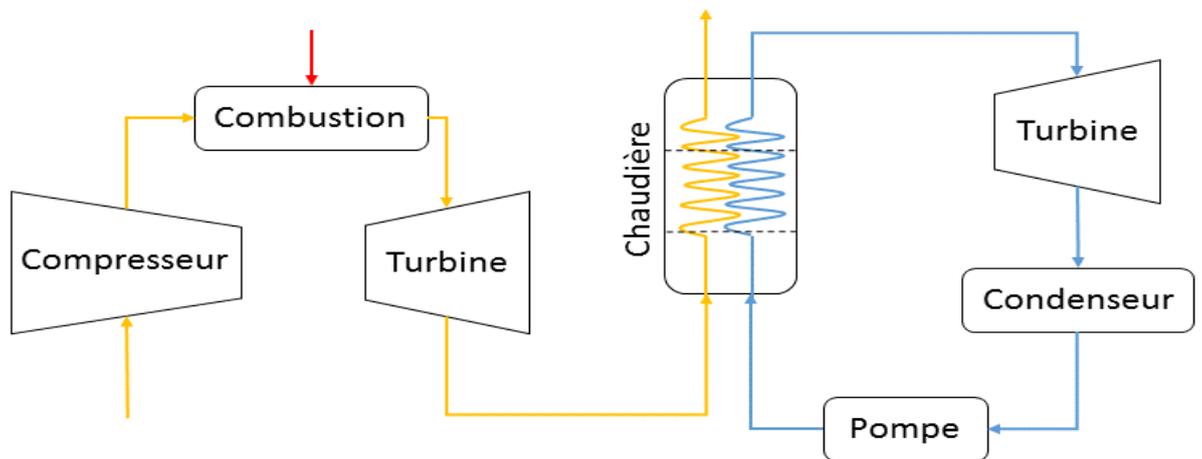


Figure I-12 : Le principe de fonctionnement global du cycle combiné

I-4 chaudière de récupération

I-4.1 Présentation générale

La chaudière de récupération (HRSG) est appelé aussi un générateur de vapeur dans le cycle combiné pour rappeler qu'il s'agit de l'organe d'échange entre les gaz détendus du cycle de Joule et l'eau du cycle de Rankine-Hirn. Dans cet échangeur, l'eau passe de l'état liquide à l'état de vapeur, puis est surchauffée jusqu'à une température limitée par des contraintes technologiques. Schématiquement, la chaudière de récupération est se compose principalement d'une gaine, dans laquelle circulent les fumées, d'échangeurs constitués de nappes de tubes traversés par l'eau ou la vapeur et d'un ou plusieurs ballons. Les échangeurs sont de trois types différents, de fonctions différentes aussi: l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur [10]. Elle est schématisée de façon simplifiée par la **figure I-13**

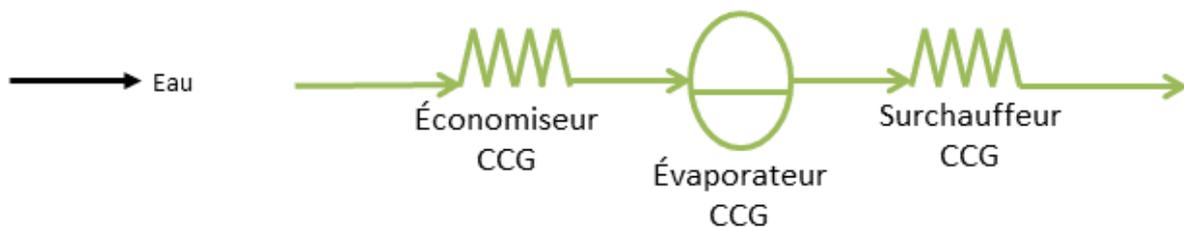


Figure I-13 : Schéma simplifié de la chaudière de récupération d'un cycle combiné

- **Échange thermique** Deux expressions particulières sont fréquemment utilisées pour caractériser l'échange thermique dans la chaudière. Il s'agit :

- ✓ de l'**approche** (écart de température de l'eau en sortie de l'économiseur par rapport à l'état de saturation dans le ballon) ;
- ✓ du **pincement** (écart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de saturation dans la boucle évaporatrice) [11].

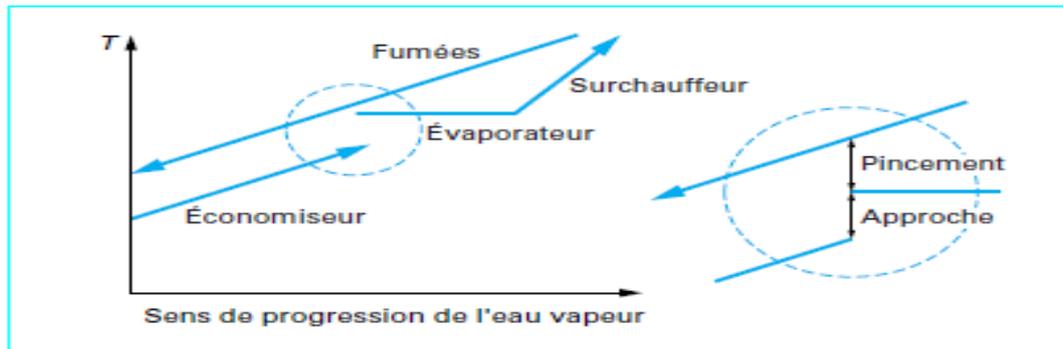


Figure I-14 : Représentation du pincement et de l'approche

I-4.2 Chaudière horizontale ou verticale

Les chaudières horizontales, dont la dénomination est liée à l'implantation verticale des échangeurs (**Figure I-15**), sont traditionnellement à circulation naturelle pour l'émulsion de l'eau vapeur dans la boucle évaporatrice. Les ballons sont implantés audessus des évaporateurs, ce qui permet de les gaver par gravité. Ce type de chaudière nécessite une emprise au sol supérieure à celle d'une chaudière verticale. En contrepartie, le dimensionnement de la structure métallique destinée à supporter les échangeurs est moins contraignant. [12]

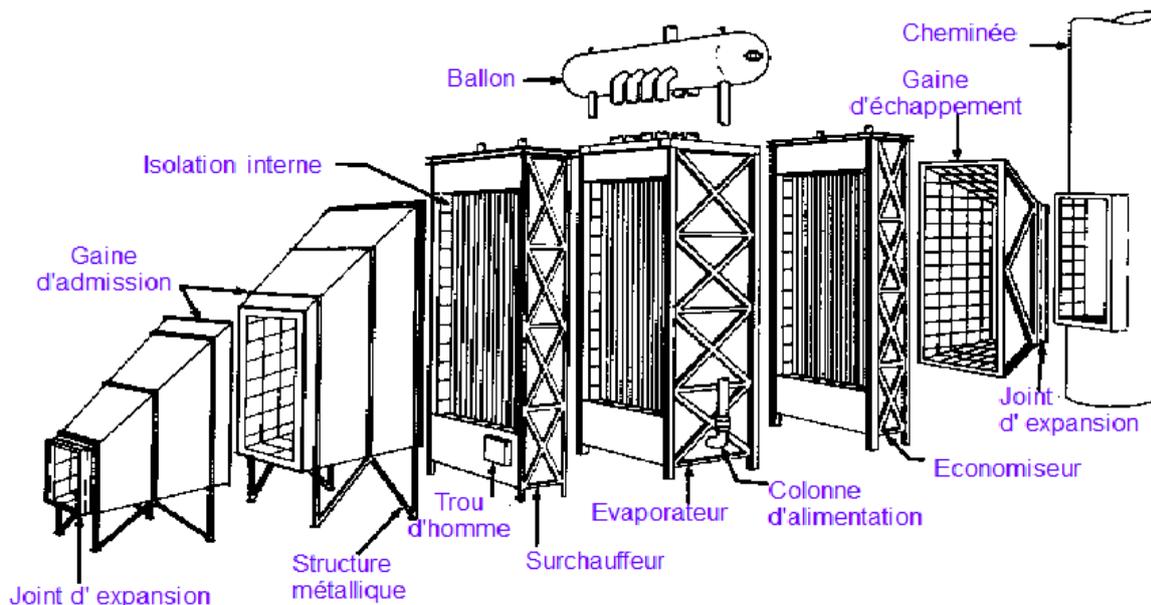


Figure I-15: Chaudière horizontale.

Une chaudière de type vertical est présentée en (figure I-16) .

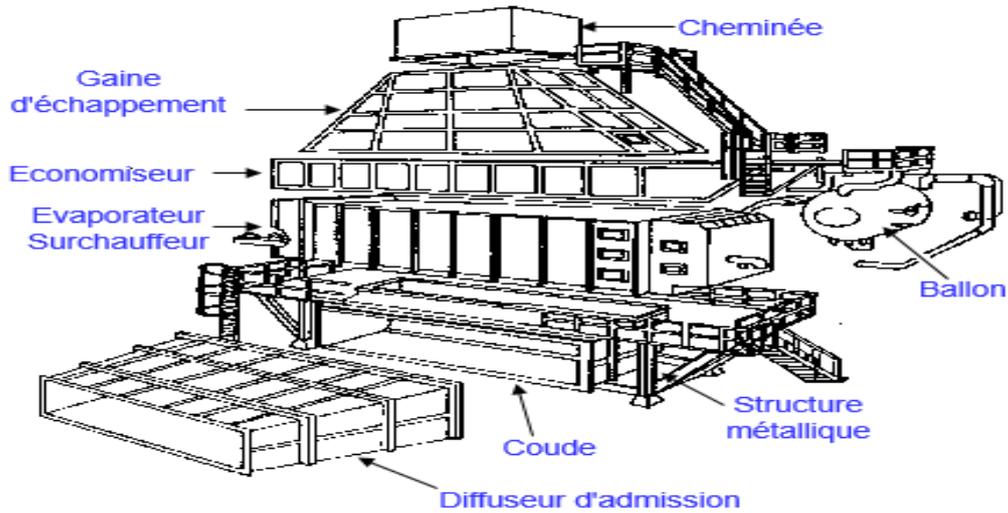


Figure I-16 : chaudière verticale.

I-4.3 chaudière à Circulation naturelle ou assistée

Dans le cas des chaudières à circulation naturelle (figure I-17) , la convection naturelle dans les tubes avec l'évaporation assure la circulation du mélange eau-vapeur (principe du thermosiphon) lorsque l'alimentation en fumées est établie. Les tubes des échangeurs sont verticaux et perpendiculaires aux fumées. Des collecteurs disposés en haut et en bas de la chaudière relient les tubes d'un même échangeur. [12]

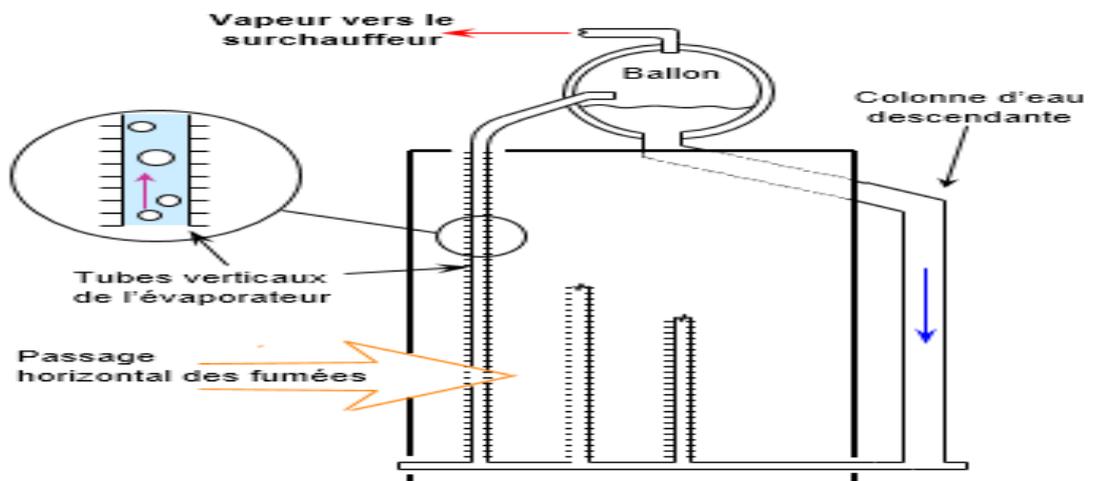


Figure I-17 : chaudière à circulation Naturelle

Dans les chaudières à circulation assistée, une pompe puise l'eau dans le ballon et la fait circuler dans l'évaporateur (**figure I-18**) . Cette pompe est dimensionnée pour vaincre seulement les pertes de charge du circuit, la hauteur manométrique qu'elle fournit est relativement faible, à l'image d'un circulateur de chauffage central.[12]

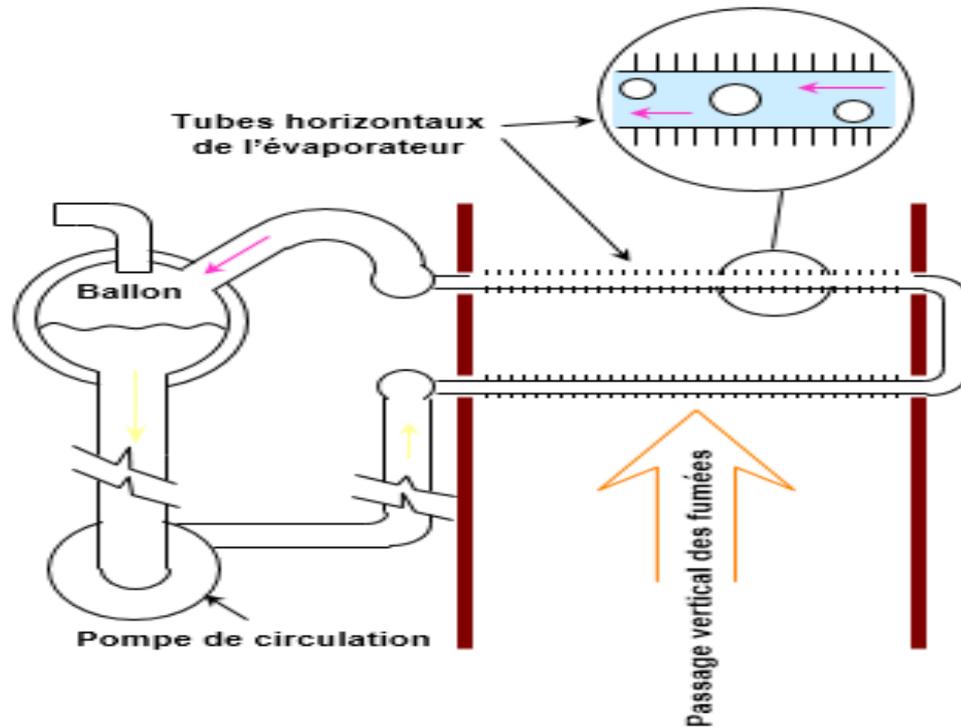


Figure I-18 : chaudière à circulation assistée

I-4-4 la comparaison entre les chaudières

Chaudière horizontale	Chaudière verticale
Echangeurs verticaux.	Echangeurs horizontaux.
Circulation naturelle.	Circulation assistée (Pompe de circulation)
Température des fumées non homogène dans une section (Echange moins efficace Contraintes de dilatation)	Température des fumées homogène dans une section.
Structure relativement légère.	Structure importante (Surcoût).
Maintenance plus facile	Encombrement au sol légèrement plus faible.

Tableau I-1 : Comparaison entre les chaudières.

I-4.5 chaudière nombre de niveaux de pression

Le choix du nombre de niveaux de pression est une conséquence directe de la turbine à combustion qui a été retenue en amont. Le nombre des niveaux de pression est relativement aisé à deviner sur une installation ; il suffit de compter le nombre de ballons dont dispose la chaudière. Les flux massiques et thermiques des fumées guident cette option. Les dénominations usuelles sont :

- chaudière à un niveau (1P) ;
- chaudière à deux niveaux (2P) ;
- chaudière à trois niveaux (3P) ;
- chaudière avec ou sans resurchauffe (RS), avec ou sans post-combustion.[12]

Chapitre II :
La centrale à Cycle
combiné de NAAMA

II. Introduction

Ce Chapitre présente la description et le fonctionnement général de la centrale à Cycle Combiné de NAAMA ainsi que les liaisons fonctionnelles de la Centrale. Aussi le bilan thermodynamique de la centrale avec différent types de combustible (Gaz naturel comme combustible principal et le Gasoil comme combustible de secours).

II-1 Description du central de Naama :

La centrale de production d'électricité de NAAMA est situé à la route nationale N°22, éloignée de 12km au sud West de la ville de MECHERIA ,50km de la ville de BEN AMAR et 24km de NAAMA, Elle s'étend sur une superficie de 40 hectares.

La centrale de NAAMA à Cycle combiné Multi Shaft '209FA MS' est d'une puissance de 1163,444 MW { 188,12 MW Pour la TG et de 226,04 pour la TV } constituée de deux tranches chacune contient deux TG + une TV et deux chaudières de récupération , six alternateur et 03 LCI .

La centrale est conçue pour fonctionner en continu à charge partielle pour une température ambiante comprise entre 2°C(hiver) et 41°C(été).



Figure II-1 : la Situation de la centrale.

II-2 Vue générale des composants et systèmes majeurs

II-2-1 Turbine à gaz

La turbine à gaz à arbre unique MS-9001FA (9FA) construite par General Electric de type axial tournant à 3000 tr/min avec une puissance de 188,12 MW (condition site) fonctionnant au gaz naturel comme combustible principal et au gasoil comme combustible de secours, avec la possibilité de passage d'un combustible à l'autre en mode automatique[13].



Figure II-2 : la turbine à gaz 9FA.

II-2-1-1 les composants de turbine à gaz (9FA) :

- a) **Compresseur** : Le compresseur type axial comporte 17 étages et présente un taux de compression de 16.6 en ISO ; se compose du rotor de compresseur et du corps du compresseur, A l'intérieur du corps du compresseur se trouvent les aubes directrices à ouvertures variables.[13]



Figure II-3 : Compresseur axial

- b) **Système de combustion** : Le système de combustion est de type flux inversé avec 18 chambres de combustion installées autour de la périphérie du corps d'échappement compresseur. Les chambres de combustion sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre lorsqu'observées en aval et en partant de la partie supérieure gauche de la turbine.



Figure II-4 : Vue interne de la chambre de combustion.

c) **Turbine** :

Les gaz chauds issus de la chambre de combustion se détendent dans une turbine à trois étages. La section de turbine de type axial à trois étages est le secteur dans lequel l'énergie contenue dans le gaz pressurisé à haute température, produit par les sections compresseur et combustion est convertie en énergie mécanique ; d'une vitesse nominale 3000 TR/min. elle est constituée d'un :

- **Rotor de turbine Structure** : L'ensemble de rotor de turbine comprend les arbres avant et arrière des roues de la turbine, les ensembles des trois premiers étages avec les entretoises et les aubes.



Figure II-5 : Rotor de turbine Structure

d) L'échappement :

Le cadre d'échappement est boulonné sur la bride arrière du corps de turbine. Structuellement, le cadre se compose d'un cylindre extérieur et d'un cylindre intérieur interconnectés par des nervures radiales. Le palier No. 2 est soutenu à partir du cylindre interne.

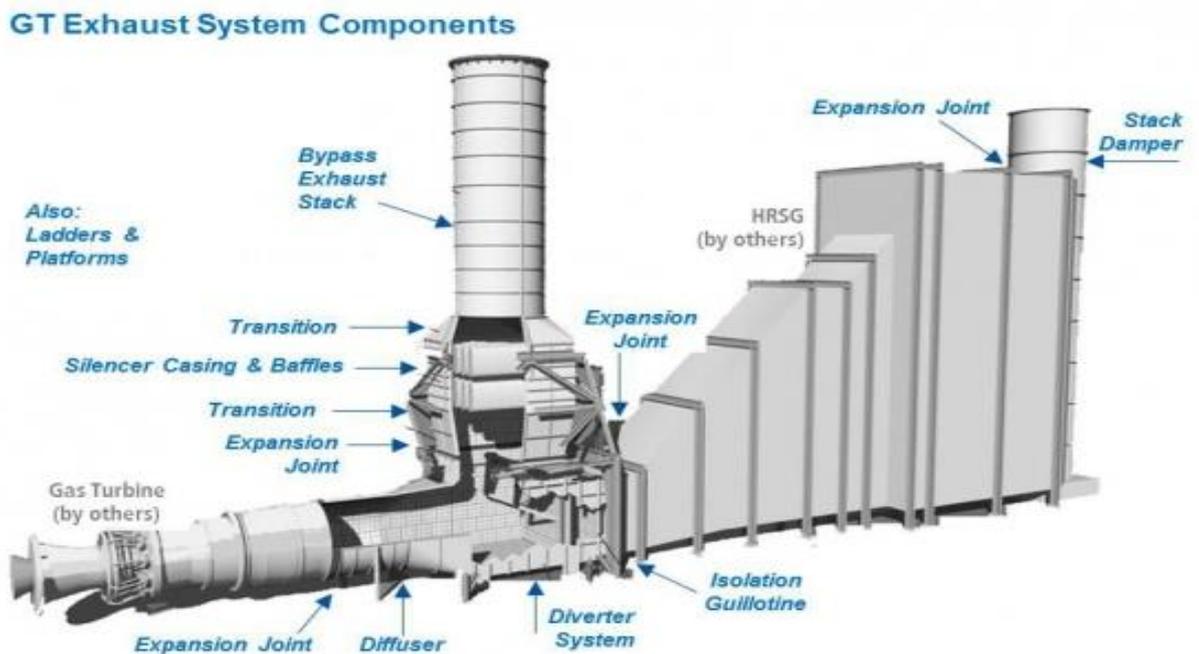


Figure II-6 : Système d'échappement .

Le diffuseur d'échappement situé à l'extrémité arrière de la turbine est boulonné au cadre. Les gaz qui sortent du troisième étage de la turbine pénètrent dans le diffuseur où la vitesse est réduite par diffusion et où la pression est récupérée. A la sortie du diffuseur, les gaz sont dirigés vers le caisson d'échappement.[13]

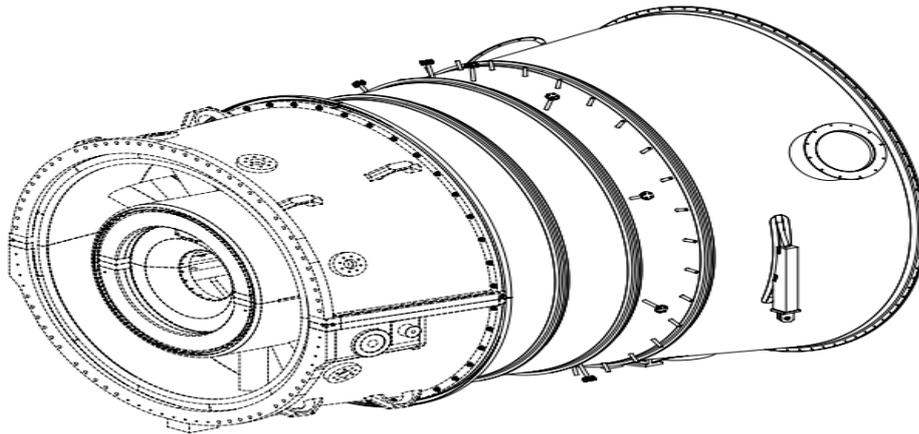


Figure II-7 : Le diffuseur d'échappement

II-2-2 Turbine à vapeur

La turbine à vapeur A10 (209A) construite par General Electric de type axial tournant à 3000 tr/min avec une puissance de 226,04 MW (condition site) ; cette turbine est alimentée par deux chaudières de récupération(HRSG). [14]

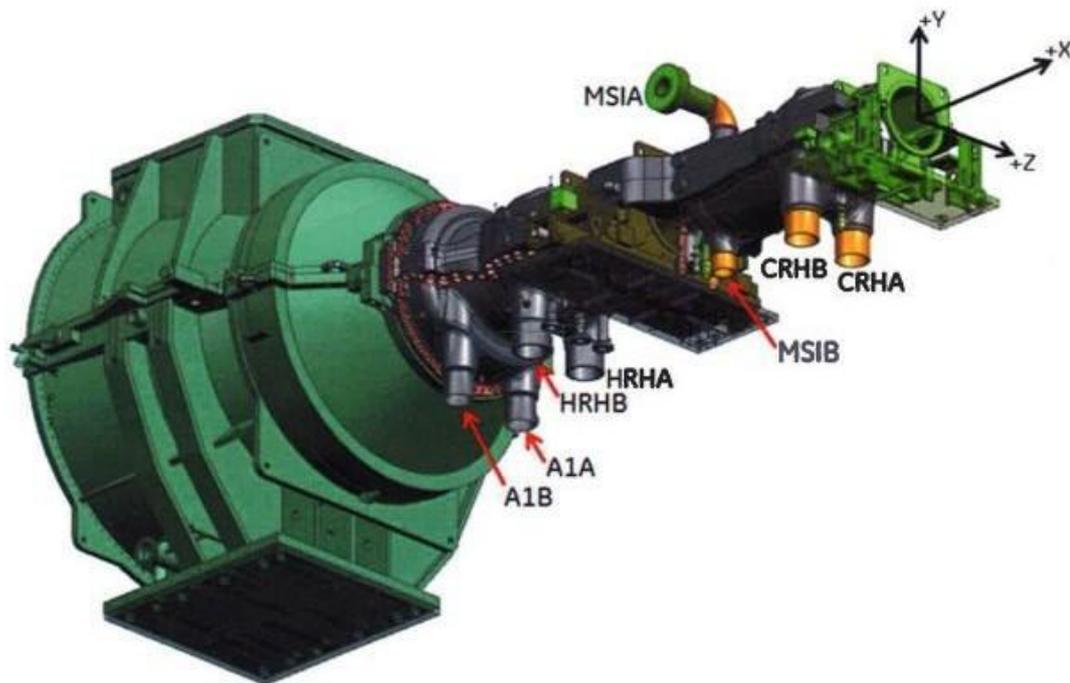


Figure II-8 : la turbine a vapeur A10.

II-2-2-1 les composants de turbine à vapeur (A10) :

La plus part de nos centrales modernes sont constituées de trois cops. un corps HP, un corps MP, et un corps BP.

Chaque corp comprend : Un rotor (une partie mobile) et un stator (une partie fixe)

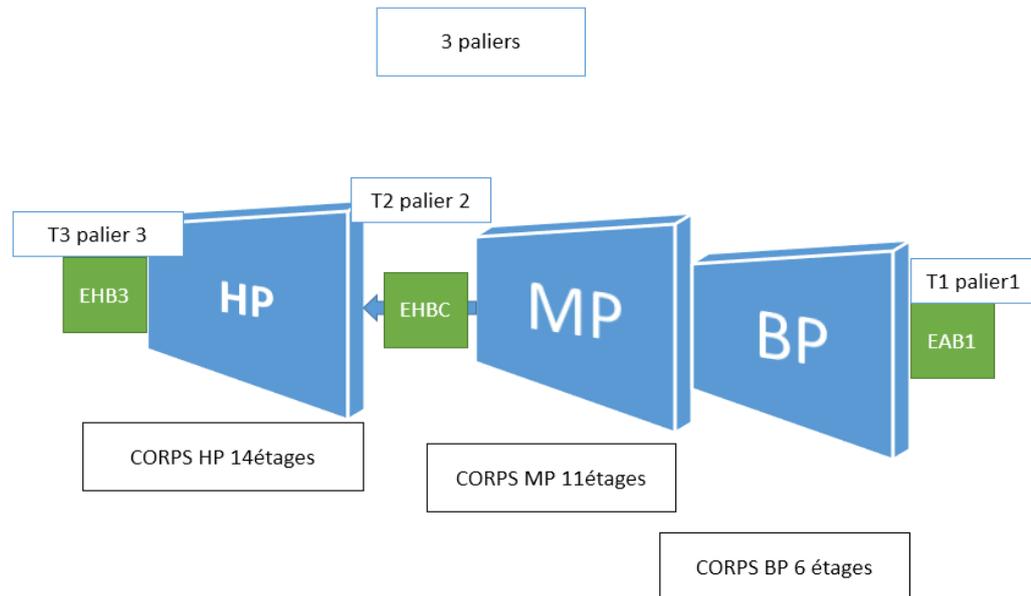


Figure II-9 : schéma simplifiée d'une turbine à vapeur A10 à trois corps .

L'ensemble TV doit comporter les élément suivant:

- la turbine à vapeur.
- les vannes d'arrêt (La TV est muni d'une ou plusieurs vannes d'arrêt pour isoler la turbine et pour le conditionnement de la vapeur).
- les soupapes de réglages(la TV est muni de soupapes de contrôle de la vapeur avant chaque corps pour lé régulation de la charge).
- système d'alimentation de vapeur d'étanchéité(Il est utilisé trois types de garnitures d'étanchéité dans les turbines)
- les organes de réglage.
- les organes de sécurité.
- le système de contrôle commande.
- le système de lubrification, de réfrigération d'huile.
- les tuyauteries de purges.
- les robinets et les vannes de purge.[14]

II-2-2-2 Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur (A10) :

La vapeur surchauffée produite par le premier niveau de la chaudière de récupération doit alimenter la section haute pression de la turbine à vapeur.

la section basse pression de la turbine doit être alimentée par un mélange de vapeur surchauffée produite par le troisième niveau de la chaudière de récupération et de vapeur sortant de la section pression intermédiaire de la turbine à vapeur.

La turbine à vapeur est une turbine à condensation et resurchauffe fonctionnant avec une ou plusieurs turbines à gaz et des (HRSG) qui fournissent de la vapeur. la vapeur est admise dans la section haute pression HP de TAV via les vannes d'admission principales (MSV) et les vannes de régulation principales (MCV) jusqu'à la section de moyenne pression MP via les vannes d'arrêt resurchauffe (RSV) et les vannes de modération (IV) et jusqu'à la section basse pression BP via une vannes d'arrêt d'admission (ASV) et une vanne de contrôle d'admission (ACV).

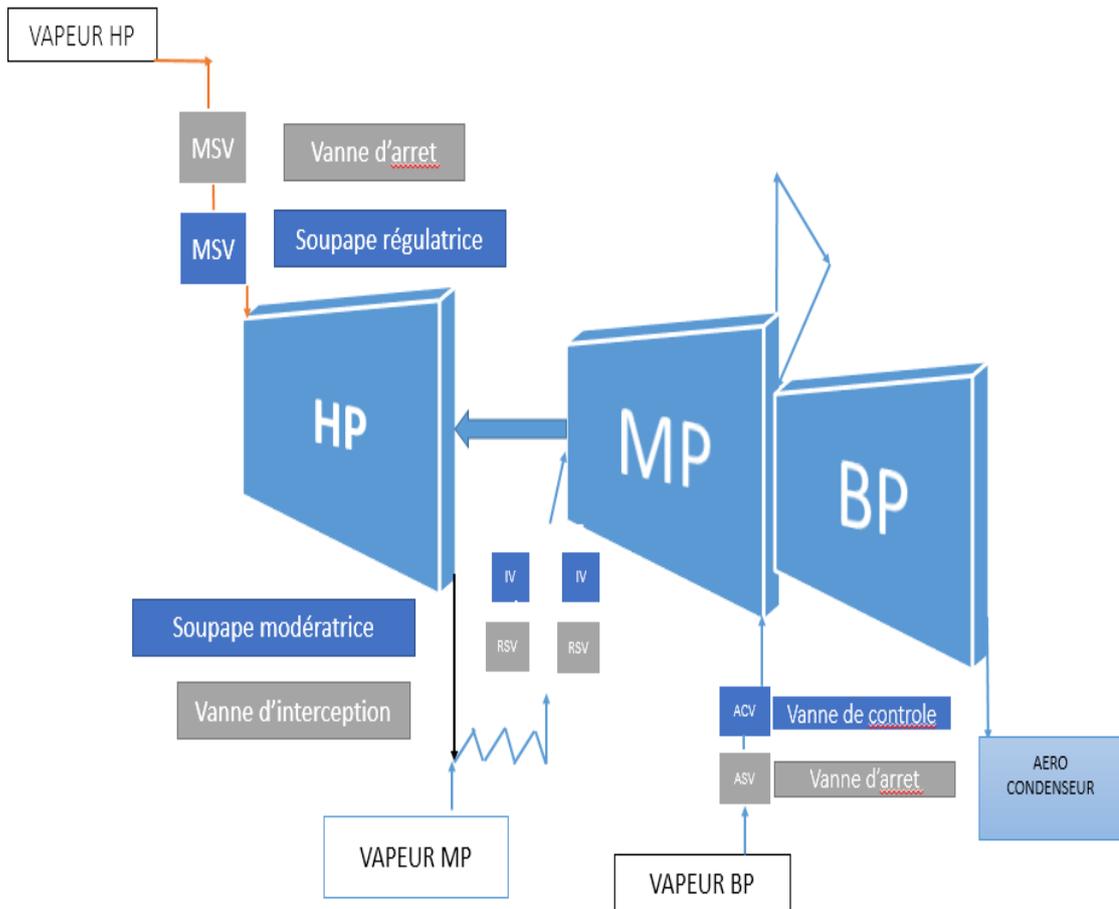


Figure II-10 : fonctionnement d'une Turbine à vapeur (A10)

II-2-3 Chaudière de récupération (HRSG)

La Chaudière de récupération (générateur de vapeur) est un échangeur de chaleur qui permet de récupérer l'énergie thermique d'un écoulement de turbine à gaz pour alimenter une turbine à vapeur.

Ce type de centrale Nous nous intéresserons plus particulièrement aux chaudières horizontales à une circulation naturelle à trois niveaux de pression (HP,MP ,BP).



Figure II-11 : chaudière de récupération horizontale .

II-2-3-1 la fonctionnemet des composants d'un chaudière de récupération horizontale :

Elle se compose principalement d'une gaine, dans laquelle circulent les fumées, d'échangeurs constitués de nappes de tubes traversés par l'eau ou la vapeur et de plusieurs ballons.

Les échangeurs sont de types différents, de fonctions différentes aussi:

- **Registre** : est un volet qui permet de diriger les fumées d'échappement de la turbine, soit directement vers une cheminée, soit vers la chaudière.

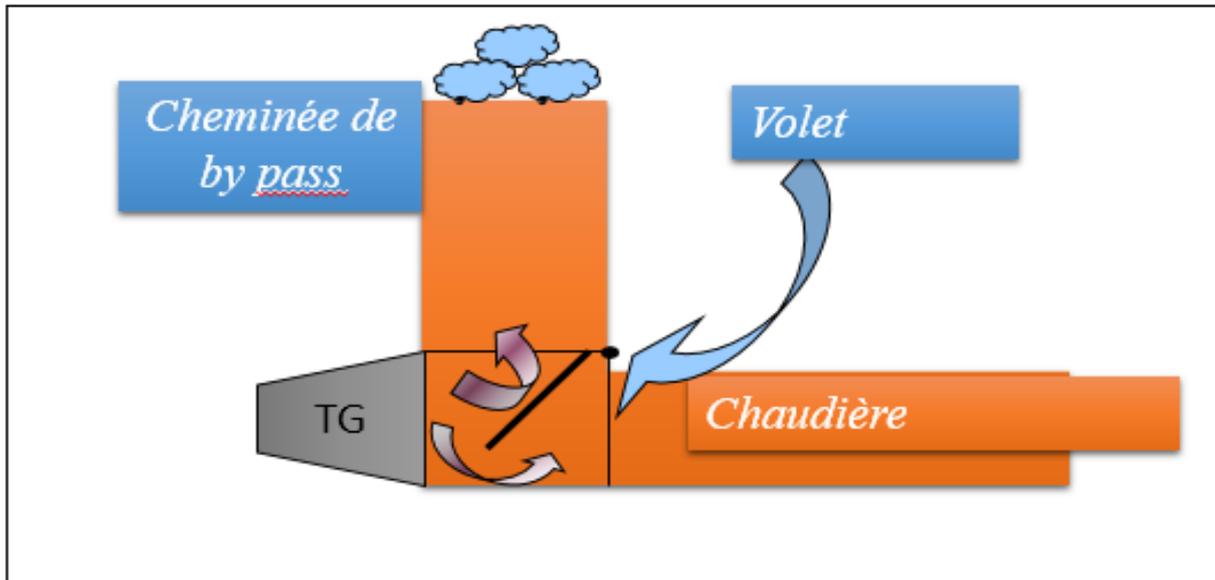


Figure II-12 : le registre.

- **Les économiseurs :** L'économiseur est un échangeur de chaleur entre l'eau d'alimentation et les gaz de combustion .
 - ✓ **L'emplacement :** dernier échangeur du parcours des fumées constitué de : collecteur d'entrée collecteur de sortie
 - ✓ **Nombre :** 5 économiseurs (un économiseur basse pression , un économiseur moyenne pression et trois économiseur haute pression).
 - ✓ **Le rôle :** augmentation du rendement de la chaudière par la diminution des pertes de chaleur Suppression des contraintes thermiques élevées dans le métal du ballon .
- **Les surchauffeurs :** Les surchauffeurs sont des échangeurs thermiques du type serpents.
 - ✓ **Nombre :** 2 surchauffeurs (un surchauffeur haute pression et un surchauffeur moyenne pression).
 - ✓ **L'emplacement :** les surchauffeurs sont montées en ligne séparée parallèles, Ils sont placés de telle manière que les gaz de combustion passent d'abord dans le surchauffeur secondaire puis dans le surchauffeur primaire.
 - ✓ **Le rôle :** Suivant la conception de la chaudière servent à surchauffer la vapeur à partir de la vapeur saturée venant du ballon et la rendre vive afin d'améliorer le rendement de la turbine.
- **Les resurchauffeurs :** Les resurchauffeurs sont des échangeurs thermiques du type serpents. La resurchauffe consiste à surchauffer à nouveau la totalité du débit vapeur

qui a subi une première détente dans le corps HP de la turbine et la vapeur surchauffe MP à pression constante .

- ✓ **Nombre** : 2 resurchauffeurs (un resurchauffeur haute pression et un resurchauffeur moyenne pression).
 - ✓ **L'emplacement** : Les resurchauffeurs est situé entre le surchauffeur primaire et surchauffeur secondaire.
 - ✓ **Rôle** : améliorer le cycle.
- **Les Ballons** : Le ballon de la chaudière est un réservoir cylindrique placé à la partie haute de la chaudière .
- ✓ **Nombre** : 3 ballons (un ballon haute pression , un ballon moyenne pression et un ballon haute pression) constitué d'un Séparateur primair et deux Séparateurs initiales.
 - ✓ **Le rôle** : obtient le mélange eau-vapeur ,pour produire ensuite une vapeur qui rejoindra les surchauffeurs.



Figure II-13: le ballon chaudière.

- **Les évaporateurs** : l'évaporateur est un échangeur thermique du type serpent.
- ✓ **L'emplacement** : l'évaporateur est installée sous le ballon.
 - ✓ **Nombre** : 3 évaporateurs (un évaporateur haute pression ; un évaporateur moyenne pression et un évaporateur basse pression) .
 - ✓ **Le rôle** : Génère la vapeur [15].

I-2-4 Aérocondenseur

L'aérocondenseur est un échangeur thermique qui permet de condenser la vapeur en sortie de TV, pour réalimenter en eau la chaudière. Sa taille imposante ne lui permet pas d'être disposé près de la turbine à vapeur, il est situé à l'extérieur de la salle des machines, ne serait ce que pour la circulation de l'air. La vapeur issue de la turbine est envoyée dans l'aérocondenseur grâce à un distributeur supérieur. Elle est répartie à l'intérieur des tubes, dans lesquels elle s'écoule par gravité vers les collecteurs situés à la base. Les tubes sont à géométrie ailetée afin d'augmenter la surface d'échange. Ils peuvent être de section circulaire ou en forme oblongue. L'architecture souvent retenue est en forme de toit avec le distributeur en partie supérieure centrale, qui alimente les tubes formant le V inversé. Les « 84 » ventilos sont disposés au centre du V inversé et pulsent l'air à l'extérieur des tubes dans le sens ascendant. Les collecteurs déversent l'eau dans le puits où elle est pom-pée par les pompes d'extraction.[12]

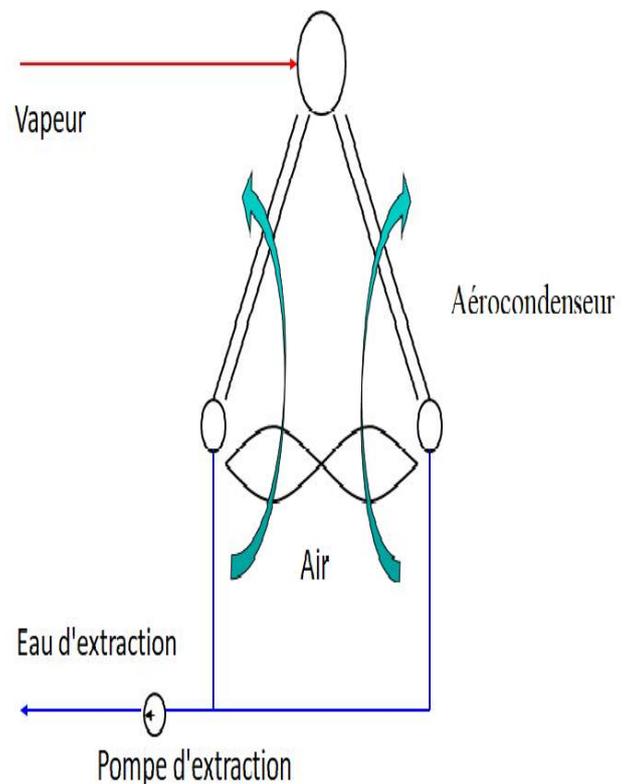


Figure I-14 : Aérocondenseur.

I-2-5 Alternateur

Comme tout alternateur de grande puissance, c'est une machine synchrone qui tout en étant excitée à son rotor à partir d'une excitatrice synchrone excitée elle-même par une génératrice à aimant permanent, reçoit de l'énergie mécanique à partir de la turbine qui lui est liée rigidement pour la transformer en énergie électrique évacuée en suite sur le réseau par le biais d'une poste de transformation qui élève la tension de (200 000V) jusqu'à la tension du réseau (400 000V). Les six alternateurs de la centrale de type 324 sont refroidis à l'hydrogène. Il existe deux types d'alternateur (quatre alternateurs pour le TG et deux alternateurs pour la TV).



Figure II-15: Alternateur.

I-2-5-1 Fiche technique d'un alternateur

	ALTERNATEUR TG	ALTERNATEUR TV
Fabricant	GE	GE
Type	324LU	324LD
Puissance nominale	294000KVA	308000KVA
Fréquence	50HZ	50HZ
Facteur de puissance	0.9	0.9
Excitation	1561A/576V	1621A/576V
Type de refroidissement	Par hydrogène	Par hydrogène
Pression du gaz	3.1 BAR	4.1 BAR
Altitude	1135 M	1135 M
Poids	278.374 Kg	278.374 Kg

Tableau II-1 : Fiche technique d'un Alternateur

Chapitre III

Calcul des paramètres de la
TG , TV et CC

III. Introduction :

Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité.

Il existe deux types de cycles de Brayton selon qu'il soit ouvert ou refermé sur l'atmosphère. C'est la première variante qui retiendra notre attention puisque c'est celle qui est utilisée dans les centrales électriques (Turbines Gaz -Vapeurs).

Les machines thermodynamiques fonctionnent avec plusieurs transformations successives et répétitives formant un cycle. Dans la turbine à vapeur, c'est la vapeur d'eau qui est le fluide moteur. Le cycle de la vapeur d'eau est une suite de transformations dans des systèmes ouverts successifs (chaudière, turbine, condenseur et pompe d'alimentation...).

III-1 Etude théorique d'une turbine à gaz

III-1-1 Etude des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz

III-1-1-1. Cycle idéal de Brayton

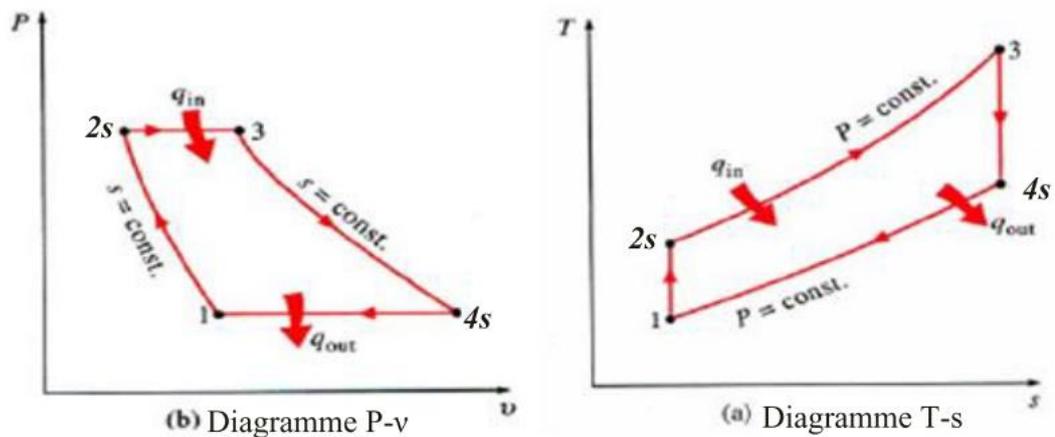


Figure III-1 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air (compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare (échangeur de chaleur).
- 3 à 4 : détente isentropique (turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique (échangeur de chaleur).

III-1-1-2 Cycle réel

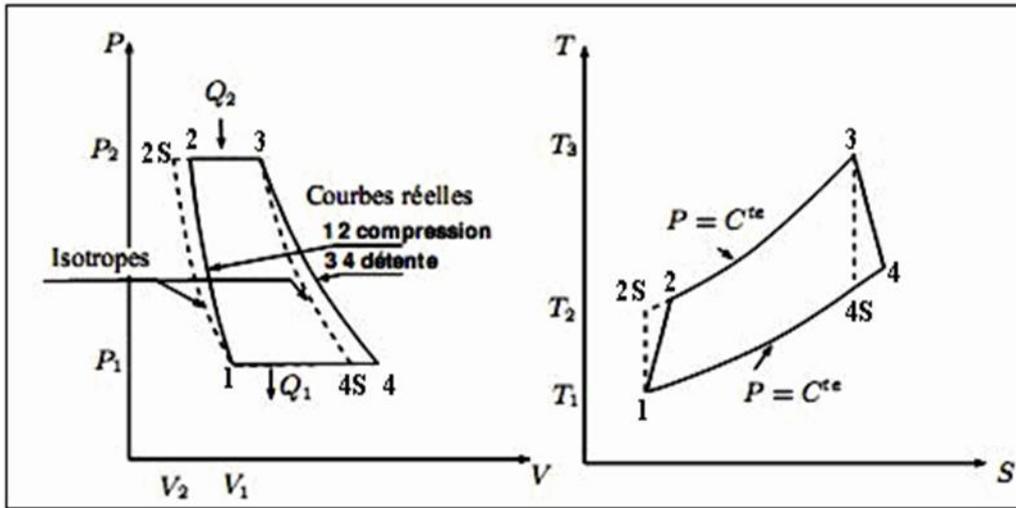


Figure III-2 : Cycle réel d'une turbine à gaz.

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

- La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2, tel que $T_2 > T_{2s}$.
- La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t :

En raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$ [16]

III.1.2. Etude de cycle de Brayton

La centrale électrique de NAAMA associe pour chacune des 02 turbines à vapeur deux turbines à gaz identiques de type MS9001-FA. Pour cela, on va effectuer des calculs pour une seule turbine.

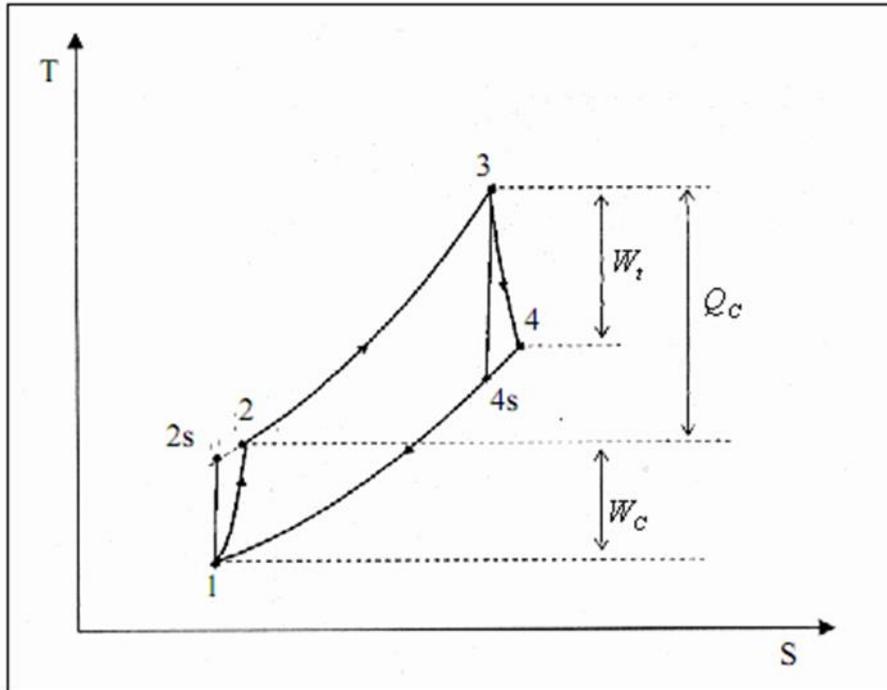


Figure III-3 : Cycle thermodynamique sans poste de combustion.

- **Préchauffage du gaz (Fuel) :**

Un préchauffage du gaz est nécessaire pour lui ramener à une température ($T=185\text{ }^{\circ}\text{C}$), favorisant la réaction chimique avec de l'air :

$$Q_{ch} = C_p G_{\text{Gaz}} \times \Delta T \quad (\text{III } 1)$$

• Compresseur (AC) :

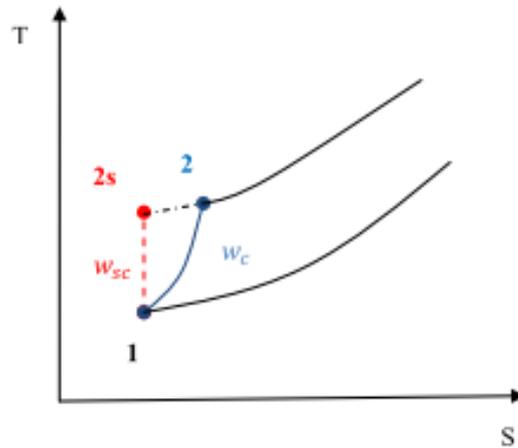


Figure III-4 : Représentation de la notion de travail d'un compresseur.

Coefficient poly tropique de l'air γ_{air} est :

$$\gamma_{air} = C_{pair} / (C_{pair} - r_{air}) \quad (III\ 2)$$

La pression a la sortie de compresseur P_2 :

$$\tau = P_2 / P_1 \quad (III\ 3)$$

Avec :

τ : Taux de compression

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = C_{pair}(T_{s2} - T_1) \quad (III\ 4)$$

▪ Transformation isentropique :

$$\frac{T_{s2}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\gamma_{air}-1/\gamma_{air}} \quad (III\ 5)$$

$$W_{sc} = C_{pair}T_1 \left(\left(\tau\right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (III\ 6)$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

$$\eta_{sc} = W_{sc} / W_c \quad (III\ 7)$$

Avec :

η_{sc} : Rendement isentropique du compresseur.

La température à la sortie de compresseur T_2 :

$$W_c = C_{pair}(T_2 - T_1) \quad (III\ 8)$$

- **Chambre de combustion (CC) :**

Chaleur apportée au gaz au niveau de chambre de combustion Q_{c-c} :

$$Q_{c-c} = C_{pmoy} \times (T_3 - T_2) \quad (III\ 9)$$

Avec ;

$C_{p_{moy}}$: Chaleur spécifique des gaz brûlés

- **La turbine (T) :**

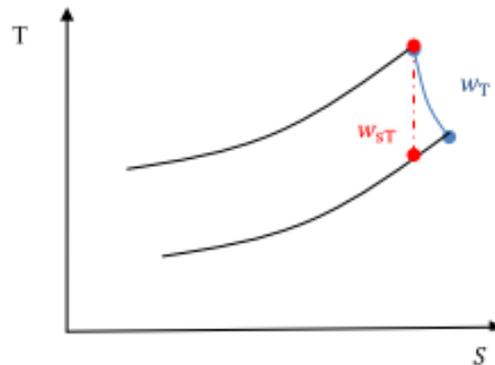


Figure III-5: Représentation de la notion de travail d'une turbine.

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

$$\gamma_{moy} = C_{pmoy} / (C_{pmoy} - r_{gb}) \quad (III\ 10)$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{st} :

$$W_{st} = C_{pmoy}(T_{4s} - T_3) \quad (III\ 11)$$

- Transformation isentropique ($p_4 = p_{4s} = p_1$ et $p_3 = p_{2s} = p_2$)

$$W_{st} = C_{pmoy} T_3 \left((1/\tau)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} - 1 \right) \quad (III\ 12)$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine w_T :

$$\eta_{st} = W_{st}/W_t \quad (III\ 13)$$

Avec :

η_{st} : Rendement isentropique de la turbine.

La température à la sortie de turbine (l'échappement) T_4 :

$$W_t = C_{pmoy}(T_4 - T_3) \quad (III\ 14)$$

$$T_4 = T_3 + W_t/C_{pmoy} \quad (III\ 15)$$

- Calcul de débit massique :

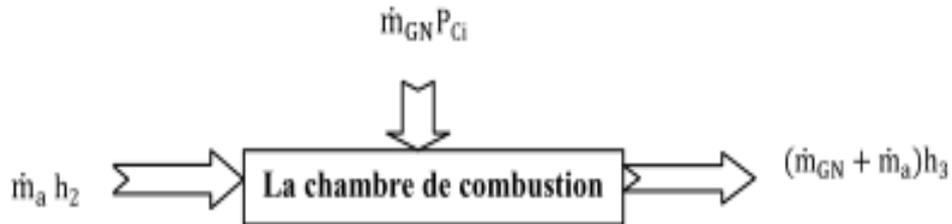


Figure III-6 : Le bilan thermique dans CC.

A partir de la figure III.6, on peut écrire :

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_{GN} P_{Ci} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{GN}) h_3 \quad (III\ 16)$$

En divisant cette équation par \dot{m}_a on aura :

$$h_2 + \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} P_{Ci} = (1 + \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a}) h_3 \quad (III\ 17)$$

On pose :

$$f = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \quad (III\ 18)$$

Avec ;

f : Rapport des débits dans une chambre de combustion.

\dot{m}_a : Débit de l'air.

\dot{m}_{GN} : Débit de gaz nature.

h_2 : L'enthalpie d'entrée à la chambre de combustion.

h_3 : L'enthalpie de sortie à la chambre de combustion.

PCi : Pouvoir calorifique du gaz naturel.

L'expression (III.18) devient :

$$h_2 + f PCi = (1 + f)h_3 \quad \text{(III 19)}$$

f étant faible de l'ordre de $1/50 \div 1/75$:

$$H_2 + f \times PCi = h_3 \quad \text{(III 20)}$$

Par la suite, on aura :

$$f = \frac{C_{pmoy}(T_3 - T_2)}{PCi} \quad \text{(III 11)}$$

$$\dot{m}_{ge} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{GN}) \quad \text{(III 12)}$$

Avec :

\dot{m}_{ge} : Le débit de gaz échappement.

- **Bilan de cycle :**

Le travail utile w_{ut} :

$$W_{ut} = |W_t| - |W_c| \quad \text{(III 13)}$$

La puissance de compresseur P_c :

$$P_c = \dot{m}_a \cdot W_c \quad \text{(III 24)}$$

La puissance de la turbine P_t :

$$P_t = \dot{m}_{ge} \cdot W_t \quad \text{(III 25)}$$

La puissance de mécanique P_{GT} :

$$P_{GT} = |PT| - |PC| \quad (III\ 26)$$

La puissance aux bornes de générateur P_e :

$$P_e = P_{GT} * PF \quad (III\ 27)$$

La puissance de la combustion :

$$P_{c-c} = \dot{m}_{ge} \times Q_{c-c} \quad (III\ 28)$$

Et du même du pouvoir calorifique PCI du combustible, admettant bien sûr que la combustion est complète :

$$P_{c-c} = \dot{m}_{GN} \times P_{ci} \quad (III\ 29)$$

Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

$$\eta_{GT} = \frac{w_{ut}}{Q_{c-c}} \quad (III\ 30)$$

III-1-3 Calcul de la turbine à gaz :

Type GT

MS-9001 FA

<u>Paramètres</u>	<u>Valeur</u>	<u>Unité</u>
Pression ambiante après filtre	0.8803	bar
Température ambiante	45.000	deg C
Combustible-Gaz naturel	46333.000	Kj/Kg
Taux compression	15.000	
Température entrée compresseur	45.000	deg C
Température sortie CC	1290.000	deg C
Rendement isentropique du Compresseur	0.880	
Rendement isentropique de la turbine	0.900	
Rendement générateur PF	0.93	
Débit massique de gaz d'échappement	496.486	Kg/s
Capacité massique isobare de l'air	1005.000	J/Kg.K
Constante de l'air	287.150	J/Kg.K
Constante du gaz Brulé	288.500	J/Kg.K
Cp Moyen gaz brûlé	1275.000	J/Kg.K
Gamma moy gaz brûlé	1.292	
Debit de gaz naturel	11.258	Kg/s
Débit de l'air	483.122	Kg/s
Cp Moyen gaz naturel	1295	J/Kg.K
Température entrée Préchauffage Fuel	25	deg C
Température Sortie Préchauffage Fuel	185	deg C

- Composition Molaire du Gaz (Fuel) :

Fuel Gas Composition	
Component	Molar Fractions
N2	1.03
CO2	1.97
CH4	83.8
C2H6	10.6
C3H8	2.1
C4H10	0.44
C5H12	0.05
C6H14	0.01
Total	100

- **Préchauffage du gaz (Fuel) :**

D'après l'équation (III.1), on aura :

$$Q_{ch} = 1295 \times (185 - 25) = 207.200 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Compresseur (AC) :**

Coefficient poly tropique de l'air γ_{air} est :

D'après la relation (III.2), on aura :

$$\gamma_{air} = 1005 / (1005 - 287.15)$$

$$\gamma_{air} = 1.4$$

La pression à la sortie de compresseur P2:

D'après (III.3), on a:

$$P_2 = 0.8803 * 15 = 13.20 \text{ bar}$$

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur Wsc:

On utilise l'équation (III.6):

$$W_{sc} = 1005.318. [(15)^{(1.4-1)/1.4} - 1] = 373.242 \text{ (Kj/Kg)}$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur wc:

D'après l'équation (III.7):

$$W_c = \frac{373.242}{0.88} = 424.138 \text{ (Kj/Kg)}$$

La température à la sortie de compresseur T2 :

D'après la relation (III.8), on aura:

$$T_2 = 45 + \frac{424138}{1005} = 467 \text{ °C}$$

- **Chambre de combustion (CC) :**

D'après la littérature pour f étant faible de l'ordre de 1/50 ÷ 1/75 on a :

$$C_{pmoy} = 1275 \left(\frac{J}{Kg.k} \right)$$

Chaleur apportée au gaz au niveau de la chambre de combustion Qc-c:

En appliquant la relation (III.9), on a:

$$Qc - c = 1275 \times (1290 - 467) = 1049.289 \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$$

- **Turbine (T) :**

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

A partir (III.10), on aura:

$$\gamma_{moy} = 1275 / (1275 - 288.5)$$

$$\gamma_{moy} = 1.29$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{st} :

D'après la relation (III.13), on a:

$$W_{st} = 1275 \times 1563 \left((1/15)^{\frac{1.29-1}{1.29}} - 1 \right) = -913.009 \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_t :

En appliquant l'équation (III.14):

$$W_t = 0.90 \times (-913.009) = -821.708 \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$$

Température à la sortie de turbine (l'échappement) T_4 :

D'après l'équation (III.15), on aura :

$$T_4 = 1290 + \frac{-821708}{1275} = 645 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Calcul des débits massiques :**

Rapport f : A partir (III.21):

$$f = \frac{1275(1290 - 467)}{46333 \times 1000} = 0.0226$$

Cela peut aussi être vérifié par les valeurs indiquées dans le Bilan énergétique donné par le fournisseur :

$$f = \frac{11.258}{483.122} = 0.0233$$

$$m_{GN} = 11.258 \left(\frac{Kg}{s} \right)$$

$$m_a = 483.122 \left(\frac{Kg}{s} \right)$$

- **Bilan de cycle :**

- Le travail utile W_{ut} :

D'après (III.23), on a:

$$W_{ut} = |-821.708| - |424.138| = -397.570 \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$$

- La puissance de compresseur P_c :

En appliquant la relation (III.24), on aura :

$$P_c = 483.122 \times 424.138 = 204.91 \text{ (Mw)}$$

- La puissance de la turbine P_t :

D'après l'équation (III.25), on a:

$$P_t = -821.708 \times 496.486 = -407.97 \text{ (Mw)}$$

- La puissance mécanique P_{GT} :

On utilise la relation (III.26) :

$$P_{GT} = -407.97 + 204.91 = -203.06 \text{ (Mw)}$$

- La puissance aux bornes de générateur :

D'après l'équation (III.27), on a:

$$P_e = 203.06 \times 0.93 = 188.12 \text{ (Mw)}$$

- La puissance de la combustion :

D'après l'équation (III.28), on a:

$$P_{c-c} = 1049.289 \times 496.486 = 520.957 \text{ (Mw)}$$

De la même manière d'après (III.29) :

$$P_{c-c} = 11.258 * 46333 = 521.631 \text{ (Mw)}$$

- Rendement de la turbine à gaz :

A partir (III.30), on a:

$$\eta_{GT} = \frac{397.57}{1049.289} = 0.3789$$

$$\eta_{GT} = 37.89\%$$

III-2 Etude théorique d'une turbine à vapeur ST

III-2-1 Cycle thermodynamique d'une turbine à vapeur

Le fonctionnement d'une turbine à vapeur peut être modélisé par un cycle de Rankine.

III-2-1-1 Cycle de Rankine

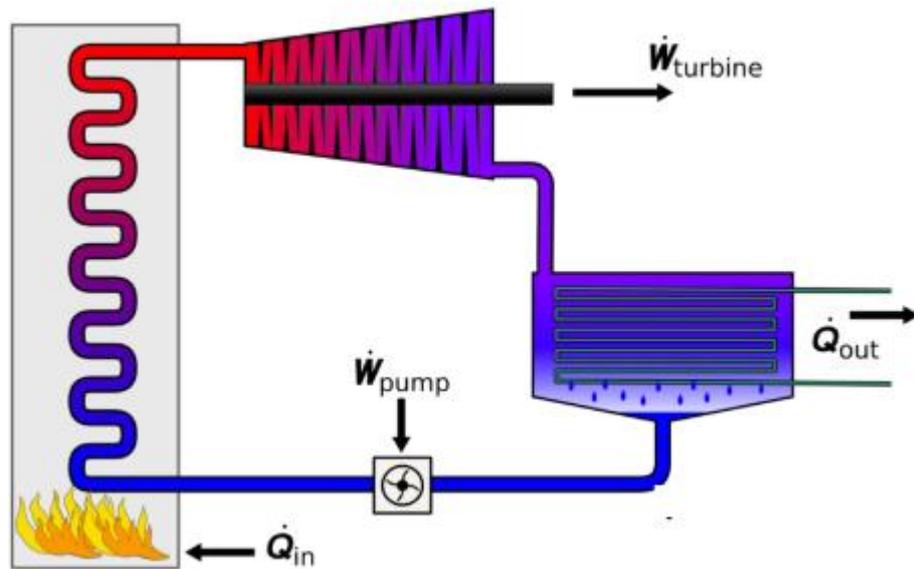


Figure III-7 : Installation de turbine à vapeur sans soutirage.

On peut représenter le cycle de Rankine dans un diagramme entropique (T-S). Dans ce cycle la compression et la détente sont isentropiques, l'échauffement et la condensation supposés isobares. A la sortie de la chaudière, la vapeur d'eau peut être surchauffée avant son entrée dans la turbine. On obtient alors le cycle de Hirn représenté sur la Figure III.8.

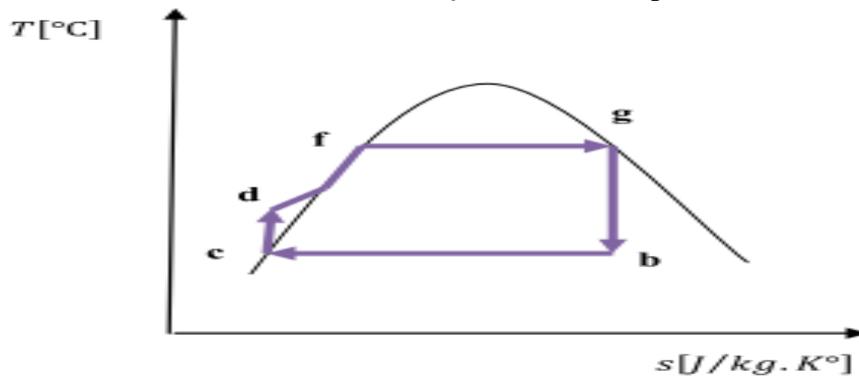


Figure III-8: cycle de Rankine.

On observe que la vapeur n'est pas surchauffée hors de la cloche de saturation. Le cycle s'effectue avec les transformations thermodynamiques suivantes :

- [d-f] : réchauffage de l'eau avant évaporation.
- [f-g] : évaporation complète sous pression et température constante.
- [g-b] : détente isentropique.
- [b-c] : condensation complète sous pression et température constante.
- [c-d] : compression isentropique jusqu'à la pression d'entrée chaudière.

III-2-1-2 Cycle avec resurchauffe :

Le resurchauffe consiste à détendre partiellement la vapeur d'eau dans une turbine haute pression HP, puis à la renvoyer dans le générateur de vapeur pour la surchauffer à nouveau sous pression constante (resurchauffe) et la réintroduire ensuite dans une turbine moyenne/basse pression MP/BP pour une nouvelle détente.

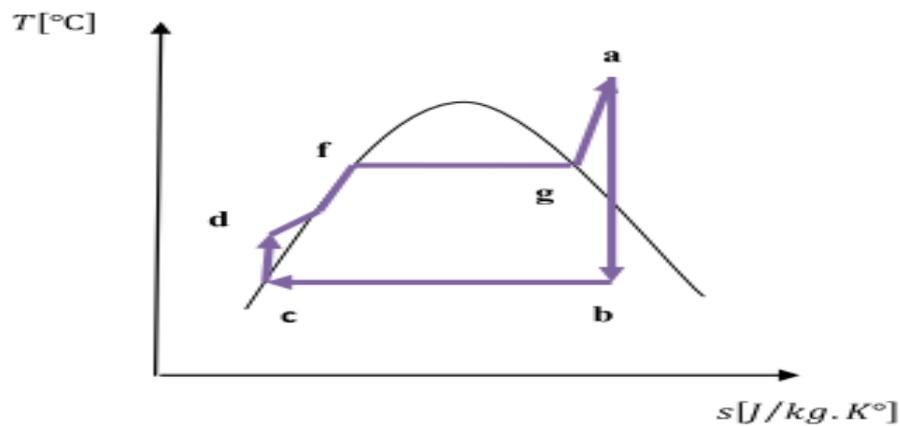


Figure III-9 : Cycle de Hirn avec une surchauffe g-a

L'avantage de la resurchauffe dépend essentiellement de trois paramètres :

- Point de départ de la resurchauffe, si ce point est trop haut, le cycle complémentaire est très faible ; s'il est trop bas, le rendement est moindre. La position optimale est légèrement inférieure à l'un tiers de pression d'admission, c'est-à-dire que, pour une pression de vapeur vive de 110 à 120 bars, la pression de la vapeur surchauffée est d'environ 35 à 40 bars.
- Température de surchauffe (en principe, la même que celle de la vapeur vive).
- Puissance du groupe et température de la vapeur vive.

III-2-1-3 Cycle à soutirage :

Le principe de soutirage dans une turbine à vapeur consiste à prélever de la vapeur d'eau en cours de détente dans la turbine pour Réchauffer l'eau d'alimentation, dans un réchauffeur a surface, avant son entrée dans le générateur de vapeur. Souvent le réchauffeur a surface est remplacé par un réchauffeur a mélange appelé bache d'alimentation. Cet élément fonctionne non seulement comme réchauffeur mais aussi comme tampon permettant d'encaisser les régimes transitoires (démarrages, variations de charge, arrêts).

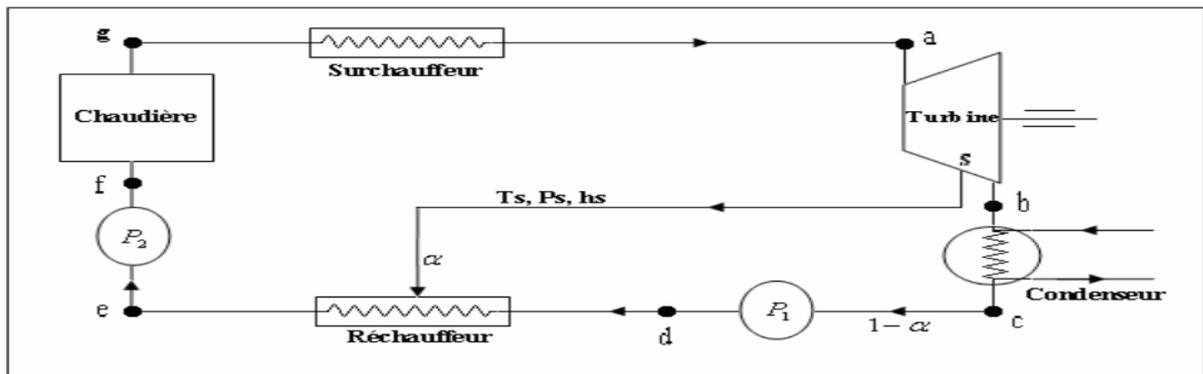


Figure III-10: Installation avec soutirage.

On peut représenter le cycle à soutirage dans un diagramme entropique (température – Entropie T-S).

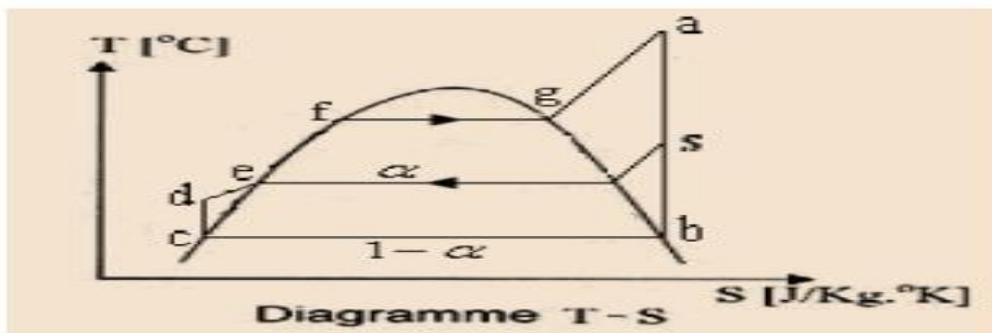


Figure III-11: Cycle à soutirage.

$$\eta = \frac{(h_a - h_b) - \alpha(h_s - h_b)}{(h_a - h_f)} \quad (III.31)$$

La valeur de l'enthalpie de l'eau subit les différentes transformations de phase dans le circuit de la turbine à vapeur et la chaudière (**eau industrielle Water 97***) peut être déduite à n'importe

quel point caractérisé par une pression P et une température T en utilisant les tables de propriétés soit à partir de littérature soit en ligne.[17]

Définition du rendement du cycle de la TV :

Le rendement de la turbine à vapeur est le rapport de l'énergie mécanique " w " développé par les corps **HP, MP et BP** sur l'énergie calorifique de la chaudière de récupération **HRSG Q** :

$$\eta = \frac{W}{Q}$$

Tel que :

$$W = W_t - W_p$$

W_t : travail de la turbine.

W_p : travail des pompes (alimentation et circulation).

Q : quantité de chaleur fourni à la **HRSG**.

Tenant compte des différentes pertes qui se traduisent par a dégradation de rendement du la turbine, des pompes et la chaudière, le rendement du cycle de la TV s'écrit :

$$\eta = \frac{W_t * \eta_{mt} - W_p / \eta_{mp}}{Q_{HRSG}} \quad \text{(III. 32)}$$

✓ **Travail fourni par la turbine :**

La turbine à vapeur **209FA** (multi shaft) de la centrale électrique de NAAMA est composée selon la pression de service de 03 corps **HP, MP et BP**, le travail ça sera :

$$W_t = W_{HP} + W_{MP} + W_{BP}$$

W_{HP} : travail de corps HP.

W_{MP} : travail de corps MP.

W_{BP} : travail de corps BP.

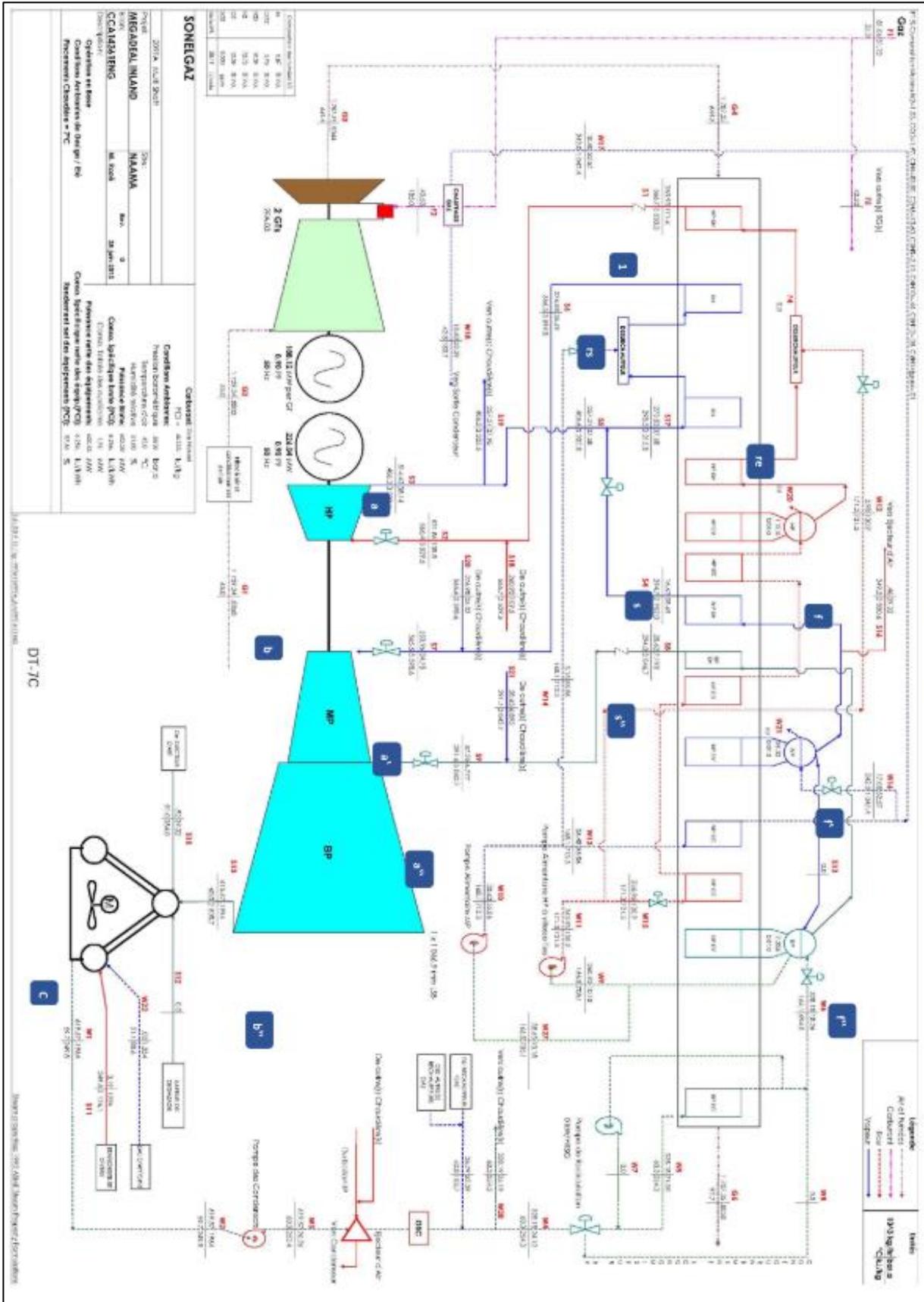


Figure III-12 : Schéma d'une tranche de production (TG+TV+HRSG) de la nouvelle centrale électrique de NAAMA.

✚ **Les différentes stations du circuit thermique :**

Dans le diagramme entropique, la vapeur subit plusieurs changements thermodynamiques :

- Surch ➡ TPH : détente de la vapeur dans le corps **HP** de la turbine.
- TPH ➡ Resur : la vapeur sera resurchauffée **RH** et refoulée vers le corps **MP**.
- resur ➡ TMP : détente de la vapeur dans le corps **MP** de la turbine.
- TMP ➡ TBP : détente de la vapeur dans le corps **BP** de la turbine.
- TBP ➡ cond : condensation isobare et isotherme de la vapeur au niveau du condenseur jusqu'à eau liquide.
- Cond ➡ pex : le condensât extrait au puits de condenseur traverse les pompes d'extraction où il subit une augmentation de température et de pression (compression isentropique).
- Pex ➡ mél1 : le condensât traverse les réchauffeurs à basse pression et ensuite échauffement du condensât, où il y aura une augmentation de température.
- Mél2 ➡ surch : chauffage et vaporisation et surchauffe de l'eau d'alimentation dans la chaudière **HRSG**.
- Mél2 ➡ econ : chauffage du liquide dans l'économiseur **EC (HP, MP, BP)**.
- Econ ➡ evap : vaporisation à température constante dans le vaporiseur **EV (HP, MP, BP)**.
- Evap ➡ surch : surchauffe jusqu'à la température d'attaque du corps de la turbine **SH (HP, MP, BP)**.

III-2-2 Calcul des paramètres de la turbine à vapeur :

Pour calculer le rendement du cycle il faut connaître les enthalpies du fluide moteur aux divers points caractéristiques du cycle déterminées à partir de la table thermodynamique et le diagramme (T, S) [18] ou Les mesures des paramètres de la vapeur (P, t, H) aux différents points de la station comme indiquées sur les schémas énergétiques du fournisseur **GE**.

III-2-2-1 Détermination des enthalpies massiques dans les points les plus importants du cycle :

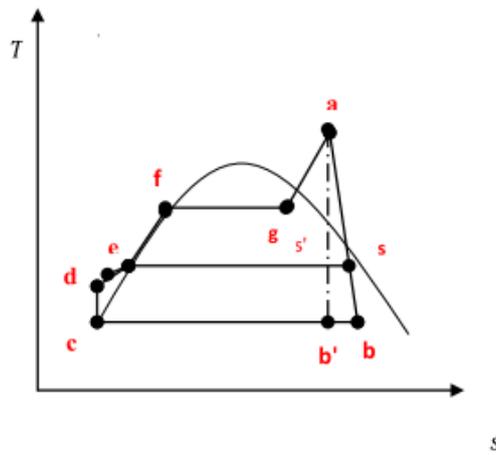


Figure III-13: Représentation des points les plus importants dans Diagramme T-S.

- **Point (1)** à la sortie de la Chaudière :

$$\begin{array}{l}
 P_1=111.4 \text{ bars} \\
 T_1=566.7^\circ\text{C}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} P_1=111.4 \text{ bars} \\ T_1=566.7^\circ\text{C} \end{array}} \right\} \longrightarrow H_1=3530.2 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Point (a)** à l'entrée du corps **HP** :

$$\begin{array}{l}
 P_a=108.8 \text{ bars} \\
 T_a=565.4^\circ\text{C}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} P_a=108.8 \text{ bars} \\ T_a=565.4^\circ\text{C} \end{array}} \right\} \longrightarrow H_a=3529.5 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Point (b)** à la sortie du corps **HP** :

$$\begin{array}{l} P_b = 38.14 \text{ bars} \\ T_b = 406.3^\circ \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} P_b \\ T_b \end{array}} \right\} \longrightarrow H_b = 3233.5 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Point (a')** à l'entrée du corps **MP** :

$$\begin{array}{l} P_{a'} = 34.78 \text{ bars} \\ T_{a'} = 565.5^\circ \text{C} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} P_{a'} \\ T_{a'} \end{array}} \right\} \longrightarrow H_{a'} = 3598.6 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Point (a'')** à l'entrée du corps **BP** :

$$\begin{array}{l} P_{a''} = 6.777 \text{ bars} \\ T_{a''} = 291.6^\circ \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} P_{a''} \\ T_{a''} \end{array}} \right\} \longrightarrow H_{a''} = 3042.7 \text{ (Kj/Kg)}$$

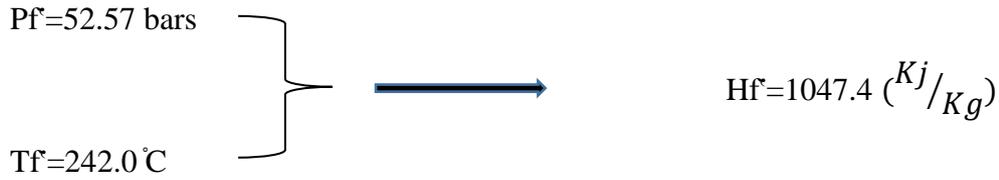
- **Point (b'')** à la sortie du corps **BP** :

$$\begin{array}{l} P_{b''} = 0.1994 \text{ bars} \\ T_{b''} = 60^\circ \text{C} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} P_{b''} \\ T_{b''} \end{array}} \right\} \longrightarrow H_{b''} = 2508.7 \text{ (Kj/Kg)}$$

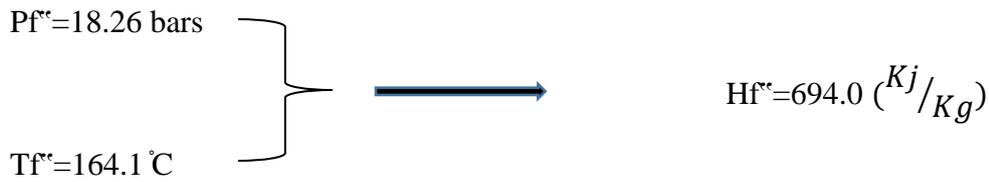
- **Point (f)** à la sortie économiseur **HP EC** du corps **HP** :

$$\begin{array}{l} P_f = 108.8 \text{ bars} \\ T_f = 565.4^\circ \text{C} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} P_f \\ T_f \end{array}} \right\} \longrightarrow H_f = 2102.3 \text{ (Kj/Kg)}$$

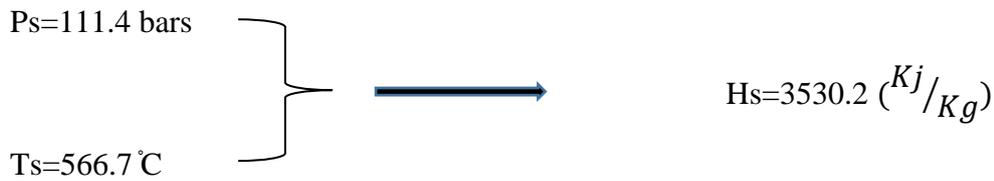
- **Point (f^{*})** à la sortie économiseur **MP EC** du corps **MP** :



- **Point (f^{**})** à la sortie économiseur **BP EC** du corps **BP** :



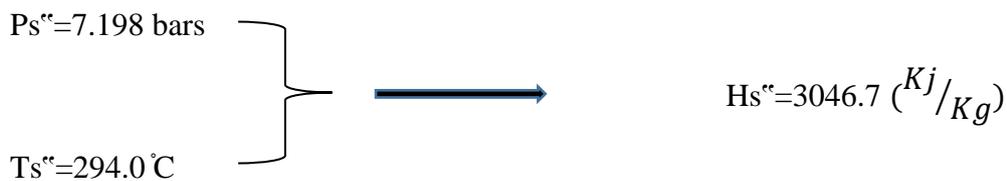
- **Point (s)** à la sortie surchauffeur **HP SH** du corps **HP** :



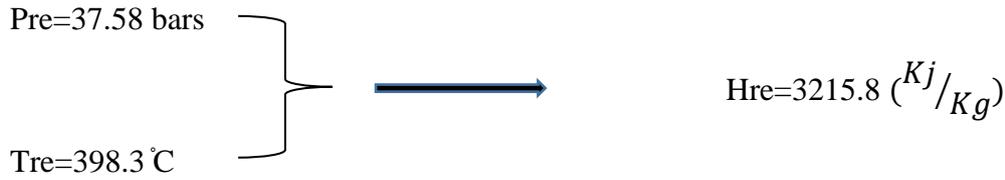
- **Point (s')** à la sortie surchauffeur **MP SH** du corps **MP** :



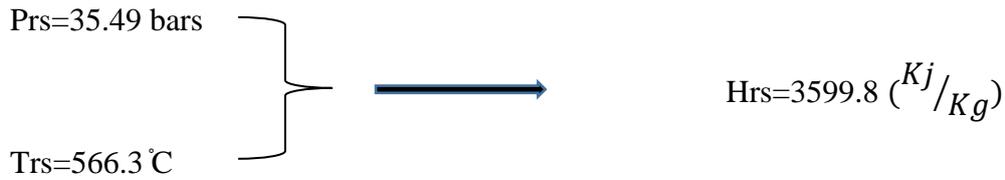
- **Point (s'')** à la sortie surchauffeur **BP SH** du corps **BP** :



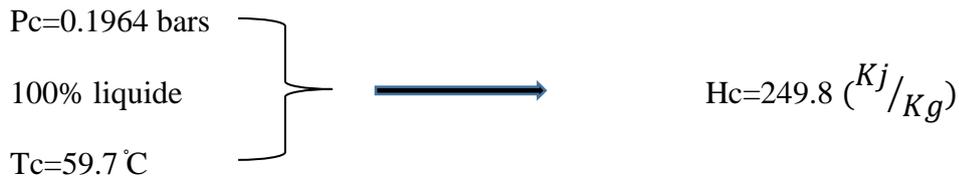
- **Point (re)** à l'entrée du réchauffeur **RH** :



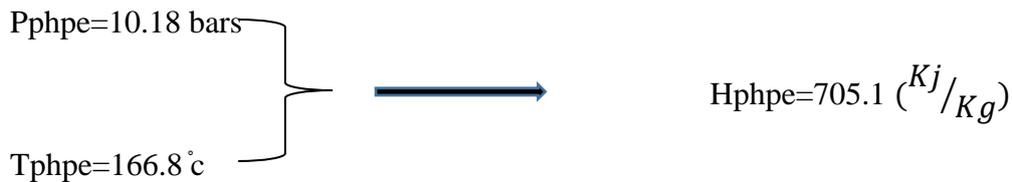
- **Point (rs)** à la sortie du réchauffeur **RH** :



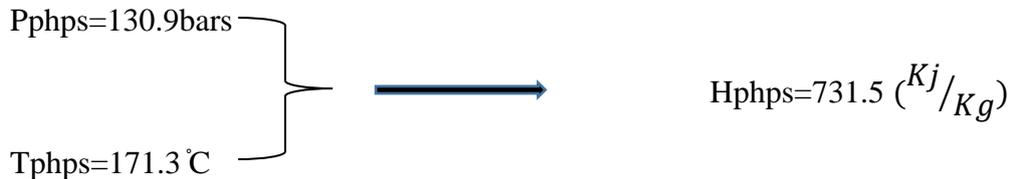
- **Point (c)** à la sortie du condenseur **ACC** :



- **Point (phpe)** l'aspiration de la pompe d'alimentation **HP** :



- **Point (phps)** le refoulement de la pompe d'alimentation **HP** :



- **Point (pmpe)** l'aspiration de la pompe d'alimentation **MP** :

$$\left. \begin{array}{l} P_{pmpe}=10.18 \text{ bars} \\ T_{pmpe}=166.8 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \longrightarrow H_{pmpe}=705.1 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Point (pmpe)** le refoulement de la pompe d'alimentation **MP** :

$$\left. \begin{array}{l} P_{pmpe}=55.86 \text{ bars} \\ T_{pmpe}=168.1 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \longrightarrow H_{pmpe}=713.3 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Point (de)** l'aspiration de la pompe des condensats :

$$\left. \begin{array}{l} P_{de}=0.1964 \\ T_{de}=59.7 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \longrightarrow H_{de}=249.8 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Point (ds)** le refoulement de la pompe des condensats :

$$\left. \begin{array}{l} P_{ds}=26.26 \text{ bars} \\ T_{ds}=60.0 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \longrightarrow H_{ds}=253.4 \text{ (Kj/Kg)}$$

III-2-2-2 Calcul du travail fourni par la turbine TV :

- **Corps HP** :

L'application du premier principe de la thermodynamique au système considéré en régime permanent donne :

$$W_{THP}=H_a-H_b$$

$$W_{THP}=3529.5-3233.5$$

$$W_{THP} = 296 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Corps MP :**

De la même manière :

$$W_{TMP}=H_a'-H_b'$$

$$W_{TMP}=3598.6-2508.7$$

$$W_{TMP} = 1089.9 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Corps BP :**

Et la même chose pour W_{TBP} :

$$W_{TBP}=H_a''-H_b''$$

$$W_{TBP}=3042.7-2508.7$$

$$W_{TBP} = 534 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Travail total fourni par la TV :**

$$W_T=W_{TBP}+ W_{TMP}+ W_{TBP}$$

$$W_T=296+1089.9+534$$

$$W_T=1919.9 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Calcul de la puissance indiquée :**

L'expression de la puissance indiquée à partir du travail total de la turbine et le débit de vapeur vive :

$$P_{TV} = \sum \phi_{mi} * W_{Ti} = \phi_{mHP} * W_{THP} + \phi_{mMP} * W_{TMP} + \phi_{mBP} * W_{TBP}$$

$$P_{TV} = 172.10 * 296 + 172.10 * 1089.9 + 17.09 * 534$$

$$P_{TV} = 247.641 \text{ (Mw)}$$

- **Calcul de la puissance mécanique :**

$$P_m = P_{TV} * \eta_{me}$$

$$P_m = 247.641 * 0.985$$

$$P_m = 243.93 \text{ (Mw)}$$

- **Calcul de la puissance disponible aux bornes de générateur :**

$$P_e = P_m * PF$$

$$P_e = 243.93 * 0.93$$

$$P_e = 226.85 \text{ (Mw)}$$

- **Travail de la pompe d'alimentation HP :**

L'application du premier principe de la thermodynamique considère en régime permanent donne :

$$W_{php} = H_{phps} - H_{phpc}$$

$$W_{php} = 731.5 - 705.1$$

$$W_{php} = 26.4 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Travail de la pompe d'alimentation MP :**

On fait la même chose pour la pompe MP :

$$W_{pmp} = H_{pmps} - H_{pmpc}$$

$$W_{pmp} = 713.3 - 705.1$$

$$W_{pmp} = 8.2 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Travail de la pompe de condensation :**

$$W_{pmp} = H_{ds} - H_{de}$$

$$W_{pmp} = 253.4 - 249.8$$

$$W_{pmp} = 3.6 \text{ (Kj/Kg)}$$

- **Calculs des quantités des chaleurs cédées à la vapeur dans HRSG :**

Corps HP :

$$Q_{hp} = H_f - H_a$$

$$Q_{hp} = 3529.5 - 2102.3$$

$$Q_{hp} = 1429.5 \text{ (Kj/Kg)}$$

Corps MP :

$$Q_{mp} = H_f - H_a'$$

$$Q_{hp} = 3598.6 - 1024.7$$

$$Q_{hp} = 2551.2 \text{ (Kj/Kg)}$$

Corps BP :

$$Q_{mp} = H_f'' - H_a''$$

$$Q_{hp} = 3042.7 - 694$$

$$Q_{hp} = 2348.7 \text{ (Kj/Kg)}$$

III-2-2-3 Calcul du rendement de la turbine à vapeur TV :

A partir de (III.31), (III.32) et considérant les rendements mécaniques indiqués par le constructeur pour l'ensemble des pompes de circuit, le rendement de la TV se calcule ainsi :

$$\eta_{TV} = \frac{(1919.9 * 0.985 - (2 * \frac{26.4}{0.88} + 2 * \frac{8.2}{0.88} + 2 * \frac{3.6}{0.88}))}{(1429.5 + 2551.2 + 2348.7)}$$

$$\eta_{TV} = 36.17 \%$$

III-2-2-4 Calcul du rendement du cycle combiné :

Le rendement du cycle combiné (2TG+TV) peut être exprimée par :

$$\eta_{CC} = \frac{2 * P_{GT} + P_{sT}}{Q_{GT}}$$

$$\eta_{CC} = \frac{2 * 188.12 + 226.85}{520.957}$$

$$\eta_{CC} = 0.5788$$

$$\eta_{CC} = 57.88 \%$$

- **Consommation spécifique de la centrale électrique PCI :**

Elle caractérise l'énergie dégagée par la combustion de gaz dans la TG nécessaire pour pouvoir produire un KWh de l'électricité, plus cette valeur est moins, plus la centrale est performante. Autrement dit, on cherche toujours dans l'industrie de l'électricité à pouvoir diminuer cette valeur elle est calculée par la formule :

$$PCI = \frac{2 * mGN * Pci}{2 * PTG + PTV}$$

Tel que :

mGN : le débit massique du gaz naturel pour la combustion (***Kg/s***).

Pci : le pouvoir calorifique du gaz naturel (***Kj/Kg***).

PTG : La puissance développée par la TG (***Mw***).

PTV : La puissance développée par la TV (***Mw***).

$$PCI = \frac{2 * 11.258 * 3600 * 46333}{(2 * 188.12 + 226.85) * 1000}$$

$$PCI = 6227.45 \text{ (Kj/Kwh)}.$$

Chapitre IV

Simulation du cycle combiné par Cycle-Tempo

IV. Objectif du Chapitre :

Dans ce chapitre, on propose d'utiliser pour la modélisation du cycle combiné, le logiciel **Cycle-Tempo** (Evaluation version for academic purposes) l'issue de leader technologique pour l'ingénierie des systèmes et composants énergétiques **ASIMPTOTE** (Advanced **SIM**ulation for **P**ower et **TOTAL** Energy systems).

Le programme du code **Cycle-tempo** a été développé par **TU Delft** (Delft University of Technology), il est utilisé pour la modélisation thermodynamique et l'optimisation des systèmes de production d'électricité, de chaleur et de froid. Il est adapté pour :

- Centrales électriques conventionnelles,
- Systèmes de réfrigération et de refroidissement par compression
- Les systèmes énergétiques non conventionnels comme :
 - ✓ Centrales solaires ORC,
 - ✓ Systèmes tri-génération,
 - ✓ Systèmes d'absorption-refroidissement et de réfrigération
 - ✓ Réservoirs de carburant,
 - ✓ Centrales à cycle de Kalina,
 - ✓ Centrales à turbine scCO₂
 - ✓ Centrales électriques IGCC

C'est un outil fondamental pour rechercher la configuration et les performances optimales du système. De plus, Cycle-Tempo comprend un optimiseur qui peut trouver la valeur maximale d'un paramètre de mérite (par exemple, l'efficacité thermodynamique ou la puissance de sortie).

Cycle-Tempo permettra de construire rapidement des modèles de systèmes énergétiques à partir d'une bibliothèque de composants comprenant des vannes, des échangeurs de chaleur, des pompes, des compresseurs, des turbines, etc. Les composants sont reliés par des tuyaux et des gaines. La bibliothèque comprend des composants conventionnels, mais aussi des modules et sous-systèmes innovants (par exemple, pile à combustible de tout type, gazéificateurs, usines de captage du CO₂ pré-combustion).

IV-1 Principe de la simulation thermodynamique avec Cycle-Tempo :

La simulation thermodynamique sous Cycle-Tempo est basée sur la modélisation graphique. Le système modélisé est dessiné comme un ensemble d'appareils reliés par des conduites.

Les deux principes de conservation de la masse et de l'énergie s'appliquent en fonction des entrées de matière et d'énergie et des sorties de matière et d'énergie sur chaque appareils. Ainsi, deux équations de bilans de masse et d'énergie sont développées sur chaque appareil. A partir de ces équations, le logiciel crée une matrice qui combine les bilans de masse et les bilans d'énergie dans de tout le système. Résoudre cette matrice permet de calculer les écoulements de matière et d'énergie dans le système, et permet de déterminer les propriétés thermodynamiques dans tout le système. Entre l'entrée et la sortie la matière et l'énergie peuvent changer de formes. Les résultats du calcul peuvent être affichés dans des tables conviviales.

IV-1-1Création du schéma :

Pour notre cas, le cycle combiné comprend une turbine à gaz TG avec une turbine à vapeur TV a 03 niveaux de pression (03 corps HP, MP et BP) pour lesquels 03 circuits ont été adoptés dans la conception de la **HRSG** :

- **Circuit BP** : un économiseur **EC**, un évaporateur **EV** avec son ballon de séparation (BP Drum) et un surchauffeur **SH**.
- **Circuit MP** : un économiseur **EC**, un évaporateur **EV** avec son ballon de séparation (MP Drum) et un surchauffeur **SH** connecté à 02 réchauffeurs **RH** avant d'entamer le corps MP de la TV.
- **Circuit HP** : trois économiseurs **EC**, un évaporateur **EV** avec son ballon de séparation (HP Drum) et deux surchauffeurs **SH** qui assure l'élévation de la température sortie chaudière jusqu'à l'ordre de 570 °C.

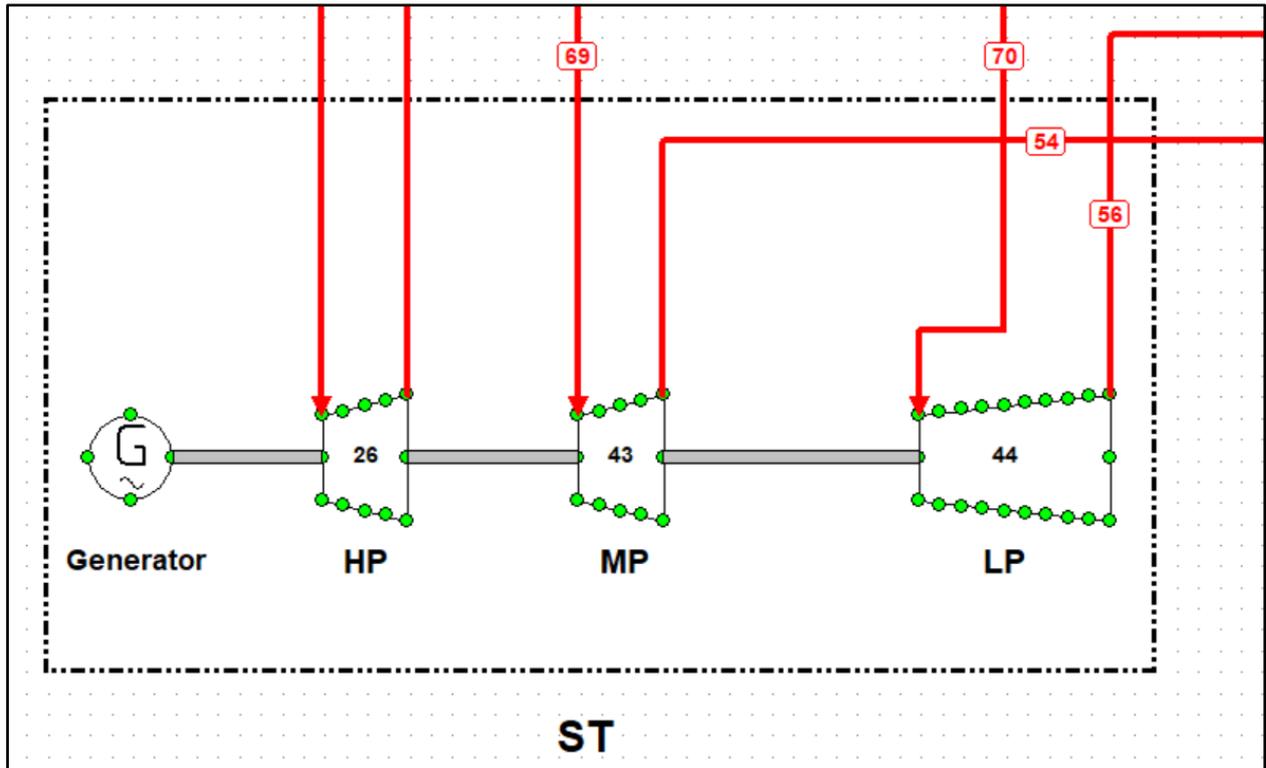


Figure IV-1 : Schéma de la TV sur Cycle-Tempo.

Après détente, le condenseur ACC qui est de type échangeur de chaleur assure la transformation de la peur en liquide. Le circuit contient aussi un dégazeur (**Deaerator**) et les pompes (de circulation et d'alimentation) qui assure la compression.

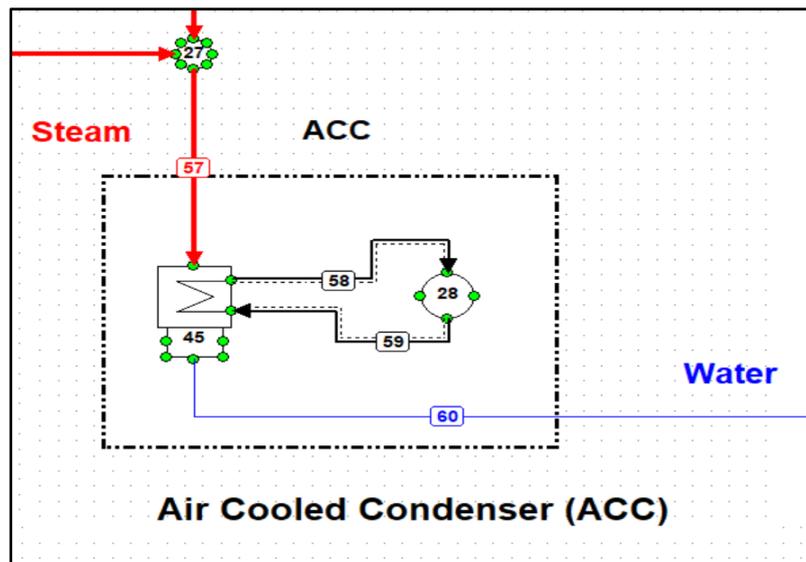


Figure IV-2 : Schéma du condenseur sur Cycle-Tempo.

Le Cycle gaz est représenté par un compresseur **AC** une chambre de combustion **CC** et de type combustion et une turbine de détente :

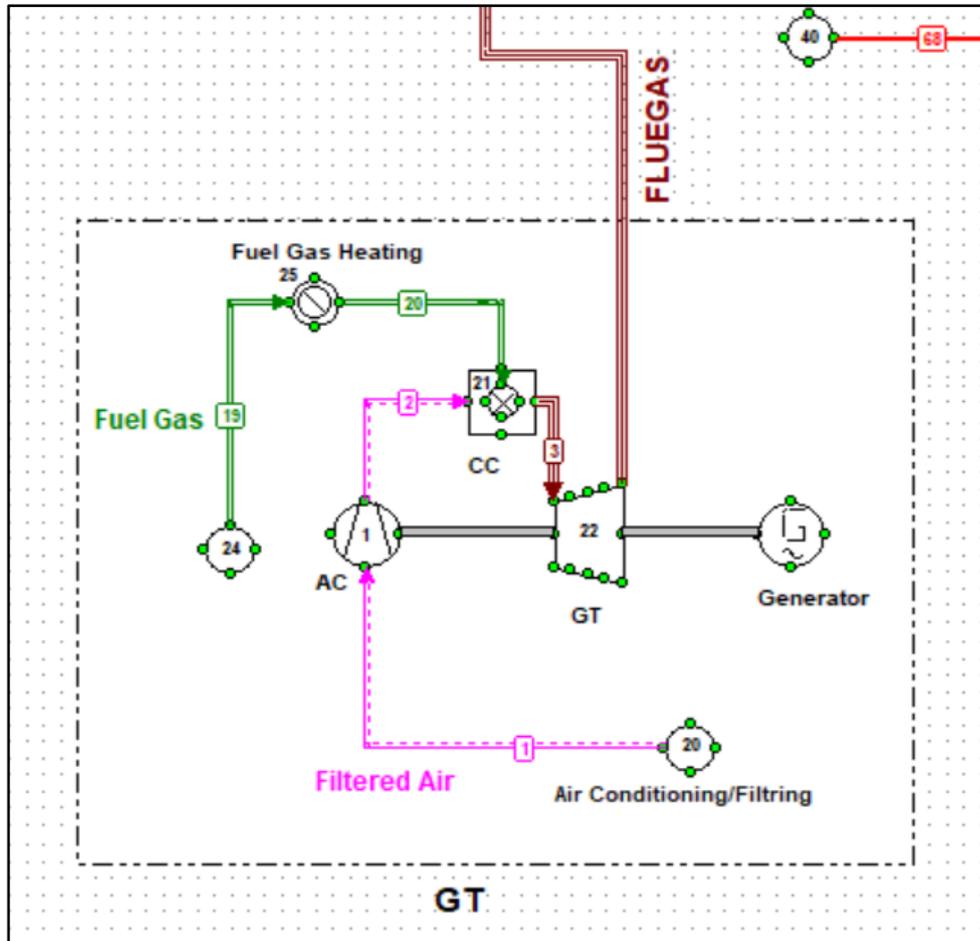


Figure IV-3 : Schéma de la TG sur Cycle-Tempo.

Cycle-Tempo dispose de deux palettes graphiques pour modéliser graphiquement le système étudié. Une palette avec symboles d'appareils, compresseur, turbines, pompe, chambre de combustion, pile à combustible, ... une palette de raccordement en relation avec la nature des fluides, air, eau, fréon, combustible. Le logiciel est doté d'une riche bibliothèque d'appareils et d'une riche base de données de fluides.

IV-1-2 Paramétrage des points :

Une fois la sélection des appareils et la sélection des fluides sont faites ; l'étape suivante consiste à introduire les paramètres thermodynamiques de chaque appareil, et les propriétés thermo physiques de chaque fluide. Il suffit juste de double-cliquer sur le composant (on prend l'exemple de 04 composants différents de notre circuit cycle combiné) pour faire introduire les paramètres :

▪ AC : Compresseur.

- Pression d'entrée : PIN=0.88 bar
- Pression de sortie : PIN=13.2 bar
- Température de sortie : TIN=45°C
- Rendement isentropique : ETHAI=0.88
- Rendement mécanique : ETHAM=0.99

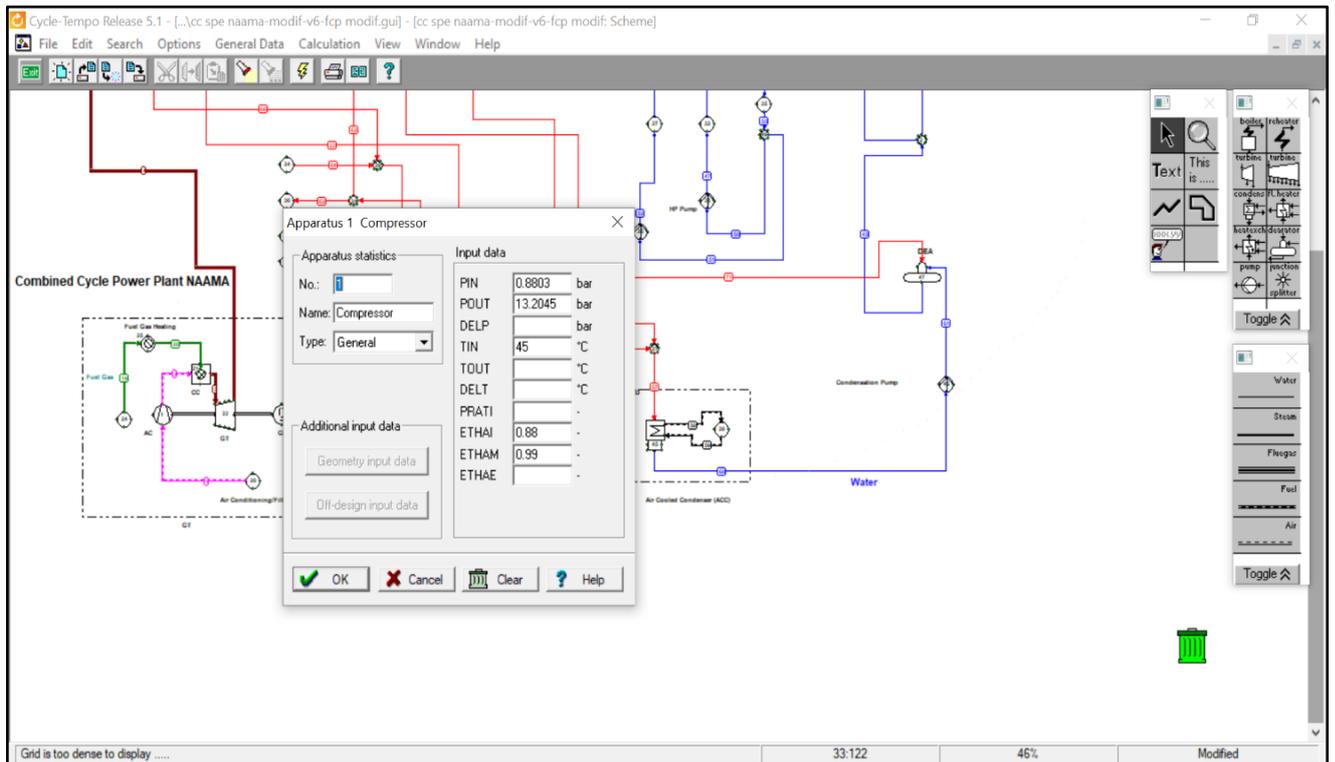


Figure IV-4 : Introduction des paramètres pour le Compresseur AC.

▪ **Fuel Gas Editing :**

Le logiciel donne aussi la possibilité de spécifier le débit et la composition chimique du gaz naturel pour la combustion et estimer le pouvoir calorifique PCI de mélange gaz selon la norme **ISO 6976**.

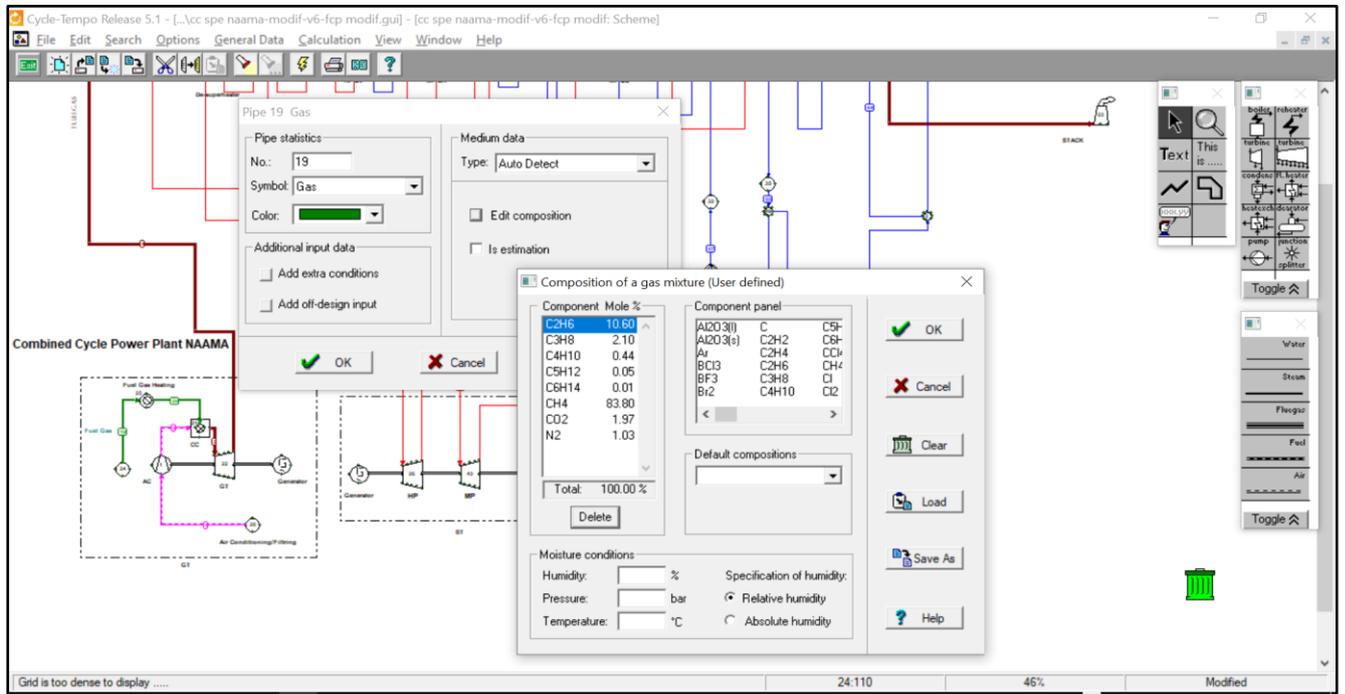


Figure IV-5: Composition chimique de Fuel Gas.

▪ **Corps BP de la TV :**

Pour la TV qui de type multi-Shaft, il faut paramétrer chaque corps séparément, admettant bien sûr que les flux thermiques et massique sont différents entre les 03 corps de la TV :

- Pression d'entrée : $P_{IN}=6.777$ bar
- Température d'entrée : $T_{IN}=291.6$ °C
- Température de sortie : $T_{OUT}=60$ °C
- Rendement isentropique : $ETHAI=0.88$
- Rendement mécanique : $ETHAM=0.99$

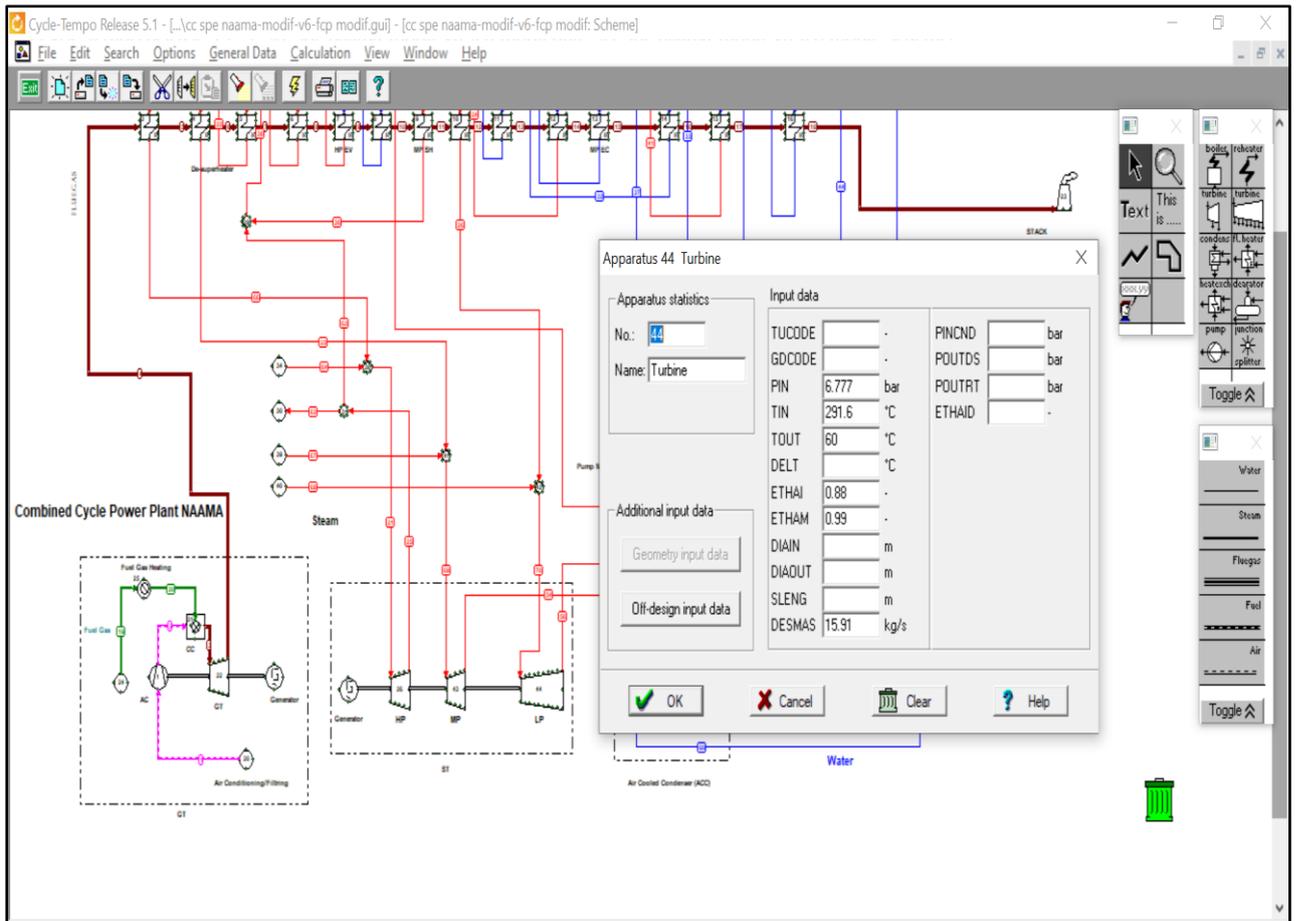


Figure IV-6 : Introduction des paramètres du corps BP de la TV.

- **Surchauffeur HP SH de la HRSG :**

Comme les autres équipements de circuit, on introduit aussi les paramètres nécessaires pour le surchauffeur HP SH a la sortie de la chaudière, qui est de type échangeur de chaleur :

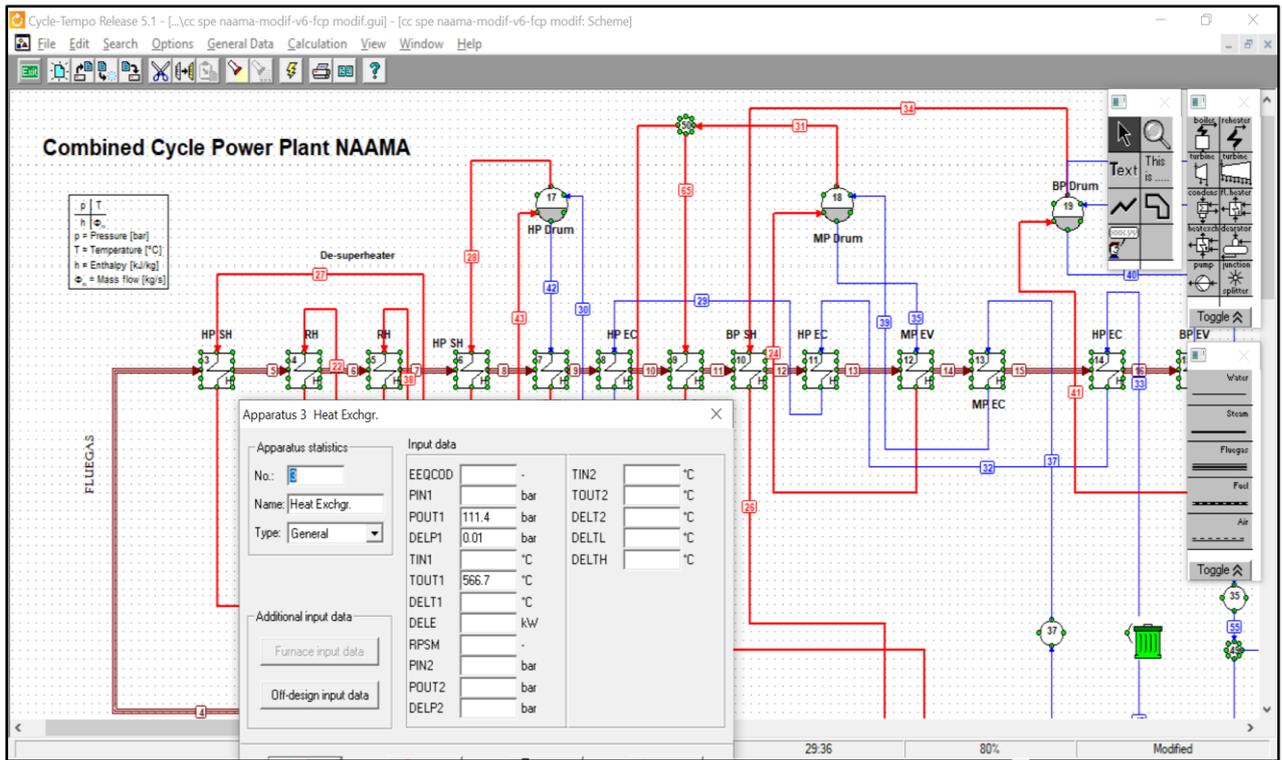


Figure IV-7 : Introduction des paramètres pour le HP SH.

Le schéma final d'un système est un réseau où il y'a écoulements de masse et d'énergie. La topologie du système à modéliser est un cycle complexe comprenant plusieurs cycles interconnectés.

Notre modélisation du cycle combiné contient 50 appareils de différents types et 72 liaisons entre eux de gaz naturel, eau liquide, vapeur, air filtré et gaz de combustion. Les appareils sont les sièges de conversion d'énergie (chimie/thermique,..) et de changement de matière (liquide/vapeur, air méthane/fumée).

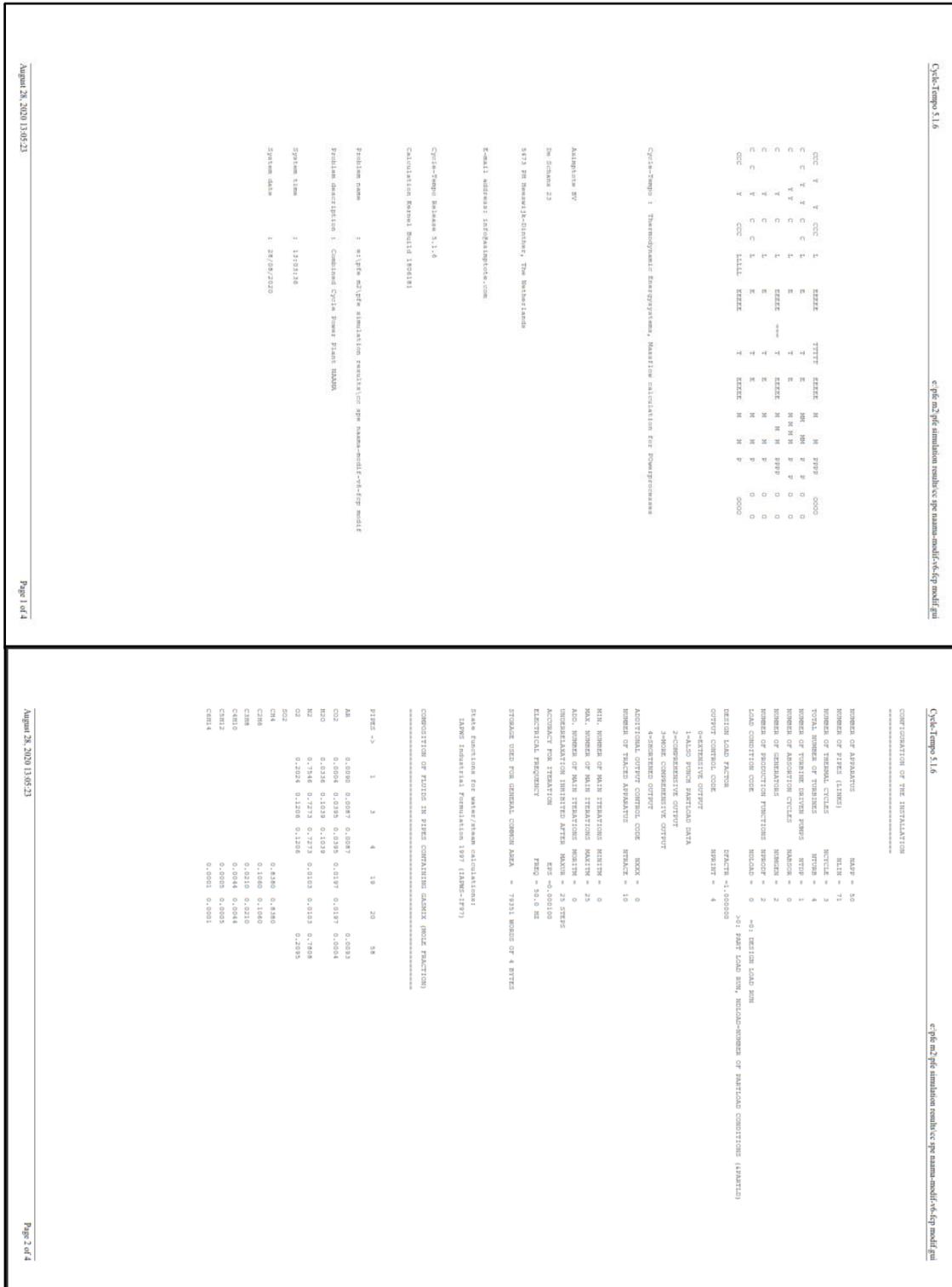


Figure IV-8 : Configuration finale de l'installation.

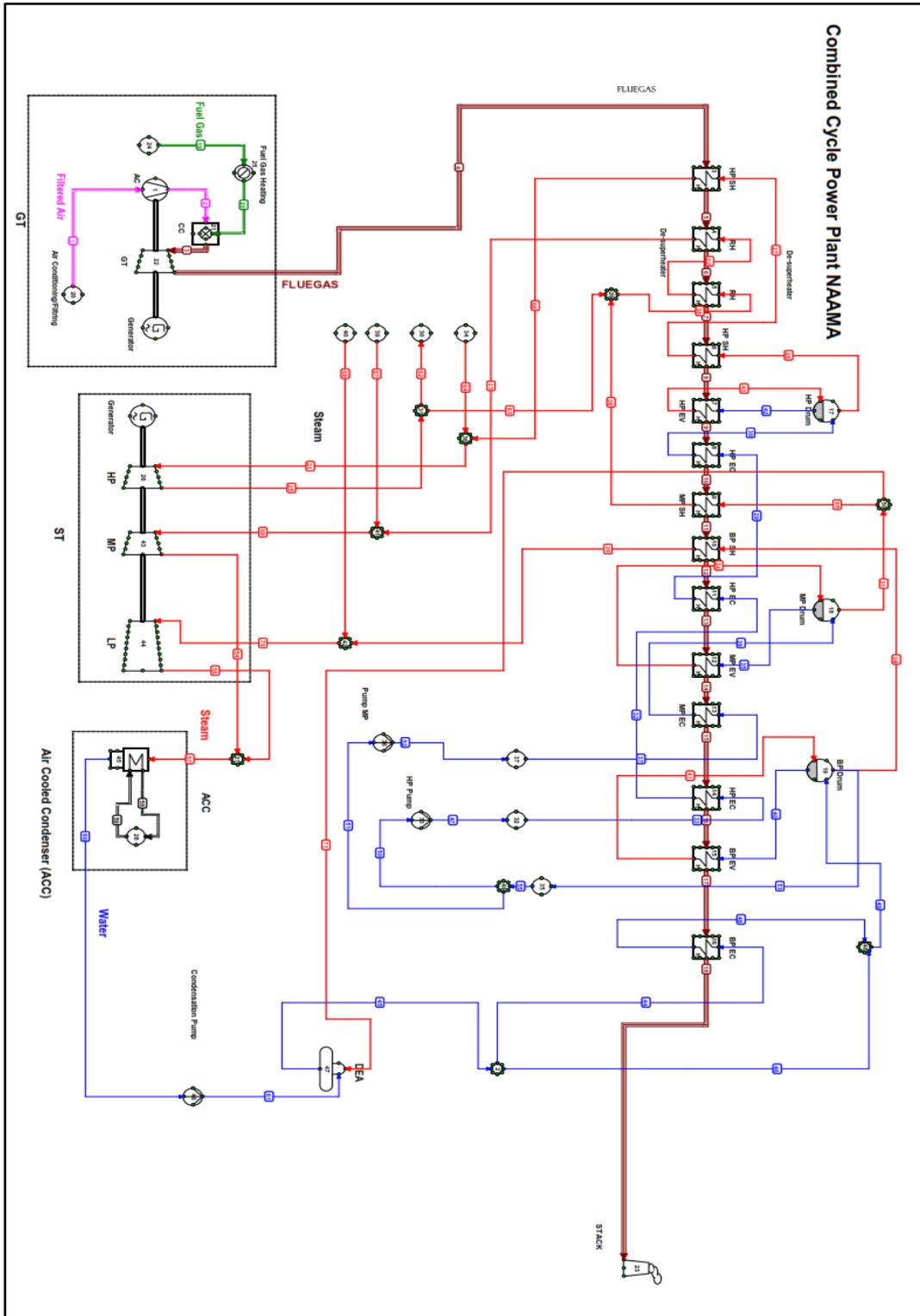


Figure IV-9 : Modèle de simulation de l'installation sur Cycle-Tempo.

IV1-3 Simulation de Cycle :

Après simulation du cycle en cliquant sur RUN, le logiciel affiche le bilan global du système (rendement ou efficacité égale à 56.76%). Cycle Tempo donne la flexibilité de faire des interprétations approfondies des résultats en affichant la variation et les calculs de plusieurs paramètres (Energy and Exergy, heating value, compositions of fluids, losses in pipes, steam quality fraction...)

	No.	Apparatus	Type	Energy	Totals	Exergy	Totals
				[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Absorbed	25	Fuel Source	10	4665.4396		4873.44116	
power	21	Sink/source	10	1044611.13		1091183.54	
					1049276.572		1096056.979
Delivered	1	Generator	G	374251.942		374251.942	
gross power	2	Generator	G	226854.215		226854.215	
					601106.1577		601106.1577
Aux Power	33	Pump	8	3826.973		3826.973	
consumption	36	Pump	8	1753.981		1753.981	
	46	Pump	8	1239.14		1239.14	
					6820.094		6820.094
Delivered							
net power					594286.0637		594286.0637
Delivered	24	Heat Sink	10	1238.65		857.3158	
heat					1238.65		857.3158
Total							.
Delivered					595524.7137		595143.3795
Efficiencies	gross			57.288%		54.843%	
	net			56.638%		54.220%	
	heat			0.118%		0.078%	
	total			56.756%		54.299%	

Tableau IV-1 : Bilan global de la simulation de l’installation avec Cycle-Tempo.

IV-1-3-1 Sensibilités sur l’impact des paramètres thermiques sure le rendement global de l’installation :

Dans cette partie on s’intéresse à l’analyse des effets de quelques paramètres sur le fonctionnement de la centrale de NAAMA. Dans Cycle Tempo, il y a la possibilité de faire l’optimisation de n’importe quel paramètre par la sensibilité sur son intervalle de variation prévue le long du cycle.

IV-1-3-1-a Influence de la température de l'air ambiant :

La variation de la température de l'air affecte le débit massique de l'air admis dans la centrale, ce qui fait varier surtout la puissance électrique dégagée par la turbine à gaz, l'air chaud a un effet négatif sur les performances de la centrale, plus la température de l'air admis dans le compresseur augmente, sur une gamme de 10°C à 50°C, plus la puissance diminue.

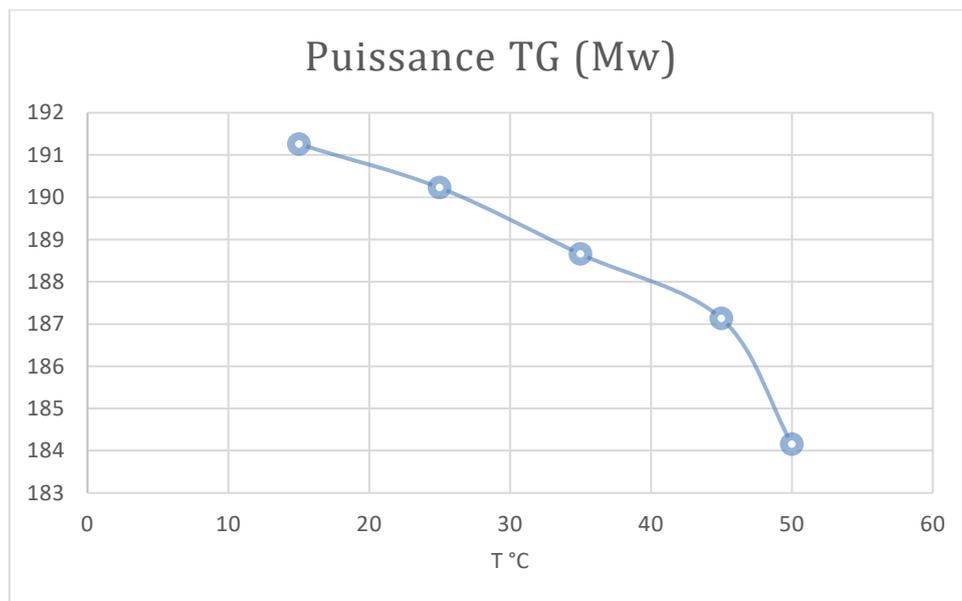
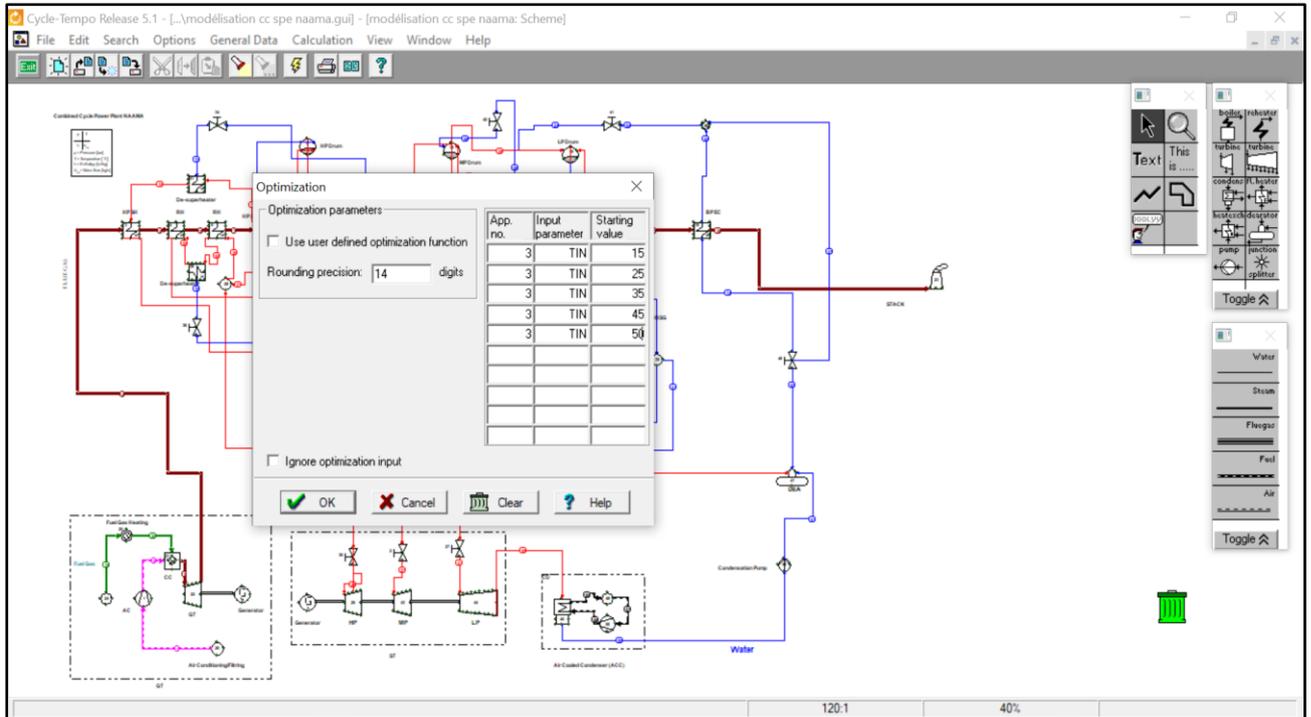


Figure IV-10 : Impact de la température ambiante sur la puissance de la TG.

IV-1-3-1-b Influence de la pression MP sur La puissance de la TV :

La variation de la pression d'attaque du corps MP par la vapeur a un impact de la puissance développée par celui-ci et directement sur la puissance de la TV :

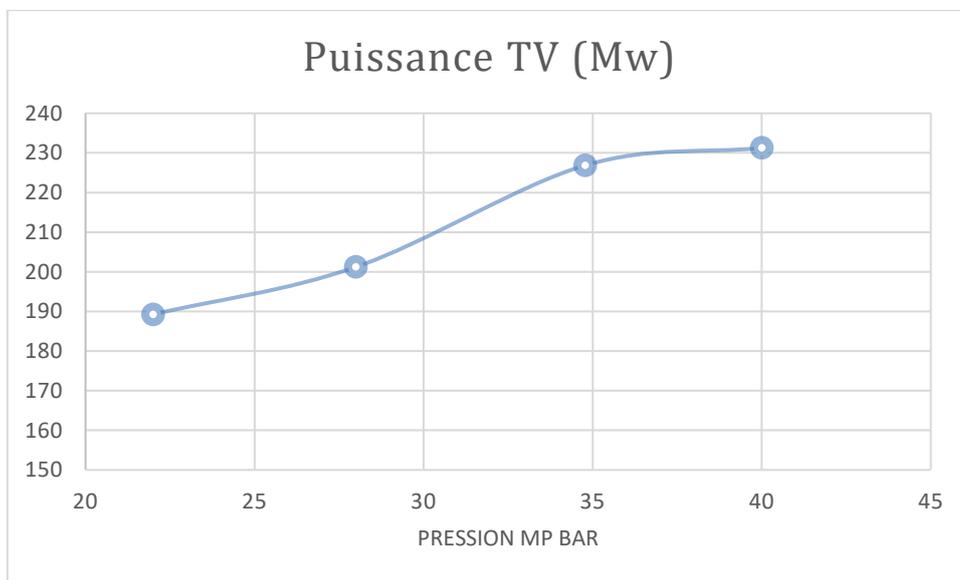
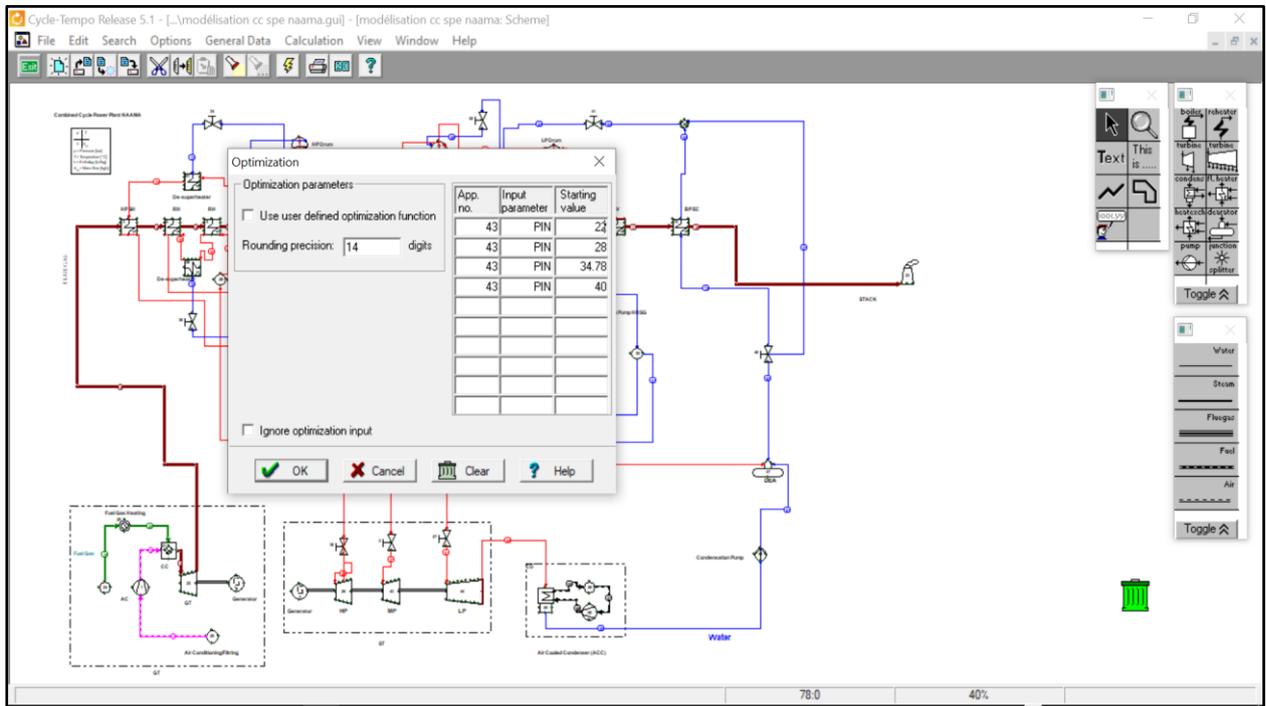


Figure IV-11 : Impact de la pression MP sur la puissance de la TV.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Le but du présent mémoire est d'effectuer une analyse thermodynamique du fonctionnement de la première centrale électrique en cycle combiné conventionnel dans la wilaya de NAAMA. Chacun des deux blocs de puissance est composé de deux turbines à gaz identiques, du modèle **MS-9001 FA**, et d'une turbine à vapeur du modèle **209A**. Les deux chaudières de récupérations **HRS**G sont 03 niveaux de pression et avec réchauffage.

Basée sur les principes de la thermodynamique, de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides, des calculs détaillés ont été effectués pour déterminer toutes les propriétés énergétiques des différents éléments de l'installation du cycle combiné pour évaluer les performances de chaque appareil dans la centrale.

En régime nominal, la capacité de production d'électricité d'une tranche de production de la centrale de NAAMA est de **602 MW**, **376 MW** fournis par les deux turbines à gaz et **226 MW** fournis par la turbine à vapeur. Le rendement énergétique de cette installation est de **57%**.

Afin de réaliser ce travail en étudiant l'influence de quelques paramètres et simuler leurs impacts possibles dans le futur sur le rendement de l'installation, nous avons utilisé le logiciel CYCLE-TEMPO pour simuler un modèle représentatif de l'installation, permettant de faire une optimisation de la performance globale de la centrale électrique.

Les résultats des calculs thermodynamiques reposant sur des données pratiques montrent que le rendement thermique d'installation en cycle combiné est très largement supérieur que celui du cycle simple. Thermodynamiquement le cycle combiné permet d'augmenter la puissance issue de la combustion du gaz naturel de **376 Mw** a **602 Mw** et le rendement de l'installation de **38%** à **57%**.

L'analyse des résultats obtenus suite a une étude de sensibilité sur le modèle énergétique avec Cycle Tempo de l'installation montre que :

- La variation de la température d'entrée turbine influe directement sur le rendement et le travail du cycle combiné.
- La puissance de la turbine à vapeur diminue avec la diminution de la pression d'entrée du corps MP de la turbine à vapeur.

La détermination de l'efficacité est toujours impérative pour la validation de tout le modèle thermodynamique adopté. Elle est importante pour fixer les paramètres du cycle et

répondre à l'équation d'avoir les meilleures performances. Cependant une étude économique est jugée toujours indispensable pour approuver les recommandations de l'étude technique.

A la fin, on trouve très utile pour les entreprises économiques d'avoir un modèle énergétique un outil qui reflète la performance de l'installation énergétique et vise à orienter l'optimisation d'une meilleure performance de production de l'électricité.

Références Bibliographiques

- [1] Cortes, C. R., & Willems, D. (2003). Gas turbine inlet air cooling techniques: an overview of current technologies. POWER-GEN, Las Vegas, Nevada, USA.
- [2] Martin, J., & Wauters, P. (2011). Installations thermiques motrices: Analyse énergétique et exergétique—deuxième édition revue. Presses univ. de Louvain.
- [3] BENDJEDIDI, S. (2012). Pompe centrifuge. Rapport de stage, Université de Batna.
- [4] HERZALLAH, A. (2006). Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002. mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdès.
- [5] Bouam, A. (2009). Amélioration des performance des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. PFE de Doctorat, Université m'Hamed bougara-Boumerdes.
- [6] RAMELLA, H. P. (2002). Maintenance des turbines à vapeur. Ed. Techniques Ingénieur.
- [7] GE Energy Products – Europe.(Mars 2008) Cycle Combiné de Hadjret en Nouss.
- [8] Kehlhofer, R., Hannemann, F., Rukes, B., & Stirnimann, F. (2009). Combined-cycle gas & steam turbine power plants. Pennwell Books.
- [9] Leo, J. (2015). Modélisation et conduite optimale d'un cycle combiné hybride avec source solaire et stockage (Doctoral dissertation).
- [10] MONTEIL, J. M. (2003). Centrale à cycle combiné. Théorie, performances, modularité. Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique, 3(BE8905), BE8905-1.
- [11] FAMENT (L.) et ABELS (JP.). – Les centrales à cycle combiné gaz-vapeur. Revue ACEC, no 3- 4 (1973).
- [12] MONTEIL, J. M. (2003). Centrale à cycle combiné. Composants potentiels. Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique, 3(BE8906), BE8906-1.
- [13] GEK120 529 manuel d'opération et de maintenance turbine à gaz 270t905/906 /alternateur 290t905/906.
- [14] GEK120 529 manuel d'opération et de maintenance turbine à vapeur 299306/307 /alternateur 324x055/058.

[15] NAM EM 541 011 manuel de fonctionnement HRSG.

[16] (BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz, mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider – Biskra, 2010).

[17] <https://www.steamtablesonline.com/Steam97Web.aspx>.

[18] International steam tables, properties of water and steam based on the industrial formulation iapws-97, second edition.