



Université Saad Dahleb Blida 1
Faculté De Technologie
Département De Mécanique
Spécialité Energétique M2

Projet De Fin D'étude pour l'obtention du diplôme de master en Génie
Mécanique

**Effet des paliers de charges sur les performances d'un cycle
combine (TG TV)**

Promoteur :

Pr. B. BOUMEDANE

Réalisé par :

RAIT MOHAMED RIAD

KHALFAOUI RABAH

2024/2025

Remerciement

Tout d'abord, On remercie Dieu de m'avoir donné la force et le courage pour terminer ce mémoire.

Je remercie de tout cœur mon promoteur, M. B. Boussaad, pour ses conseils, son aide et le temps qu'il m'a accordé tout au long de ce travail.

Un grand merci aussi à notre Co-promoteur, M. Mohamed Lamine, pour son soutien, sa gentillesse et ses remarques qui m'ont beaucoup aidé à améliorer ce mémoire.

On remercie aussi nos parents pour leur amour, leurs encouragements et tous les sacrifices qu'ils ont faits pour moi. Sans eux, je n'aurais jamais pu arriver jusqu'ici.

Enfin, merci à toutes les personnes qui m'ont aidé de près ou de loin.

ملخص

تتناول هذه المذكرة دراسة مردودية محطة توليد الكهرباء ذات الدورة المركبة في رأس جنات، الجزائر. الهدف الرئيسي هو تحليل الأداء الطاقوي للمحطة حسب مستويات الحمل المختلفة (منخفض، متوسط، وحمل كامل) من أجل فهم تأثيرها على المردود العام Siemens T3000 بالإضافة إلى بيانات مستخرجة من نظام التحكم MATLAB للنظام. تم استخدام محاكاة عبر برنامج لنمذجة سلوك المحطة والتحقق منه في الظروف التشغيلية الحقيقية. كما يهدف هذا العمل إلى تحديد مصادر الفقدان الطاقوي واقتراح حلول لتحسين الكفاءة والاستغلال الأمثل للمحطة.

Résumé

Ce mémoire porte sur l'étude du rendement de la centrale électrique à cycle combiné de Ras Djinet, en Algérie. L'objectif principal est d'analyser les performances énergétiques de la centrale selon différents niveaux de charge (faible, moyenne, pleine charge) afin de comprendre leur impact sur le rendement global du système. Des simulations sur MATLAB ainsi que des données issues du système de contrôle Siemens T3000 sont utilisées pour modéliser et vérifier le comportement réel de la centrale. Le travail vise également à identifier les pertes énergétiques et proposer des solutions pour améliorer l'efficacité et l'exploitation de la centrale.

Summary

This thesis focuses on the study of the efficiency of the Ras Djinet combined cycle power plant in Algeria. The main objective is to analyse the energy performance of the plant under different load levels (low, medium, full load) in order to understand their impact on the overall system efficiency. MATLAB simulations and data from the Siemens T3000 control system are used to model and verify the actual behaviour of the plant. The work also aims to identify energy losses and propose solutions to improve the efficiency and operation of the plant.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	12
CHAPITRE 1 : PRESENTATION DE L'ENTREPRIS	15
1 INTRODUCTION :	15
2 L'HISTORIQUES DE LA CENTRALE THERMIQUE RAS DJANET :	15
3 CARACTERISTIQUES TECHNIQUES :	16
4 ELEMENTS DE BASE DE CYCLE COMBINE :	16
4.1 Turbine a gaz :	16
4.2 Chaudière de récupération (HRSG) :	17
4.3 Turbine à vapeur :	17
4.4 Transformateur :	18
4.5 Le poste d'eau :	18
5 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA CENTRALE RAS DJINET :	19
5.1 Turbine à gaz :	19
5.2 Turbine à vapeur :	19
5.3 Chaudière de récupération de chaleur :	19
5.3.1 Le Ballon vapeur HP :	20
5.3.2 Ballon à vapeur à pression intermédiaire (IP) (50HAD60BB001) :	20
5.3.3 La cheminée du HRSG :	20
5.4 Condenseur :	20
6 FONCTIONNEMENT DES AUTRES COMPOSANTS DU CYCLE COMBINE :	21
6.1 Fonctionnement des vannes de by pass HP, IP ,et LP :	21
6.2 Fonctionnement du système air comprime compresseur :	21
6.2.1 Description :	21
6.2.2 Principe de fonctionnement :	22
6.3 Fonctionnement des pompes d'alimentation en eau de la chaudière :	22

6.4	Fonctionnement des pompes d'extraction de condensat :	23
6.5	Fonctionnement du condenseur :	23
6.6	Fonctionnement de gland Stream condenseur :	23
6.7	Injecteur d'air à injection de vapeur :	24
6.8	fonctionnement des pompes de circulation d'eau :	24
6.9	Fonctionnement de la pompe d'alimentation pour installation de dessalement :	24
6.9.1	Prétraitement :	24
6.9.2	Fourniture du système de dessalement :	25
6.9.3	Rejet des concentrés :	25
6.10	Fonctionnement de la pompe de refroidissement de dessalement :	25
6.10.1	Pompage d'eau déminéralisée :	25
6.10.2	Transport vers les équipements à refroidir :	25
6.10.3	Absorption de chaleur :	25
6.10.4	Boucle fermée :	25
6.11	Fonctionnement des échangeurs de chaleurs (type a plaque) :	25
6.11.1	Principes de base :	25
6.11.2	Composants principaux :	25
6.12	Réservoirs de stockage de carburant :	26
6.13	Fonctionnement des réservoirs de stockage d'eau déminéralisée :	26
6.14	Fonctionnement du réservoir de stockage d'eau dessalée :	26
6.14.1	Stockage d'eau dessalée :	26
6.14.2	Alimentation en eau dessalée :	26
6.14.3	Approvisionnement en eau :	27
6.15	Salle de commande :	27
6.15.1	Principales fonctions de la salle de commande :	27
6.15.2	Équipement de la salle de commande :	27

CHAPITRE 2 : ÉTUDE ENERGETIQUE DE LA CENTRALE THERMIQUE A CYCLE COMBINE DE RAS DJINET CC	30
---	-----------

1	INTRODUCTION :	30
2	DESCRIPTION GENERALE DU CYCLE COMBINE :	31
2.1	Démarrage de la centrale:	31
2.1.1	Démarrage à chaud :	31
2.1.1.1	Transfert thermique vers la chaudière de récupération (HRSG) :	31
2.1.1.2	Démarrage de la turbine à vapeur (TS) :	31
2.1.1.3	Passage en régime nominal (Full Load) :	31
2.1.2	Démarrage à froid (Démarrage à froid) :	31
2.1.3	Remarques importantes :	31
2.2	Les Types de Variation de Charge dans un Groupe à Cycle Combiné	32
2.2.1	Variation en rampe (rampée / progressive)	32

2.2.1.1	Définition :	32
2.2.1.2	Exemple :	32
2.2.1.3	Avantages :	32
2.2.1.4	Temps de réponse :	32
2.2.2	Variation en échelon (step load change)	33
2.2.2.1	Définition :	33
2.2.2.2	Exemple :	33
2.2.2.3	Effets :	33
2.2.2.4	Temps de réponse :	33
2.2.3	Cycle de charge / Modulation continue	33
2.2.3.1	Définition :	33
2.2.3.2	Caractéristiques :	33
2.2.3.3	Effet sur les équipements :	33
2.2.4	Variation d'arrêt / Réduction rapide (Load Shedding)	33
2.2.4.1	Définition :	33
2.2.4.2	Effet immédiat :	33
2.3	Principe de fonctionnement :	34
2.4	Description fonctionnelle de la turbine à gaz :	35
2.4.1	Section compresseur :	35
2.4.1.1	Les principaux composants d'un compresseur :	35
2.4.1.1.1	Rotor :	35
2.4.1.1.2	Aubes du compresseur :	36
2.4.1.1.3	Stator du compresseur :	37
2.4.1.1.4	Aubes directrices d'admission à calage variable (IGV) :	37
2.4.1.1.5	Mécanisme d'actionnement des aubes du compresseur :	38
2.4.1.1.5	Diffuseur de sortie du compresseur :	39
2.4.1.2	Système de combustion :	39
2.4.1.3	Brûleur à gaz combustible	44
2.4.1.4	Brûleur de gaz pilote	44
2.4.1.5	Brûleur à gaz pré-mélangé	45
2.4.1.6	Brûleur à mazout :	45
2.4.1.7	Brûleur à diffusion de mazout :	45
2.4.1.8	Brûleur à prémélange de mazout	45
2.4.2	Utilisation du gaz combustible :	46
2.4.2.1	Démarrage gaz combustible	46
2.4.2.2	Mode de prémélange de gaz :	46
2.4.3	Utilisation de mazout :	46
2.4.3.1	Démarrage au mazout et fonctionnement en mode de diffusion de mazout	47
2.4.3.2	Mode de prémélange de mazout :	47
2.4.4	Section turbine :	48
2.4.4.1	Turbine axiale multi-étage	48
2.4.4.2	Les principaux composants de la turbine axiale multi-étagée :	48
2.4.4.2.1	Aubes de turbine	48
2.4.4.2.2	Principe de fonctionnement :-	49
	Aubes de turbine	49
	Stator de turbine	49
	Principe de fonctionnement :-	49
2.4.4.2.3	Ailettes de turbine	50
✓	Principe de fonctionnement :	51
2.4.4.2.4	Aubes de turbine	51
2.4.4.2.5	Boitier de la turbine	51
✓	Fonction du boitier externe 2 :	51
2.4.4.2.1	Diffuseur de gaz d'échappement	54
2.4.4.2.2	Configuration :-	54

2.4.5	Cycle thermodynamique de baryton :.....	55
2.4.5.1	Cycle thermodynamique de bryton.....	55
2.4.5.1.1	Cycle idéal :.....	56
2.4.5.1.2	Cycle réel de turbine à gaz à partir d'un cycle idéal :.....	58
2.5	Description fonctionnelle de la Chaudière de récupération HRSG :	59
2.5.1	Classification des chaudières de récupération :.....	59
2.5.1.1	Selon le type de circulation de l'eau :.....	59
2.5.1.2	Selon le nombre de pressions :.....	59
2.5.1.3	Selon la présence ou non de postcombustion :.....	60
2.5.2	Principe de fonctionnement du HRSG de la centrale de Cap Djinet :	60
2.5.2.1	Étapes de fonctionnement de la chaudière de récupération de chaleur :	60
2.5.3	Constitution et composants principaux d'une chaudière de récupération HRSG :	61
2.5.4	L'économiseur :.....	61
2.5.4.1	Évaporateur :	62
2.5.4.2	Surchauffeur :	62
2.5.4.3	Désurchauffeur :	62
2.5.4.4	Séparateur vapeur/eau :.....	62
2.5.4.5	Brûleur de postcombustion :	62
2.5.4.6	Tubes et collecteurs :	62
2.5.4.7	Instruments de mesure	62
2.6	Description fonctionnelle de la turbine à vapeur :.....	63
2.6.1	Section turbine :.....	63
2.6.1.1	Cycle thermodynamique d'une turbine à vapeur RANKIN :	64
2.6.1.1.1	Cycle idéal RANKINE :.....	64
2.6.1.2	Cycle de Hirn :.....	65
CHAPITRE 3 : LES PERFORMANCE DE CYCLE COMBINE DANS LES TROIS PALIERS DES CHARGES		67
1	HYPOTHESES :.....	70
2	CALCULE DES PARAMETRES DE TURBINE A GAZ :	70
2.1	Définition le rendement de cycle :	71
2.1.1	Calcule Le travail de compresseur WC :	72
2.1.2	Calcule d'Energie entrante Qin :	72
2.1.3	Puissance net produite Wnet :.....	72
2.1.4	Rendement réel de TG :	72
2.2	Simulation avec MATLAB (2^{eme} Méthode) :.....	74
3	CALCULE DES PARAMETRES DE TURBINE A VAPEUR :	76
3.1	Définition le rendement de cycle :	76
3.1.1	Travail de la pompe :	76
3.1.2	Le travail fourni par la turbine :	76
3.1.3	Calcule l'Energie fournie :	77
3.1.4	Détermination de l'enthalpie du chaque point de cycle :	77
3.1.5	Détermination de rendement :	78
3.2	Simulation avec MATLAB (2^{eme} Méthode) :.....	78

4	CALCULE DES PARAMETRES DE LA CHAUDIERE DE RECUPERATION :	79
4.1	Détermination de rendement de la chaudière de récupération :	79
4.2	Simulation avec MATLAB (2 ^{eme} Méthode):	80
4.3	Equation d'équilibre des puissances :	81
5	RENDEMENT DE CYCLE COMBINE.....	81
5.1	Détermination de rendement CC :	81
6	RESULTATS ET INTERPRETATIONS :	82
6.1	Contribution des turbines à gaz et à vapeur au rendement du cycle combiné :.....	82
6.1	Interprétation du cercle :	82
6.1.1	Pourquoi la contribution de la turbine à vapeur (TV) est plus grande ?	82
6.2	La variation du rendement cc en fonction de la charge :	83
6.3	Interprétation de graphe :	83
7	LES SOLUTIONS :.....	84
7.1	L'utilisation de l'hydrogène comme un carburant :.....	84
7.1.1	Tableau comparative :	84
	CONCLUSION GENERALE	86

Liste des figures :

Figure1.1 : *centrale thermoélectrique cap Djanet*

Figure I.2: *Turbine à gaz de Siemens **SGT5-4000F***

Figure I.3 : *La chaudière de récupération*

Figure 1.5: *Turbine à vapeur*

Figure I.6: *Transformateur principal*

Figure I.7: *Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz TG*

Figure 1.8 : *chaudière de récupération*

Figure I.9: *vanne bypass MP*

Figure1.10 : *salle de commande*

Figure 2.1 : *schéma de cycle combine ***RAS DJINET****

Figure 2.2 : *schéma principe fonctionnement cycle combiné*

Figure 2.3 : *section compresseur*

Figure 2.4 : *Disposition de Rotor*

Figure 2.5 : *Aubes du compresseur*

Figure 2.6 : *Stator du compresseur*

Figure 2.7 : *aube directrice*

Figure 2.8 : *aubes du compresseur*

Figure 2.9 : *diffuseur de sortie du compresseur*

Figure2.10 : *chambre de la combustion*

Figure 2.11 : *bruleur hybride*

Figure 2.12 : *profil aérodynamique des aubes*

Figure 2.13 : *montage des ailettes de turbine*

Figure2.14 : *aubes de turbine*

Figure 2.15 : *Boitier externe-2 de la turbine*

Figure 2.16 : *Boitier externe-3 de la turbine*

Figure 2.17 : *Le diffuseur des gaz d'échappement*

Figure 2.18 : *Modélisation du cycle ouvert au cycle fermé*

Figure 2.19 : *Turbine à gaz à cycle fermé*

Figure 2.20 : *Rendement thermique du cycle idéal de Baryton en fonction du rapport de pression*

Figure 2.21 : *Fraction du travail de la turbine utilisée pour entraîner le compresseur est appelée le rapport de travail aval*

Figure 2.22 : *Déviation du cycle réel du cycle idéal causée par les irréversibilités*

Figure 2.23 : *Chaudière de récupération HRSG cap djinet*

Figure 2.24 : *cycle idéal RANKINE*

Figure 2.25 : *cycle de Hirn sans soutirage et avec resurchauffe*

Figure 3.1 : *shema generale de groupe 50 de la centrale (siemens T3000)*

Figure 3.2 : *démarrage de groupe après un déclanchement (démarrage à chaud)*

Figure 3.3 : *la variation de la charge pendant 1mois (feb 2025)*

Figure 3.4 : *la variation de la charge pendant 1mois (aug 2024)*

Figure 3.5 : *diagramme de Hirn*

Figure 3.6 : *Contribution des turbines à gaz et à vapeur au rendement du cycle combiné*

Figure 3.7 : *Graphe de la variation de rendement en fonction de la charge*

Liste des tableaux :

Tableau 3.1 : *les paramètres de TG en 97.14 % de la charge maximale*

Tableau 3.2 : *les paramètres de TG en 75.71% de la charge maximale*

Tableau 3.3 : *les paramètres de TG en 60.23% de la charge maximale*

Tableau 3.4 : *les paramètres de TV dans les trois paliers de charge*

Tableau 3.5 : *les paramètres de HRSG dans les trois paliers de charge*

Tableau 3.6 : *rendement de cycle combiné dans les trois paliers de charge*

Tableau 3.7 : Tableau comparative entre le CH₄ et l'hydrogène

Introduction générale

L'énergie électrique est un pilier fondamental du développement économique et social. Face à une demande énergétique mondiale en constante augmentation, il devient indispensable d'améliorer la performance et l'efficacité des systèmes de production électrique. Dans ce cadre, les centrales à cycle combiné s'imposent comme une solution particulièrement performante, car elles tirent parti de la récupération de chaleur résiduelle de la turbine à gaz pour alimenter une turbine à vapeur, optimisant ainsi la conversion de l'énergie primaire en électricité.

La centrale de Ras Djinet, située en Algérie, est un exemple significatif d'une installation moderne exploitant la technologie du cycle combiné. Cette centrale joue un rôle clé dans la production d'électricité locale, contribuant à la stabilité du réseau électrique national. Toutefois, la performance d'une centrale à cycle combiné est fortement dépendante des conditions de fonctionnement, notamment du niveau de charge auquel elle opère.

En effet, les centrales électriques ne fonctionnent pas toujours à leur pleine capacité. Lors des variations de la demande électrique, elles doivent s'adapter à différents paliers de charge, ce qui peut affecter leur rendement énergétique. Le fonctionnement à charge partielle ou variable engendre souvent une baisse d'efficacité, due à des phénomènes thermodynamiques complexes et à des pertes accrues dans certains composants.

Ce mémoire se propose d'étudier en détail l'impact des différents niveaux de charge sur le rendement du cycle combiné de la centrale de Ras Djinet. Pour cela, une démarche méthodique sera suivie, combinant des calculs numériques et des simulations informatiques via MATLAB. Ces outils permettront de modéliser précisément le comportement thermique et énergétique du système sous divers scénarios de charge.

Par ailleurs, l'exploitation des données collectées par le système de contrôle et supervision Siemens T3000 permettra de valider les modèles numériques et d'effectuer une analyse fine des performances réelles de la centrale en conditions opérationnelles. Cette double approche — simulation et analyse terrain — vise à fournir une compréhension approfondie des mécanismes influençant la performance du cycle combiné.

L'objectif final est de proposer des solutions concrètes d'optimisation du rendement énergétique aux différents paliers de charge, contribuant ainsi à une exploitation plus efficace, plus économique et plus respectueuse de l'environnement. Ce travail s'inscrit dans une perspective d'amélioration continue, indispensable pour répondre aux défis énergétiques actuels et futurs.

Les centrales à cycle combiné figurent parmi les systèmes de production d'électricité les plus efficaces grâce à la combinaison de turbines à gaz et de turbines à vapeur. Cependant, leur performance énergétique n'est pas constante et varie en fonction des niveaux de charge appliqués durant leur fonctionnement.

Dans ce contexte, plusieurs questions se posent :

Comment la variation des paliers de charge (partielle ou maximale) influence-t-elle le rendement de la centrale à cycle combiné de Ras Djinet ?

Quels sont les facteurs thermodynamiques et techniques qui contribuent à l'amélioration ou à la dégradation du rendement à chaque niveau de charge ?

Quelles solutions peuvent être proposées pour optimiser l'exploitation énergétique de cette centrale dans différentes conditions de fonctionnement ?

L'efficacité de la turbine diminue-t-elle avec la diminution de la charge ?

Nous répondrons à toutes ces questions dans la recherche suivante.

Chapitre 1 : Présentation de l'entrepris

Chapitre 1 : Présentation de l'entreprise

1 Introduction :

Les centrales électriques sont souvent situées près des rivières ou des lacs pour assurer un approvisionnement en eau adéquat pour leurs opérations. Par exemple, la centrale à cycle combiné Cap Djinet a été conçue pour un fonctionnement à base d'eau et a donc été construite près de la mer. Dans ce chapitre, nous donnerons un aperçu des centrales à cycle combiné et du cycle de production de vapeur et d'eau qui constitue la base du fonctionnement de la centrale.



Figure1.1 : centrale thermoélectrique cap Djinet

2 L'historiques de la centrale thermique ras Djinet :

La centrale électrique à cycle combiné de Ras Djinet, située dans la province de Boumerdes, était un projet important pour le réseau électrique national de l'Algérie. Il a été développé pour contribuer à renforcer la capacité de production d'électricité du pays afin de répondre à une demande plus élevée.

- En août 2012, la Société d'ingénierie de l'électricité et du gaz (CEEG), agissant pour le compte de la Société algérienne de production d'électricité (SPE), a attribué le contrat de réalisation de la centrale de Ras Djinet au groupe sud-coréen Daewoo Engineering & Construction (Daewoo E&C). Daewoo E&C s'est vu attribuer provisoirement le contrat sur la base d'une offre financière comprenant une composante en dinars de 13.003.847.459 DA, une composante en euros de 328.465.094 euros et une composante en dollars de 361.375.411 dollars américains. (1)

- La construction de la centrale a débuté en 2013. Pour Daewoo E&C, la société Terrasol a réalisé l'étude géotechnique pour le prédimensionnement des fondations des équipements de la future centrale.

- La centrale électrique a été mise en service en mai 2018. Elle a ajouté 1 131 MW au réseau électrique de l'Algérie. (1)

3 Caractéristiques techniques :

- Centrales à cycle combinées gaz-vapeur.

- La capacité installée est de 1 131 MW.

- L'usine est équipée de turbines à gaz SGT5-4000F et à vapeur SST5-3000 de Siemens comme équipement principal. Les chaudières de récupération de chaleur ont été fournies par Nooter Eriksen et Sedae Enertech.

La construction de la centrale s'inscrit dans le cadre d'un programme visant à renforcer les capacités de production d'énergie électrique algériennes pour faire face à une demande croissante en électricité. (2)

4 ELEMENTS DE BASE DE CYCLE COMBINE :

4.1 Turbine a gaz :

Les turbines à gaz à chambre de combustion annulaire Siemens AG sont des turbines à arbre unique. Il s'agit d'une turbine à gaz mono-arbre avec un rotor commun utilisé par le compresseur et la turbine. Le rotor est supporté par deux paliers qui se trouvent à l'extérieur de la zone sous pression. La turbine à gaz est conçue pour fonctionner en double allumage. Le gaz naturel (NG) doit être utilisé comme combustible primaire et le mazout doit être utilisé comme combustible de secours. (3)

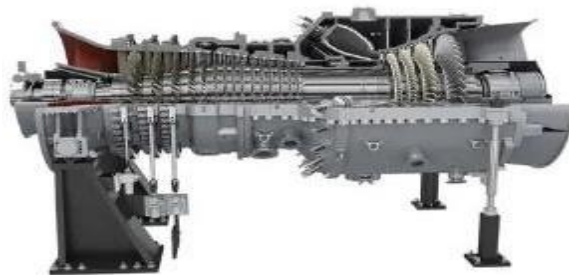


Figure I.2: Turbine à gaz de Siemens *SGT5-4000F*

Paramètres pour charge de base:	Gaz	Mazout
Sortie nominale aux bornes du générateur	249.2MW	210.5MW
Efficacité nominale aux bornes du générateur	38.4%	36.9%
Consommation de combustible	14.3kg/s	13.2kg/s

4.2 Chaudière de récupération (HRSG) :

La fonction principale du HRSG est de générer la vapeur nécessaire à la turbine à vapeur en récupérant la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz. Les principales composantes du HRSG sont :

- Réservoirs de vapeur haute pression (HP), pression intermédiaire (IP) et basse pression (LP)
- Sections économiseur, évaporateur et surchauffeur pour chaque niveau de pression
- Une section réchauffeur pour la vapeur IP (4)

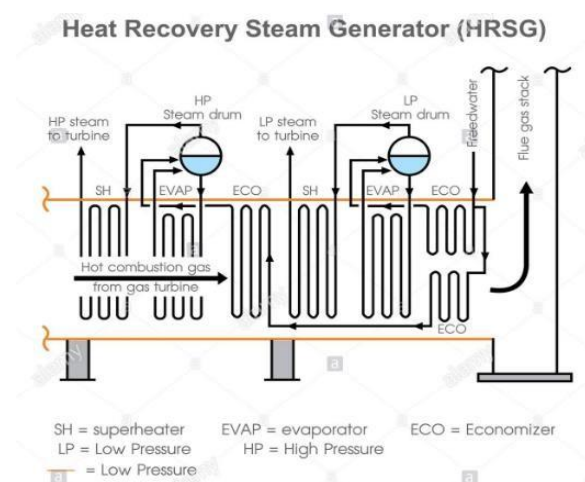


Figure I.3 : La chaudière de récupération

4.3 Turbine à vapeur :

La turbine à vapeur se compose d'un cylindre cylindrique haute pression et d'un cylindre DC moyenne pression/basse pression. La vapeur résiduaire sortant de la turbine est condensée dans un condenseur refroidi à l'eau. La turbine haute pression est une construction à simple flux à double paroi avec supports de pales et carter fixes. Il est équipé de vannes principales soudées d'arrêt et de régulation de vapeur soutenues par des supports supplémentaires.

La coque est cylindrique. Le boîtier IP/LP est divisé en deux parties, la partie du boîtier d'admission d'air moulée et la partie du boîtier d'échappement soudée. Les deux parties sont divisées horizontalement. Les moitiés du carter sont maintenues ensemble par des boulons d'assemblage. Les sections d'admission et d'échappement sont également boulonnées ensemble. (5)

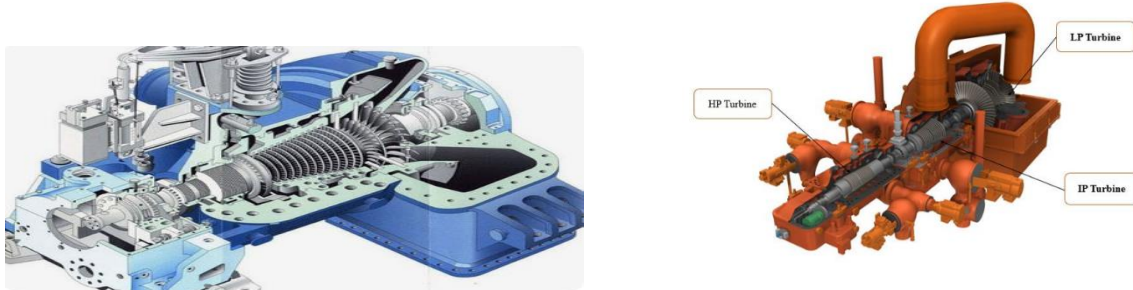


Figure 1.5: *Turbine à vapeur*

4.4 Transformateur :

Les transformateurs utilisés dans une centrale thermique sont des équipements électriques qui permettent d'adapter la tension de l'alternateur à celle qui convient au transport ou à la distribution.



Figure I.6: *Transformateur principal*

4.5 Le poste d'eau :

Le poste d'eau est un circuit principalement constitué de pompes et d'échangeurs de chaleur ayant pour fonctions :

- 1°- L'alimentation de la chaudière par le pompage de l'eau condensée dans le condenseur.
- 2°- Le réchauffage de l'eau d'alimentation de la chaudière, généralement en prélevant de la vapeur en cours de détente dans la turbine pour optimiser le rendement du cycle thermodynamique.

Le poste d'eau englobe tous les appareils, depuis l'échappement de la turbine (corps B. P) jusqu'à l'économiseur (entrée G. V).

5 Principe de fonctionnement de la centrale RAS DJINET :

5.1 Turbine à gaz :

Lorsque la turbine à gaz démarre, l'air ambiant est collecté et filtré, puis envoyé au compresseur. Le compresseur réduit la pression de l'air, puis le dirige vers le système de combustion. Dans ce dernier cas, l'air est mélangé à du carburant (gaz naturel, pétrole ou autre) et le mélange est initié. Les gaz chauds et brûlés sont ensuite transportés vers la turbine. Au fur et à mesure que la capacité de la turbine augmente, sa rotation augmente également, ce qui entraîne la rotation du compresseur et du générateur. L'énergie supplémentaire accumulée est transférée à l'arbre. Finalement, les gaz qui s'échappent de la turbine vont vers un système de récupération de chaleur avant d'être libérés dans l'atmosphère. (6)

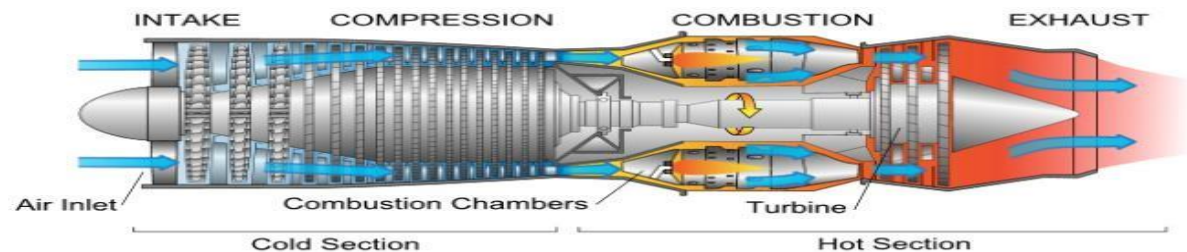


Figure I.7: Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz TG

5.2 Turbine à vapeur :

Chaque composant du cycle de la centrale à cycle combiné est équipé d'une turbine Siemens SST5-3000 qui convertit l'énergie thermique de la vapeur en énergie mécanique. Après avoir traversé la turbine, la vapeur résiduelle est collectée dans un condenseur immergé dans l'eau. Cette conception modulaire de la turbine lui permet d'être intégrée dans la centrale à cycle combiné et de produire de l'électricité de manière efficace. (7)

5.3 Chaudière de récupération de chaleur :

Un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) fournit une quantité et une qualité de vapeur de l'ordre requis à partir de la chaleur perdue des gaz d'échappement du turbogénérateur à gaz (GTG). La vapeur produite par le HRSG sera fournie à la turbine à vapeur qui pourra me donner une puissance nominale aux bornes du générateur égale à 150 MW. Le générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) est un système complexe installé dans la centrale électrique. Il se compose de plusieurs composants tels qu'un récipient, une chaudière, etc. (8)

Les principales parties du HRSG sont mentionnées ci-dessous :

5.3.1 Le Ballon vapeur HP :

a été élaboré pour dissocier le mélange de vapeur et d'eau, afin de délivrer une vapeur saturée de haute pureté au surchauffeur HP 1 et d'amortir les fluctuations de l'évaporateur durant les phases de démarrage et de fonctionnement.

- Nombre d'unités : Une unité par module
- Pression nominale : 139,6 Bar (g)
- Température nominale : 341°C

5.3.2 Ballon à vapeur à pression intermédiaire (IP) (50HAD60BB001) :

Cet équipement est destiné à dissocier le mélange de vapeur et d'eau, tout en fournissant de la vapeur saturée d'une grande pureté au surchauffeur IP 1

- Quantité d'unités : Une pour chaque module
- Pression nominale : 35 Bar (g)
- Température nominale : 249°C

5.3.3 La cheminée du HRSG :

Accompagnée de son silencieux, est conçue pour diriger les gaz d'échappement de la turbine à gaz, depuis la sortie du HRSG jusqu'à l'atmosphère. Des ports d'échantillonnage sont intégrés à la cheminée pour permettre des contrôles d'émission. Les gaz d'échappement chauds générés par la turbine à gaz produisent un bruit significatif. Par conséquent, un silencieux est installé pour atténuer le bruit à la sortie de la cheminée.

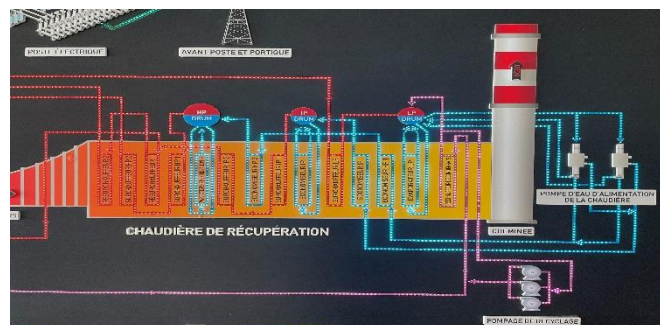


Figure 1.8 : chaudière de récupération

5.4 Condenseur :

Le condenseur est destiné à condenser la vapeur d'échappement du canal de vapeur de la turbine, ainsi que la vapeur provenant d'autres systèmes comme le système d'étanchéité, les purges, etc. La vapeur traverse le condenseur dans une direction horizontale.

Le condenseur est destiné à fonctionner à pleine capacité, avec une température de 24°C pour l'eau de refroidissement et une augmentation de température de 6°C. Cette conception garantit la performance constante et efficace du condenseur, ce qui est crucial pour le cycle combiné.

Dans l'ensemble, le condenseur axial à eau joue un rôle important dans la condensation de la vapeur d'échappement de la turbine, tout en offrant une protection suffisante à l'installation.

6 Fonctionnement des autres composants du cycle combine :

6.1 Fonctionnement des vannes de by pass HP, IP ,et LP :

-La fonction de la vanne de dérivation haute pression est de détourner la vapeur haute pression de la conduite de vapeur haute pression vers la conduite de réchauffage à froid (CRH) et de maintenir la chaudière à chaleur résiduelle en fonctionnement pendant le démarrage ou l'arrêt de la turbine ou dans d'autres conditions spécifiques. Le système de dérivation haute pression se compose d'une vanne d'arrêt de vapeur, d'une vanne de régulation de vapeur et d'une vanne de régulation de température.

La fonction de la vanne de dérivation -IP est de détourner la vapeur de réchauffage à chaud (HRH) de la conduite de vapeur HRH vers le condenseur refroidi par eau et de maintenir le HRSG en fonctionnement pendant le démarrage ou l'arrêt de la vapeur de la turbine ou pendant le démarrage de la vapeur de la turbine. autre statut spécifique. Le système de dérivation IP se compose d'une vanne d'arrêt de vapeur, d'une vanne de régulation de vapeur et d'une vanne de contrôle de température

-La fonction de la vanne de dérivation basse pression est de détourner la vapeur basse pression du tuyau de vapeur basse pression vers le condenseur refroidi à l'eau et de maintenir la chaudière à chaleur résiduelle en fonctionnement pendant le démarrage ou l'arrêt de la turbine ou dans d'autres états spécifiques. Le système de dérivation basse pression se compose d'une vanne d'arrêt de vapeur, d'une vanne de régulation de vapeur et d'une vanne de régulation de température. (9)



Figure I.9: vanne bypasse MP

6.2 Fonctionnement du système air comprimé compresseur :

6.2.1 Description :

Le système d'air comprimé fournit de l'air comprimé pour répondre aux exigences du système d'air de travail et du système d'air d'instrument de l'usine.

Les systèmes à air comprimé sont divisés en deux types : l'air de travail et l'air d'instrument.

L'air industriel dans les centrales électriques est utilisé pour le nettoyage et à diverses fins, tandis que l'air instrument est utilisé pour les instruments et les vannes pneumatiques.

L'air comprimé produit par le compresseur d'air principal est stocké dans des réservoirs de stockage d'air et distribué au sein de l'usine. L'air de travail est distribué directement vers le récepteur d'air principal, tandis que l'air d'instrument passe à travers un sécheur d'air pour produire de l'air d'instrument sans humidité, qui est ensuite distribué dans diverses zones de la centrale électrique.

6.2.2 Principe de fonctionnement :

L'air à comprimer pénètre dans le silencieux d'admission d'air par l'ouverture du coffret. Un silencieux d'admission d'air est un conduit recouvert d'un matériau insonorisant. L'air passe ensuite à travers un filtre à air à haute efficacité. L'air filtré entre dans la vanne de contrôle de capacité via le connecteur flexible, puis entre dans l'entrée du premier étage du compresseur.

Le premier étage du compresseur comprime l'air filtré à environ 35 PSIG (2,46 kg/cm²). L'air comprimé est évacué vers un refroidisseur intermédiaire refroidi par air où il est refroidi à environ 15 °F (8 °C) au-dessus de la température ambiante. L'air comprimé refroidi passe ensuite à travers un séparateur d'humidité pour éliminer toute humidité condensée dans le flux d'air avant d'entrer dans le deuxième étage du compresseur.

Le compresseur du deuxième étage comprime l'air intermédiaire jusqu'à la pression de fonctionnement du système réglée par le réglage de pression du PLC.

L'air comprimé chaud passe ensuite à travers le clapet anti-retour du système et le refroidisseur final refroidi par air, où il est refroidi à environ 15 °F (8 °C) au-dessus de la température de l'air ambiant. L'air comprimé quitte le post-refroidisseur et entre dans le séparateur d'humidité, où l'humidité condensée est éliminée avant que l'air ne quitte l'équipement et n'entre dans le système d'air de l'usine. La soupape de sécurité ASME est située en aval du clapet anti-retour.

Le circuit d'air comprimé est contrôlé par les dispositifs discrets suivants :

1. Pressostat d'échappement haute pression
2. Soupape de sécurité d'échappement. (10)

6.3 Fonctionnement des pompes d'alimentation en eau de la chaudière :

La fonction de la pompe à eau d'alimentation de la chaudière est de fournir de l'eau du réservoir basse pression à la section économiseur haute pression (HP) du générateur de vapeur à récupération de chaleur et via l'étage intermédiaire jusqu'à la section économiseur pression intermédiaire (IP). du générateur de vapeur. Générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG). La pompe à eau d'alimentation de la chaudière fournit également de l'eau de pulvérisation du désurchauffeur pour le système de dérivation haute pression et de l'eau de pulvérisation du désurchauffeur pour la surchauffeur haute pression.

—La pompe est conçue de telle manière qu'une seule pompe couvre toutes les conditions de fonctionnement, y compris le fonctionnement en dérivation. En fonctionnement normal, une pompe fonctionne normalement et l'autre pompe est en veille. La pompe de secours doit démarrer automatiquement lorsque la pression de l'eau d'alimentation tombe en dessous d'un

certain seuil prédéterminé ou lorsque la pompe en fonctionnement subit une panne électrique.

6.4 Fonctionnement des pompes d'extraction de condensat :

La fonction de la pompe à condensats est d'effectuer les opérations suivantes :

- Maintenir le niveau de liquide dans le puits du condenseur à un niveau normal en pompant l'eau condensée hors du puits du condenseur.
- Fournir de l'eau de condensat au dégazeur via un économiseur basse pression
- Fournir des désurchauffeurs à pulvérisation d'eau pour les systèmes de dérivation moyenne pression, les systèmes de dérivation de vapeur basse pression, les stations auxiliaires de réduction de pression de vapeur et de désurchauffe (PRDS) et autres machines auxiliaires de turbine à vapeur.
- Fournir de l'eau d'étanchéité à la vanne pour empêcher l'air de pénétrer dans le système.
- La pompe est conçue de telle manière qu'une seule pompe couvre toutes les conditions de fonctionnement, y compris le fonctionnement en dérivation.
- En fonctionnement normal, une pompe fonctionne normalement et l'autre pompe est en veille. Lorsque la pression de l'eau d'alimentation tombe en dessous d'un certain seuil prédéterminé, la pompe de secours doit démarrer automatiquement, en cas de panne électrique de la pompe en service. (11)

6.5 Fonctionnement du condenseur :

Les condenseurs à flux axial refroidis par eau remplissent la fonction de condensation de la vapeur résiduaire provenant de la turbine à vapeur et/ou des systèmes de dérivation de vapeur haute pression (HP), pression intermédiaire (IP) et basse pression (LP). Le condenseur reçoit la vapeur résiduaire de la turbine dans une direction horizontale.

Le condenseur est équipé d'une soupape à vide, d'un capteur de pression, d'un capteur de température et d'un capteur de niveau de liquide pour protéger le condenseur et la turbine.

6.6 Fonctionnement de gland Stream condenseur :

Le « condenseur de vapeur à garniture mécanique » a pour fonction de condenser la vapeur évacuée par la garniture mécanique et de récupérer l'eau condensée. Le « condenseur de vapeur à garniture mécanique » utilise l'eau de condensat provenant de la pompe d'extraction des condensats pour le refroidissement. Le "Grant Steam Condenser" est équipé de 2 ventilateurs d'extraction à 100%, un des deux extracteurs du "Grant Steam Condenser" fonctionne en continu pour éliminer les gaz du "Grant Steam Condenser" et une pompe automatique est utilisée. Effectuer le transport. Purge du « condenseur vapeur à glande » vers le condenseur. Lors de la maintenance, le « joint vapeur condenseur » s'évacue à l'atmosphère. (6)

6.7 Injecteur d'air à injection de vapeur :

- Injecteur d'air à jet de vapeur ("HOGGING") :

La fonction de l'éjecteur est d'évacuer l'air et d'autres gaz non condensables dans le condenseur lors du démarrage. (3)

- Jet d'air à jet de vapeur ("HOLDING") :

La fonction de l'éjecteur d'air à injection de vapeur est d'évacuer l'air et les autres gaz non condensables du condenseur pendant le fonctionnement normal. [3]

Fonctionnement de Chaudière auxiliaire :

La fonction de la chaudière auxiliaire est de répondre aux besoins en vapeur auxiliaire pendant le démarrage et le fonctionnement à faible charge de l'unité. Des chaudières auxiliaires fournissent de la vapeur à la turbine à vapeur scellée ainsi qu'à l'usine de dessalement. [3]

Nombre de chaudières : deux (2)

Combustible : gaz naturel et fioul

6.8 fonctionnement des pompes de circulation d'eau :

- Aspiration : La pompe aspire l'eau de mer (ou provenant d'autres sources) et la dirige vers le système de refroidissement.

- Drain : L'eau est envoyée sous pression vers un échangeur de chaleur ou un condenseur pour absorber la chaleur.

- Retour à la source : L'eau chauffée est ensuite rejetée à la mer ou refroidie dans des tours de refroidissement avant d'être réutilisée

6.9 Fonctionnement de la pompe d'alimentation pour installation de dessalement :

Aspiration de l'eau de mer :

- La pompe aspire l'eau de mer par une arrivée située en mer ou sur le littoral.

- Le système de filtration grossière (grille, tamis) élimine les gros débris et les végétations marines.

6.9.1 Prétraitement :

- L'eau de mer est envoyée dans des unités de prétraitement pour éliminer les particules fines, les sédiments et les micro-organismes (filtration, coagulation, chloration).

6.9.2 Fourniture du système de dessalement :

- Une pompe achemine l'eau prétraitée vers le système de dessalement (osmose inverse ou distillation thermique).
- En osmose inverse, une pompe haute pression est utilisée pour forcer l'eau à travers une membrane semi-perméable.

6.9.3 Rejet des concentrés :

- Ces pompes peuvent également être utilisées pour rejeter de la saumure (saumure concentrée) dans la mer, dans le respect des normes environnementales.

6.10 Fonctionnement de la pompe de refroidissement de dessalement :

6.10.1 Pompage d'eau déminéralisée :

- La pompe aspire l'eau déminéralisée du réservoir de stockage.

6.10.2 Transport vers les équipements à refroidir :

- L'eau est acheminée sous pression vers des échangeurs de chaleur, des turbines ou d'autres systèmes nécessitant un refroidissement.

6.10.3 Absorption de chaleur :

- L'eau circule dans le circuit de refroidissement, absorbe la chaleur, et est renvoyée vers l'échangeur ou le refroidisseur pour être refroidie avant d'être réutilisée.

6.10.4 Boucle fermée :

- Le système fonctionne généralement en boucle fermée pour minimiser les pertes d'eau et maintenir une qualité constante.

6.11 Fonctionnement des échangeurs de chaleurs (type a plaque) :

6.11.1 Principes de base :

Les échangeurs de chaleur à plaques transfèrent la chaleur du fluide chaud au fluide froid à travers des plaques métalliques. Le fluide circule dans des canaux alternés séparés par des plaques, permettant un échange thermique efficace.

6.11.2 Composants principaux :

- Plaque : Plaque métallique fine (inox, titane...) présentant un motif en

- relief qui augmente la surface d'échange et perturbe l'écoulement.
- Joint : Un joint en caoutchouc ou en polymère est utilisé pour sceller le canal et éviter les fuites.
 - Cadre : La structure rigide qui maintient les plaques et les joints en place.
 - Entrée et Sortie : pour l'entrée et la sortie des fluides.

6.12 Réservoirs de stockage de carburant :

Le but du réservoir de stockage de carburant est de stocker du carburant (turbine à gaz). Le fioul est utilisé comme carburant alternatif pour les turbines à gaz. (3)

6.13 Fonctionnement des réservoirs de stockage d'eau déminéralisée :

Fonctionnement des réservoirs de stockage d'eau déminéralisée sont conçus pour :

- Stockage d'eau traitée : Il stocke l'eau adoucie produite par les unités de traitement (échangeurs d'ions, osmose inverse, etc.).
- Assurer une disponibilité continue : Le réservoir fournit un volume d'eau suffisant pour répondre aux besoins de l'usine, même en cas de pointe de demande ou lorsque les unités de traitement sont en maintenance.
- Maintenir la qualité de l'eau : Les réservoirs sont souvent équipés de systèmes de surveillance pour contrôler la pureté de l'eau (conductivité, pH, etc.).

6.14 Fonctionnement du réservoir de stockage d'eau dessalée :

Le réservoir de stockage d'eau dessalée de Cap Djinet fonctionne comme suit :

6.14.1 Stockage d'eau dessalée :

- Fonction principale : Le réservoir d'eau stocke l'eau dessalée traitée pour une utilisation dans les processus d'usine.
- Capacité : Le réservoir est dimensionné pour répondre aux besoins de l'usine, avec une capacité suffisante pour couvrir les pointes de demande ou les périodes de maintenance de l'unité de dessalement.

6.14.2 Alimentation en eau dessalée :

- Source d'eau : L'eau de mer est prélevée dans la mer Méditerranée puis traitée dans une unité de dessalement (osmose inverse ou distillation thermique).
- Transfert vers réservoir : Après dessalement, l'eau est pompée vers un

réservoir.

6.14.3 Approvisionnement en eau :

- Pour les centrales électriques : L'eau dessalée est acheminée vers les circuits de refroidissement, les chaudières ou autres systèmes nécessitant une eau de haute pureté. - Gestion du débit : Les pompes et les vannes contrôlent le débit d'eau entre le réservoir et l'équipement de centrale.

6.15 Salle de commande :

6.15.1 Principales fonctions de la salle de commande :

- Surveillance en temps réel : les opérateurs surveillent en permanence les paramètres clés de l'usine (pression, température, débit, puissance, etc.) à l'aide d'écrans d'ordinateur et de tableaux de bord.
- Contrôle des équipements : La salle de contrôle vous permet de contrôler à distance les turbines à gaz, les turbines à vapeur, les générateurs, les pompes à eau, les vannes et autres équipements.
- Gestion des alarmes : En cas de dysfonctionnement ou de dépassement des seuils de sécurité, des alarmes se déclenchent pour alerter l'opérateur et permettre une intervention rapide.
- Optimisation des performances : Le système de contrôle permet d'ajuster les paramètres pour maximiser l'efficacité énergétique et minimiser les émissions de pollution.

6.15.2 Équipement de la salle de commande :

- Systèmes SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) : Ces systèmes informatiques collectent et analysent les données en temps réel pour fournir une vue d'ensemble opérationnelle.
- Station de Contrôle : Chaque opérateur dispose d'un poste de travail équipé d'un écran, d'un clavier et d'une souris pour interagir avec le système de contrôle.
- Tableaux de bord : Ils affichent des informations de base sous forme de graphiques, de courbes et d'indicateurs visuels.
- Système de sécurité : Des dispositifs de sécurité intégrés permettent l'arrêt automatique de l'équipement en cas de danger (surchauffe, surpression, etc...). (12)

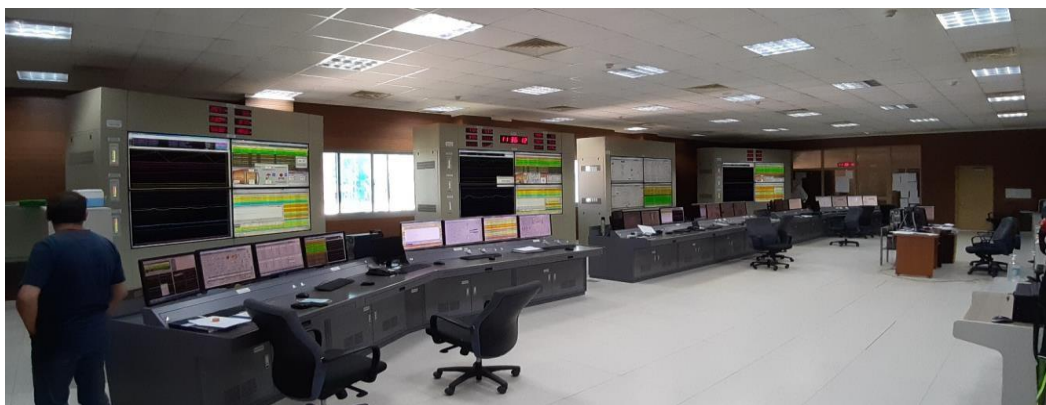


Figure1.10 : salle de commande

Chapitre 2 : Étude énergétique de la Centrale thermique à cycle combiné de RAS DJINET CC

2 Description générale du cycle combiné :

2.1 Démarrage de la centrale:

2.1.1 Démarrage à chaud :

- S'assurer que l'huile de lubrification est à la température de fonctionnement.
- Lancer la turbine à gaz (TG) en injectant l'air et le carburant, puis en procédant à l'allumage.
- Accélération progressive jusqu'à la vitesse nominale (RPM nominal).
- Synchronisation de la fréquence et de la tension avec le réseau électrique.

2.1.1.1 Transfert thermique vers la chaudière de récupération (HRSG) :

- La vapeur est générée dans le HRSG grâce aux gaz d'échappement chauds.
- La vapeur est dirigée vers la turbine à vapeur (TS).

2.1.1.2 Démarrage de la turbine à vapeur (TS) :

- Attendre que la pression et la température de la vapeur atteignent les valeurs requises.
- Ouverture des vannes principales et démarrage progressif de la TS.
- Synchronisation de la TS avec le réseau.

2.1.1.3 Passage en régime nominal (Full Load) :

- Augmentation progressive de la charge.
- Surveillance de la stabilité des pressions et des températures dans le système.

2.1.2 Démarrage à froid (Démarrage à froid) :

- Montée en température progressive des équipements : huile, eau de refroidissement, corps de la turbine.
- Utilisation éventuelle de vapeur à basse pression ou de réchauffeurs électriques.
- Démarrage du TG et du HRSG similaire au mode "à chaud", mais avec un suivi plus rigoureux pour éviter les chocs thermiques.
- Démarrage de la TS une fois que les conditions de vapeur sont atteintes.

2.1.3 Remarques importantes :

- Le système s'appuie fortement sur les systèmes de contrôle automatisés (T3000).

- De nombreux systèmes de protection doivent être activés et surveillés.
- La durée de démarrage “à froid” est significativement plus longue que celle “à chaud” (ex : 30 minutes vs 4–6 heures).
- Le démarrage à froid impose plus de contraintes thermiques sur les équipements.

Remarques	Temps écoulé depuis l'arrêt Précédent	Quand est-il utilisé ?	Type de démarrage
Le système n'est pas complètement refroidi → démarrage plus rapide	Moins de 8 heures	Lorsque l'unité a été arrêtée pendant une courte durée	Démarrage à chaud
Nécessite un réchauffement progressif et un contrôle précis des paramètres	Plus de 8 à 12 heures	Après un long arrêt ou suite à une opération de maintenance	Démarrage à froid

2.2 Les Types de Variation de Charge dans un Groupe à Cycle Combiné

Une centrale peut être appelée à modifier sa production en fonction des besoins du réseau électrique. Ces changements sont appelés **variations de charge**, et ils se déclinent en plusieurs types :

2.2.1 Variation en rampe (rampée / progressive)

2.2.1.1 Définition :

C'est une augmentation ou diminution **progressive et contrôlée** de la charge, à une vitesse définie, souvent exprimée en MW/minute.

2.2.1.2 Exemple :

- Le dispatching demande +10 MW toutes les minutes pendant 5 minutes.
- La centrale augmente la charge selon cette pente (ex. : +10 MW/min).

2.2.1.3 Avantages :

- Permet un **meilleur contrôle thermique** du HRSG et de la TS.
- Réduit les **contraintes mécaniques et thermiques**.

2.2.1.4 Temps de réponse :

- Suivi continu : réponse quasi immédiate selon la pente imposée.

2.2.2 Variation en échelon (step load change)

2.2.2.1 Définition :

Une modification brusque et instantanée de la charge (par exemple, +20 MW d'un coup).

2.2.2.2 Exemple :

- Perte d'un autre groupe → le groupe à cycle combiné doit compenser instantanément.

2.2.2.3 Effets :

- Sollicite fortement la turbine à gaz.
- Risque de déséquilibre transitoire dans la production de vapeur et pression TS.
- Peut générer des alarmes dans le T3000 si les rampes max sont dépassées.

2.2.2.4 Temps de réponse :

- TG : <10 secondes
- TS : décalage de 30 à 60 secondes (car dépend de la vapeur)

2.2.3 Cycle de charge / Modulation continue

2.2.3.1 Définition :

Variation cyclique de la charge dans le cadre du suivi de charge (load following) : le groupe s'adapte en temps réel aux fluctuations de la demande réseau.

2.2.3.2 Caractéristiques :

- S'applique souvent dans les heures de pointe.
- Le groupe suit une courbe de charge dynamique.

2.2.3.3 Effet sur les équipements :

- Fatigue thermique sur la chaudière HRSG
- Sollicitation plus élevée des vannes et automatismes
- Surveillance continue nécessaire via T3000

2.2.4 Variation d'arrêt / Réduction rapide (Load Shedding)

2.2.4.1 Définition :

Réduction urgente ou arrêt partiel/complet de la charge, souvent suite à une alarme, une baisse de fréquence ou une surcharge du réseau.

2.2.4.2 Effet immédiat :

- Risque de condensation de vapeur si la TV n'est pas correctement purgée.

Besoin de dévier la vapeur via des by-pass HRSG (3)

2.3 Principe de fonctionnement :

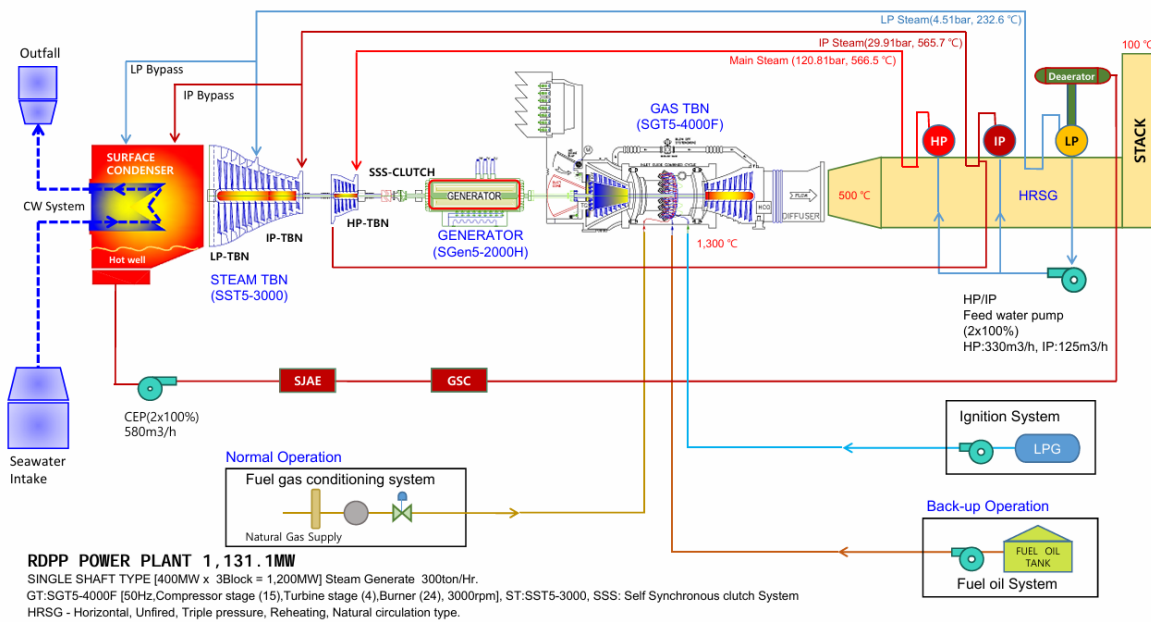


Figure 2.2 : schéma principe fonctionnement cycle combiné

Les centrales thermiques combinées gaz-vapeur utilisent la chaleur résiduelle de la combustion du gaz naturel pour produire de la vapeur, générant ainsi une électricité plus efficace. Le fonctionnement se décompose en plusieurs étapes.

Tout d'abord, le gaz naturel est introduit dans une chambre de combustion et brûle à très haute température. La combustion produit des gaz de combustion en expansion qui entraînent une turbine à gaz et convertissent l'énergie thermique en énergie mécanique. Cette turbine est reliée à un générateur qui produit la première partie de l'électricité. Cependant, les gaz d'échappement de la première étape sont encore très chauds (500-600 °C) et contiennent encore beaucoup d'énergie thermique. Au lieu de rejeter ces gaz chauds directement dans l'atmosphère, ils sont envoyés vers un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC). Cette unité capte l'énergie thermique restante, chauffe l'eau et la convertit en vapeur sous pression. Cette vapeur est ensuite envoyée vers une turbine à vapeur, qui tourne sous pression et entraîne un second générateur, produisant ainsi de l'électricité supplémentaire. À la sortie de la turbine, la vapeur est finalement refroidie dans un condenseur et convertie en eau liquide. Cette eau est ensuite renvoyée dans la boucle pour être réchauffée, assurant ainsi un cycle continu de production d'énergie.

2.4 Description fonctionnelle de la turbine à gaz :

2.4.1 Section compresseur :

En général, l'air d'admission est comprimé par étages par une série d'aubes rotatives et fixes en forme de profil aérodynamique. Les aubes rotatives (rotor) fournissent la force nécessaire pour augmenter la vitesse de l'air à chaque étage, tandis que les aubes fixes (stator) convertissent l'énergie de vitesse en énergie de pression et guident l'air vers l'entrée de l'étage rotor suivant. Les aubes du rotor du compresseur sont fixées à des roues entraînées par l'arbre de la turbine à gaz.

L'air comprimé refoulé par le compresseur est dirigé vers le système de combustion.

Une grande partie de l'air comprimé (environ 80 %) est utilisée comme air de combustion dans la turbine.

Une partie de l'air comprimé (environ 5 %) est extraite des différents étages du compresseur et utilisée pour les accessoires de la turbine à gaz (refroidissement des aubes de turbine, étanchéité des paliers, etc.). (14)

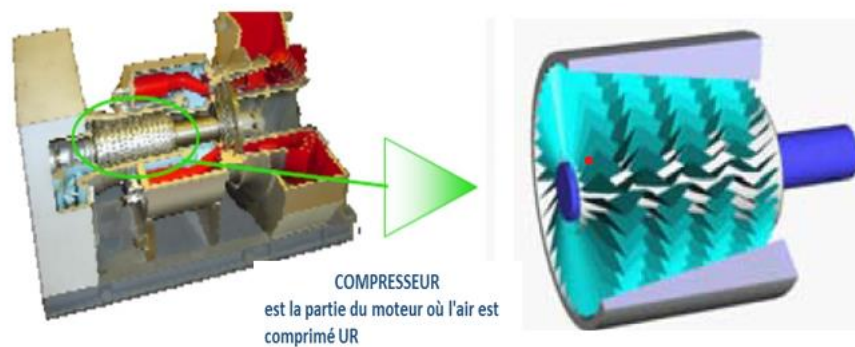


Figure 2.3 : section compresseur

2.4.1.1 Les principaux composants d'un compresseur :

- Rotor
- Aubes du compresseur
- Stator du compresseur
- Ailettes du compresseur
- Mécanisme d'actionnement des ailettes du compresseur
- Diffuseur de sortie du compresseur

2.4.1.1.1 Rotor :

Le rotor porte les aubes du compresseur à 15 étages et les aubes de la turbine à 4 étages. Il convertit l'énergie cinétique en énergie de pression dans le compresseur et en couple dans la turbine.

Le couple excédentaire est transmis par la bride d'accouplement côté compresseur pour entraîner un générateur.

Le rotor comprend l'arbre creux avant, quinze disques de roue de compresseur, trois disques de couple, quatre disques de roue de turbine, l'arbre creux arrière, le tirant central, les ressorts tronconiques et l'écrou du tirant. Les arbres creux et les disques sont maintenus ensemble par le tirant et l'écrou du tirant.

Le rotor est monté sur des paliers à chaque extrémité. Il tourne dans le palier lisse situé sur la plus petite surface du corps de l'arbre creux avant.

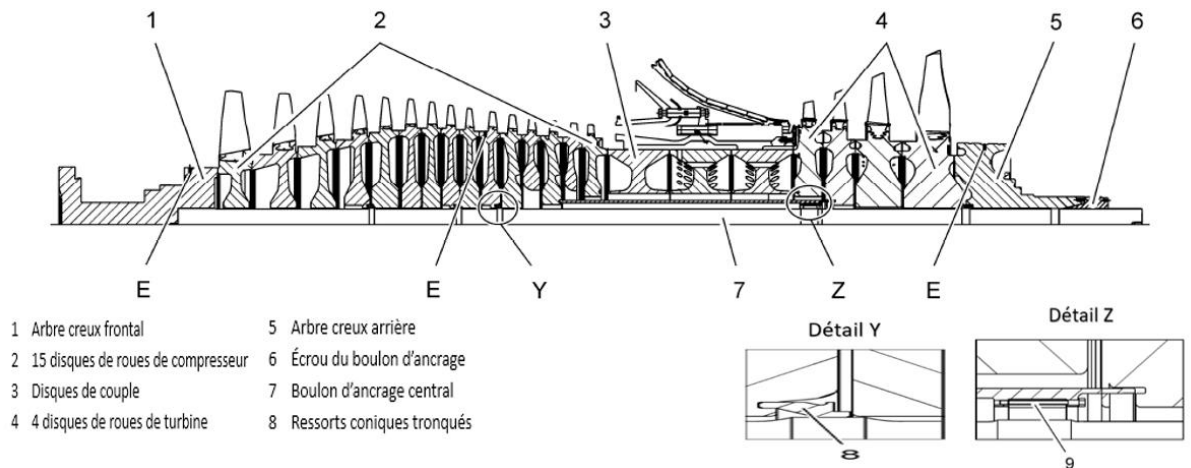


Figure 2.4 : Disposition de Rotor

2.4.1.1.2 Aubes du compresseur :

Les aubes du compresseur convertissent l'énergie mécanique en énergie cinétique dans les aubes mobiles et l'énergie cinétique en énergie de pression de l'air comprimé dans les aubes fixes et contribuent ainsi, avec les aubes, à l'augmentation de la pression.

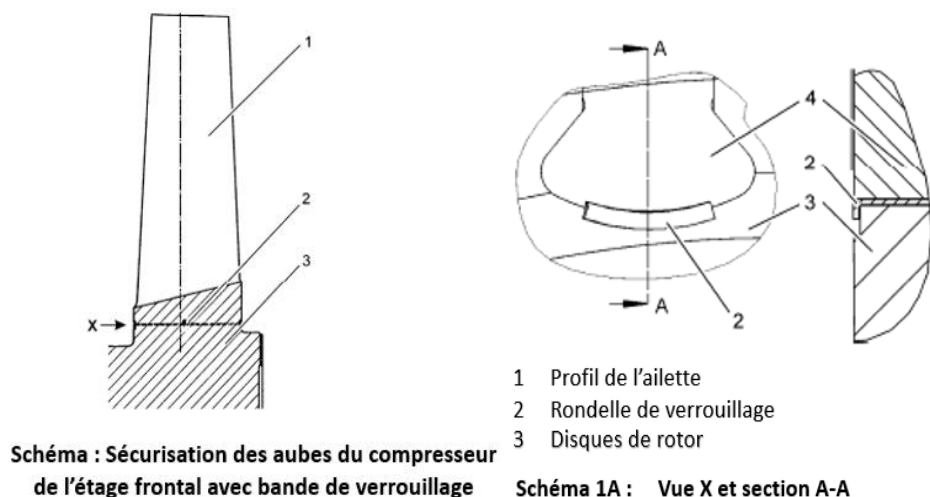


Figure 2.5 : Aubes du compresseur

2.4.1.1.3 Stator du compresseur :

Le stator assure la fixation des bagues d'aubes et des aubes individuelles, et transmet les forces de réaction du flux et de la pression au carter extérieur. Les aubes directrices d'admission à calage variable de la rangée 0 permettent de moduler le débit massique d'air d'admission. Cela améliore le rendement à charge partielle du cycle combiné. Le stator du compresseur est divisé en deux porte-aubes. Le porte-aube 1 (pièce 2) est monté rigidement entre le carter de palier du compresseur (pièce 1) et la section du carter extérieur 2 (pièce 6), formant ainsi une section du carter extérieur. Le porte-aube 2 est suspendu au carter extérieur 2 afin de compenser la dilatation thermique, comme illustré ci-dessous.

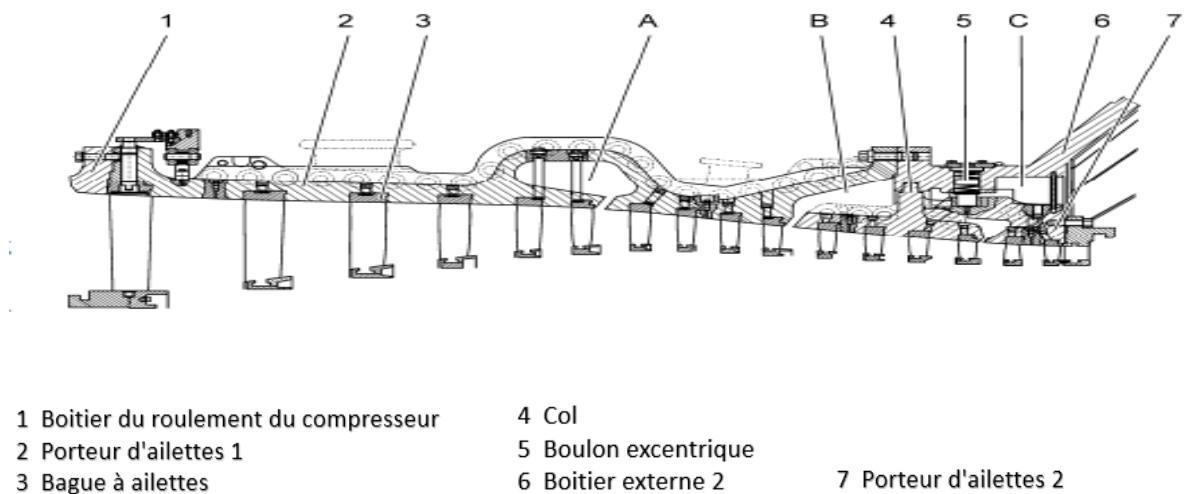


Figure 2.6 : Stator du compresseur

2.4.1.1.4 Aubes directrices d'admission à calage variable (IGV) :

Les aubes directrices d'admission du compresseur dévient le flux d'air dans le sens inverse de rotation du rotor, compensant ainsi une partie de l'augmentation de pression. Les aubes directrices d'admission à calage variable de la rangée 0 permettent de réduire le débit massique d'air d'admission. Ainsi, le rendement à charge partielle des centrales à cycle combiné est amélioré. Les aubes, ainsi que la bague extérieure et la bague intérieure fendue, constituent la couronne d'aubes. Les aubes directrices d'admission à calage variable sont dotées d'axes de pivotement à chaque extrémité et sont supportées par une bague extérieure et une bague intérieure. Pour plus de clarté, veuillez consulter la section « Aubes directrices d'admission à calage variable » ci-dessous. (15)

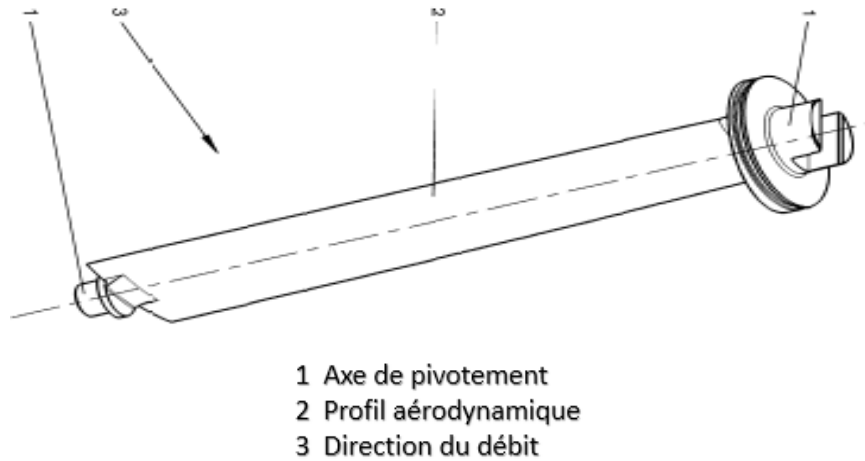
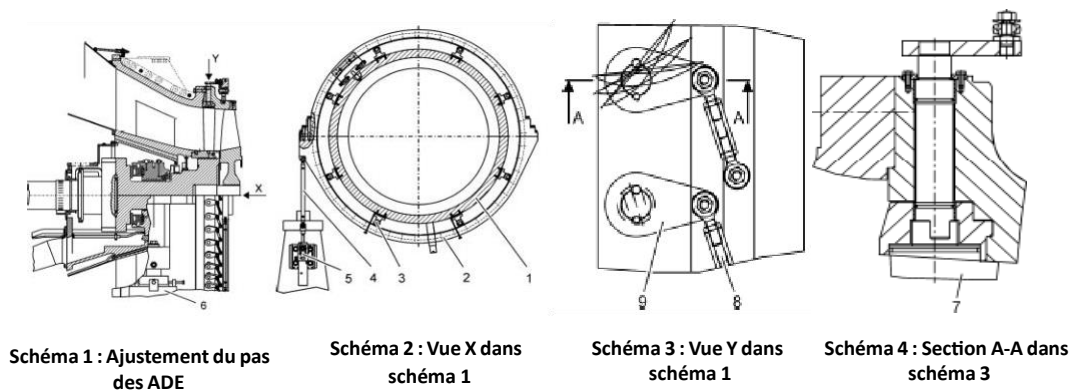


Figure 2.7 : aube directrice

2.2.1.1.5 Mécanisme d'actionnement des aubes du compresseur :

Le débit d'air à travers la turbine à gaz est régulé en ajustant le pas des aubes directrices d'entrée du compresseur. Quand les ailettes sont ouvertes, le débit d'air à travers la turbine à gaz augmente, quand elles sont fermées, il baisse. Ceci permet de maintenir une température d'échappement de la turbine constamment corrigée sur une plage de charge limitée. Par conséquent, l'efficacité à charge partielle des centrales à cycle combiné est améliorée. (15)



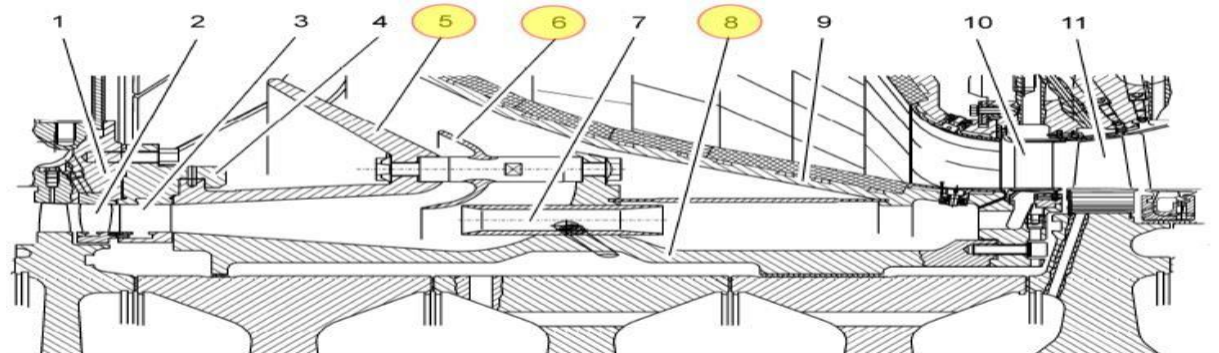
1 Porteur d'aubes stationnaires
2 Anneau de réglage
3 Roulement
4 Tige-poussoir
5 Actionneur hydraulique

6 Support du compresseur
7 Aubes directrices d'entrée du compresseur
8 Tige-poussoir
9 Levier

Figure 2.8 : aubes du compresseur

2.4.1.1.5 Diffuseur de sortie du compresseur :

Le diffuseur de sortie du compresseur réduit la vitesse du flux en aval de l'aubage du compresseur. Ceci résulte dans la transformation hautement efficace de l'énergie cinétique de l'air comprimé en pression statique. Les aubes directrices de sortie immédiatement en amont du diffuseur du compresseur préviennent la turbulence excessive lorsque l'air sort de aubes du compresseur. Le diffuseur annulaire est un montage se composant de trois pièces différentes. Elles incluent le diffuseur de sortie, les éléments déflecteurs et la coque de protection (pièce no. 5, 6 et 8).



- | | |
|--|--|
| 1 Porteur d'ailettes du compresseur 2 | 7 Ligne de guidage de l'air de refroidissement |
| 2 Aubage du compresseur | 8 Coque de protection |
| 3 Aubes directrices de sortie du compresseur | 9 Moyeu de la chambre de combustion annulaire |
| 4 Bague à aubes directrices de sortie du compresseur | 10 Rangée 1 des ailettes du compresseur |
| 5 Diffuseur de sortie | 11 Rangée 1 des aubes mobiles de la turbine |
| 6 Élément déflecteur de débit | |

Figure 2.9 : diffuseur de sortie du compresseur

2.4.1.2 Système de combustion :

L'apport de chaleur au cycle de Baryton de la turbine à gaz est assuré par une chambre de combustion. La chambre de combustion reçoit l'air provenant du compresseur et l'achemine vers la turbine après en avoir élevé la température (en principe, sans perte de pression).

Les produits de combustion sont ensuite mélangés avec l'air restant pour atteindre une température d'admission en turbine appropriée.

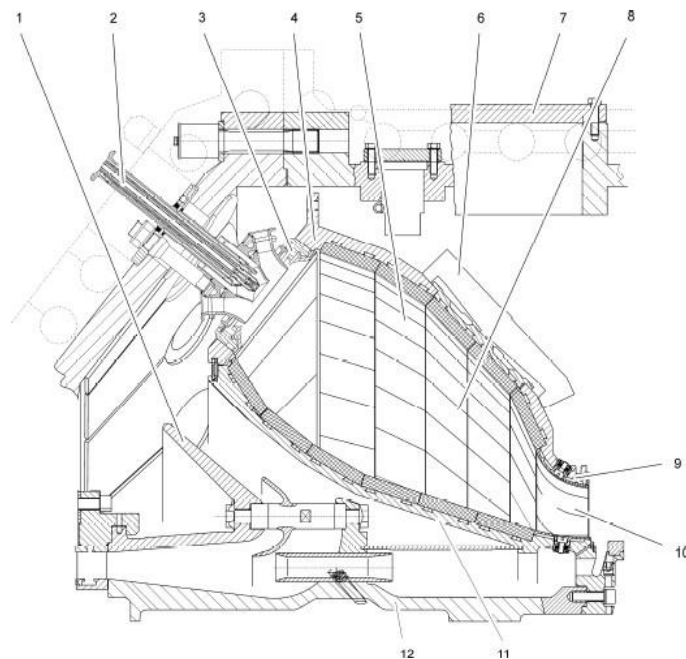
Le système de combustion de cette turbine à gaz est composé des éléments suivants :

Des brûleurs à combustion sèche et à faible production de NOX pour un fonctionnement à basse émission polluante avec des combustibles gazeux et liquides.

Un profil de sortie de chambre de combustion homogène pour minimiser les contraintes thermiques et mécaniques de la turbine.

Une chambre de combustion annulaire avec des boucliers thermiques individuellement remplaçables pour un entretien facile et une interruption réduite, ce qui entraîne une plus grande disponibilité.

La chambre de combustion est présentée dans la diapositive suivante.



- | | |
|---|---|
| 1 Diffuseur | 7 Enveloppe externe de la chambre de combustion |
| 2 Brûleur hybride | 8 Foyer |
| 3 Embout du brûleur | 9 Coque d'admission à la turbine |
| 4 Coque externe de la chambre de combustion | 10 Sortie de la chambre de combustion |
| 5 Bouclier thermique céramique | 11 Moyeu de la chambre de combustion |
| 6 Trou d'homme | 12 Protection d'arbre |

Figure2.10 : chambre de la combustion

La chambre de combustion annulaire est située entre le compresseur et la turbine. En amont de l'entrée de la chambre de combustion, le flux d'air comprimé et chauffé dans le compresseur est divisé :

Une partie s'écoule directement vers la turbine où elle sert à refroidir les ailettes et les aubes.

L'autre partie pénètre dans l'espace annulaire entre l'enveloppe extérieure et de la chambre de combustion et la chambre de combustion elle-même et s'écoule autour de la coque externe de la chambre de combustion et " combustion hub".

Une partie de ce flux d'air traverse les alésages d'air de refroidissement de la coque externe de la chambre de combustion et de la plaque tournante de la chambre de combustion, s'écoulant directement dans la chambre de combustion tandis que la majeure partie de l'air est introduite dans la zone de combustion par le biais des brûleurs hybride.

Il y a 24 brûleurs hybrides uniformément répartis sur la circonférence. Ici, l'air est mélangé au combustible de sorte qu'une flamme stable puisse se former dans la zone de combustion. La courte distance entre deux brûleurs hybrides adjacents assure une répartition uniforme de la température à la sortie de la chambre de combustion.

La conversion de l'énergie chimiquement liée du combustible entraîne l'augmentation du volume des gaz de combustion dans la chambre de combustion. La turbine est alimentée en gaz de combustion sous haute pression. À l'intérieur de celle-ci, le gradient de pression diminue à mesure que l'énergie interne est convertie en énergie cinétique.

La chaleur libérée par la combustion entraîne de fortes charges thermiques sur des pièces internes de la chambre de combustion. Par conséquent, ces éléments doivent être refroidis de manière appropriée ou protégés par des moyens appropriés.

Par rapport aux autres configurations, une chambre de combustion annulaire à brûleur hybride a une proportion favorable de surface à refroidir par rapport au volume. Il en résulte une faible consommation d'air de refroidissement.

En outre, la conception compacte assure une combustion optimale avec de faibles émissions de polluants et une répartition uniforme de la température sur la circonférence. Elle est également avantageuse en termes de transport et de conception de l'isolation et du système de canalisations de combustible.

Le système de combustion est conçu aussi bien pour le gaz combustible que pour le mazout pour une charge intégrale de la turbine à gaz.

La chambre de combustion annulaire est composée d'une FOYER conique à rotation symétrique (8) dont la section transversale diminue vers la sortie de la chambre de combustion (10).

Le brûleur hybride des turbines à gaz SIEMENS a été développé pour les gaz combustibles naturels et le mazout. Ce brûleur est composé de divers éléments et est équipé de systèmes d'injection séparés pour chaque type de combustible et chaque mode de fonctionnement. Le brûleur hybride combine les avantages de la combustion de diffusion et ceux de la combustion de prémélange.

Avec la combustion de diffusion, le combustible et l'air de combustion sont mélangés dans la chambre de combustion de manière à y créer une réaction et à réunir les conditions d'une combustion très stable. Ce type de combustion est particulièrement bien adapté aux phases de l'état non stable telles que l'allumage, l'accélération à la vitesse nominale, ou les rejets de charge parce qu'une grande stabilité de flamme empêche l'extinction des flammes du brûleur. Cependant, des zones stœchiométriques se forment dans la zone de mélange ; la température de la flamme y est très élevée et cela entraîne d'importantes émissions d'oxydes d'azote.

Ces zones à mélanges stœchiométriques peuvent être complètement éliminées si le combustible et l'air qui participent à la réaction sont mélangés de façon homogène avant d'entrer dans la zone de réaction. La combustion de prémélange est caractérisée par cette séparation du processus de mélange (et, dans le cas du mazout, du processus d'évaporation) de la réaction de combustion.

Par rapport à celle des brûleurs à diffusion, la plage de fonctionnement des brûleurs à prémélange est généralement limitée. Cependant, ces inconvénients peuvent être compensés par l'utilisation d'un concept spécial de commande en boucle ouverte et fermée. Cela permet de faire fonctionner simultanément tous les brûleurs et d'obtenir d'extrêmement basses émissions de polluants (oxydes d'azote et monoxyde de carbone) sur une large plage de sortie.

Les flammes de la turbine à gaz sont directement allumées à l'aide du brûleur de gaz pilote en mode pré-mélangé. Le brûleur à prémélange est déjà activé au cours de l'accélération de la machine jusqu'à la vitesse nominale. À l'exception du mélange de gaz d'allumage via le brûleur de gaz pilote en mode pré- mélangé, le fonctionnement au mazout n'est pas affecté.

Le « brûleur hybride à deux étages à brûleur de gaz pilote en mode pré- mélangé » est schématiquement représenté sur la diapositive suivante.

La conception mécanique du brûleur hybride a une configuration modulaire. Chaque composant peut être remplacé indépendamment des autres.

Les deux principaux éléments nécessaires au fonctionnement avec du gaz combustible et du mazout sont :

- Le brûleur à prémélange
- Le brûleur à mazout

Le « brûleur hybride à deux étages » est doté des caractéristiques de conception mécanique suivantes :

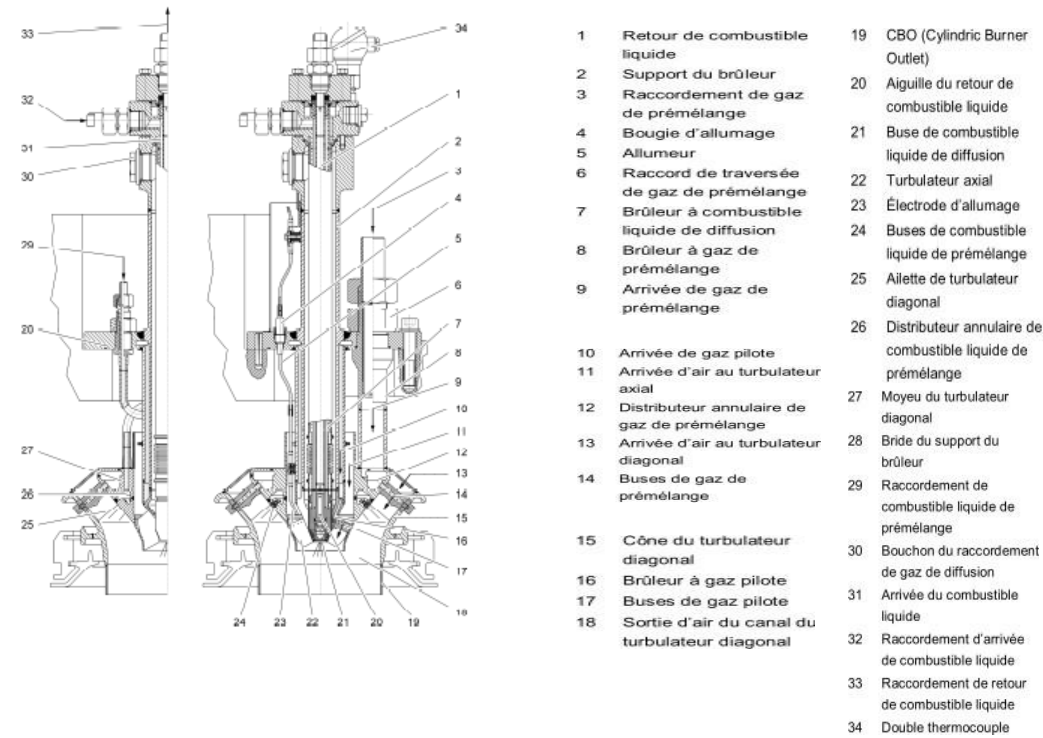


Figure 2.11 : *bruleur hybride*

Le bouchon du raccordement de gaz de diffusion (30) sur le support du brûleur (2) est fermé par un bouchon.

Du Gaz pilote est injecté via les Buses de gaz pilote (17) dans les aubes du générateur de tabulateur axial (22).

Approvisionnement en air

Divers passages sont intégrés au brûleur hybride pour l'approvisionnement en air et en combustible. L'air s'écoulant dans le brûleur est tourbillonné pour augmenter la stabilité de la flamme. À cette fin, le brûleur hybride est équipé de deux générateurs de turbulence.

La plus grande partie de l'air de combustion est fournie au arrivée d'air au tabulateur diagonale (13) via des passages d'air. Le distributeur annulaire de combustible liquide de prémélange (25) qui sont inclinées selon un angle défini pour tourbillonner l'air fourni. Le reste de l'air de combustion est fourni au arrivée d'air au tabulateur axial (11). Le tabulateur axial possède des aubes (22) qui sont inclinées selon un angle défini pour tourbillonner l'air fourni. Le sens de ces deux flux d'air est identique. Par conséquent, ils mélange à la sortie du brûleur, puis entrent dans la chambre de combustion comme un seul flux.

2.4.1.3 Brûleur à gaz combustible

Le brûleur est équipé de deux tuyaux distincts d'alimentation en combustible et de brûleurs lui permettant de fonctionner avec du mazout :

- Le brûleur à gaz pré-mélangé (8)
- Le brûleur de gaz pilote (16)

La turbine à gaz est allumée et accélérée à l'aide du brûleur de gaz pilote en mode pré-mélangé. Puis l'écoulement de combustible vers le brûleur à gaz pré-mélangé est activé pour garantir une combustion à faibles émissions sous charge partielle et charge de base. Le brûleur de gaz pilote stabilise la combustion du prémélange et étend la plage globale de fonctionnement.

2.4.1.4 Brûleur de gaz pilote

Le brûleur de gaz pilote (16) est un élément du support du brûleur central (2).

Il est bridé depuis l'extérieur sur l'enveloppe extérieure de la turbine à gaz à l'aide de la bride du support du brûleur (28).

Dans le cas du « brûleur hybride à deux étages à brûleur de gaz pilote en mode pré-mélangé », le raccordement de gaz de diffusion (30) est doté d'un bouchon. Le tuyau d'alimentation en gaz de diffusion et les injecteurs de gaz de diffusion qui se trouvent dans le générateur de tabulateur axiale (22) sont toujours des éléments du support du brûleur, bien qu'aucun flux ne les traverse.

Le brûleur à diffusion de mazout (7) est situé au centre du support de brûleur. Ce brûleur est bridé sur l'extrémité en aval du support du brûleur (2).

Le gaz pilote est fourni via le raccordement correspondant sur la bride du support du brûleur (28). Le gaz pilote est envoyé aux buses de gaz pilote (17) via le tuyau arrivée de gaz pilote (10) ; ces injecteurs sont situés dans les aubes du générateur de tabulateur axial (22).

L'allumeur (5) est fixé à la périphérie du support du brûleur (2). Deux bougie d'allumage (4) sont montées dans la pénétration à travers la bride de support du brûleur (28). Les pointes des électrodes d'allumage (23) sont placées de telle sorte que l'arc électrique qui se forme entre elles enflamme le mélange air/combustible près des buses de gaz pilote en mode pré-mélangé (17).

2.4.1.5 Brûleur à gaz pré-mélangé

Le brûleur à gaz pré-mélangé est composé d'un moyeu du turbulateur diagonal (27) à anneaux de distribution de combustible intégrés pour le gaz pré-mélangé (12) et le mazout pré-mélangé (26), du cône du générateur de turbulateur diagonale (15), et des aubes du générateur de turbulence diagonale (25). Ces trois parties forment la limite de la sortie d'air du canal du turbulateur diagonal (18).

Le gaz pré-mélangé est fourni via le raccordement de gaz pré-mélangé (3) dans le raccord de tête de four pour gaz pré-mélangé (6) dans la bride de support du brûleur (28), . Cette dernière maintient le brûleur à prémélange en place. Le brûleur à prémélange est installé via la zone de flammes de la chambre de combustion.

Le gaz pré-mélangé est fourni via le tuyau arrivée de gaz de prémélange (9) à l'anneau de distribution du gaz pré-mélangé (12) et uniformément distribué aux aubes du générateur de turbulateur diagonale (25).

Là, le gaz pré-mélangé sort des buses de gaz pré-mélangé (14) et se mélange au flux d'air dans la gorge du générateur de turbulateur diagonal (18) de telle manière que le combustible et l'air puisse se mélanger de façon homogène en amont du CBO (19) qui est une extension de la sortie du brûleur..

2.4.1.6 Brûleur à mazout :

Le brûleur est équipé de deux tuyaux distincts d'alimentation en combustible pour le fonctionnement au mazout.

Le brûleur central à diffusion de mazout et les injecteurs de mazout pré- mélangé dans la gorge du générateur de turbulateur diagonale.

Les injecteurs de mazout ont pour but de pulvériser le combustible liquide dans toutes les conditions d'exploitation de telle manière que les gouttelettes de combustible s'évaporent rapidement et puissent créer une flamme stable à faible émission.

2.4.1.7 Brûleur à diffusion de mazout :

Le brûleur à diffusion de mazout est un pulvérisateur de type générateur de turbulateur qui fonctionne selon le principe de la chambre de mise en rotation.

Le flux de mazout injecté dans la chambre de combustion est intensément agités lorsqu'il traverse la chambre de mise en rotation ; cela crée un spectre en cône creux de gouttelettes de mazout très fines à la sortie de l'injecteur de diffusion de mazout.

2.4.1.8 Brûleur à prémélange de mazout

Le brûleur à prémélange de mazout est intégré au brûleur à prémélange.

Le mazout est fourni via le raccordement de mazout pré-mélangé dans la bride de support du brûleur et via le tuyau d'alimentation en mazout pré- mélangé au moyeu.

Le brûleur à mazout pré-mélangé pulvérise le combustible en se servant de la pression. En mode Mazout pré-mélangé, le mazout est pulvérisé en motif très serré. Pour stabiliser la flamme du mazout pré-mélangé, une petite flamme de diffusion de mazout pilote brûle également en permanence ; cette flamme est contrôlée par le brûleur à diffusion de mazout.

2.4.2 Utilisation du gaz combustible :

2.4.2.1 Démarrage gaz combustible

Pendant le démarrage de la turbine à gaz, la chambre de combustion est alimentée en gaz combustible par le brûleur de gaz pilote en mode pré- mélangé (16). Le gaz combustible est alimenté par les buses de gaz pilote (17) dans le turbulateur axial (22). Le gaz combustible est mélangé à l'air de combustion dans la zone de combustion. Un arc électrique généré à l'extrémité des électrodes d'allumage (23) sert à enflammer le gaz pilote pré-mélangé. Pour un allumage fiable, l'arc d'allumage est conservé tout au long de la phase d'allumage. Après l'allumage, les allumeurs sont désactivés.

2.4.2.2 Mode de prémélange de gaz :

- ❖ Le passage au mode de prémélange s'effectue avant que la vitesse nominale soit atteinte. Pour ce faire, le combustible est fourni via les injecteurs de gaz pré-mélangé (14) et les injecteurs de gaz pilote (17). En mode de fonctionnement au gaz pré-mélangé, le gaz se déverse dans l'air de combustion via les injecteurs de gaz pré-mélangé (14) des ailettes du générateur de turbulence diagonal (25) et se mélange à l'air de combustion tout en s'écoulant vers la zone de combustion à travers la gorge du générateur de turbulence diagonal (18).
- ❖ Le mode de prémélange est davantage stabilisé par la flamme du gaz pilote, ce qui permet d'étendre la plage de fonctionnement admissible. Le mode de prémélange garantit qu'une combustion à faible pollution, c.-à-d. avec de faibles émissions de NOX et de CO, peut se produire sur une large plage de sortie allant jusqu'à la charge de base de la turbine à gaz.

2.4.3 Utilisation de mazout :

Rejet de charge pendant le fonctionnement au gaz combustible. En cas de rejet de charge, l'alimentation en gaz du prémélange au brûleur à prémélange est interrompue pour éteindre les flammes du prémélange. Dans le même temps, le débit constant de carburant est toujours stable.

2.4.3.1 Démarrage au mazout et fonctionnement en mode de diffusion de mazout

Il est impossible de démarrer directement la turbine à gaz avec du mazout. Pour cette raison, du propane ou du gaz naturel est utilisé comme combustible auxiliaire.

Le combustible auxiliaire est mélangé par le brûleur de gaz pilote en mode pré-mélangé (16). Le combustible auxiliaire est fourni via les injecteurs de gaz pilote (17) du générateur de turbulence axial (22) ; à la sortie de ces injecteurs dans la zone de combustion, il se mélange à l'air de combustion.

Un arc électrique généré à l'extrémité des électrodes d'allumage (23) sert à enflammer le combustible auxiliaire. Pour garantir un allumage fiable, l'arc d'allumage est préservé tout au long de la phase d'allumage. Après l'allumage, les allumeurs sont désactivés. Ensuite, le mazout est fourni via les brûleurs à diffusion de mazout. Une fois le mazout enflammé, l'alimentation en combustible auxiliaire est interrompue avant que la vitesse nominale ne soit atteinte. La charge de la turbine à gaz est accrue en mode de diffusion de mazout.

2.4.3.2 Mode de prémélange de mazout :

Dès que les conditions garantissant la combustion complète sont réunies, le passage du mode de diffusion au mode de prémélange est effectué. Cela implique le passage de l'écoulement principal de combustible du brûleur à diffusion de mazout (7) aux injecteurs de mazout pré-mélangé (24).

En mode de prémélange de mazout, le mazout est ajouté à l'air de combustion via les injecteurs de mazout pré-mélangé (24) du générateur de turbulence diagonal (27) et se mélange à l'air de combustion tout en s'écoulant vers la zone de combustion à travers la gorge du générateur de turbulence diagonal (18). Le mode de prémélange est davantage stabilisé par la flamme pilote de diffusion de mazout, ce qui permet d'étendre la plage de fonctionnement admissible. Le mode de prémélange garantit qu'une combustion à faible pollution, c.-à-d. avec de faibles émissions de NOX et de CO, peut se produire sur une large plage de sortie allant jusqu'à la charge de base de la turbine à gaz.

Rejet de la charge pendant le fonctionnement de mazout

En cas de rejet de charge, l'alimentation du brûleur en mazout pré-mélangé est interrompue pour éteindre les flammes de prémélange. Dans le même temps, le débit massique du brûleur à diffusion de mazout est augmenté jusqu'à la vitesse à laquelle les conditions de stabilité de la flamme sont encore assurées.

2.4.4 Section turbine :

2.4.4.1 Turbine axiale multi-étage

L'action des gaz de combustion chauds pressurisés qui se développent à travers la section turbine convertissent l'énergie des gaz chauds en travail mécanique.

Les gaz d'échappement chauds sont développés à travers la turbine en étages par une série d'aubes sous forme de voilure stationnaire et rotative. Alors que les gaz à haute énergie se développent à travers les aubes stationnaires (buses), une partie de l'énergie thermique est convertie en énergie cinétique.

L'énergie cinétique est ensuite transférée vers les aubes rotatives (aubes de turbines) et convertie en travail.

Les turbines à gaz de la chambre de combustion annulaire AG Siemens sont des machines mono-arbre d'une conception mono-boîtier. Elles sont convenables pour actionner les Générateurs des centrales électriques sous charge de base, charge partielle et sous charge De pointe à des vitesses constantes. Ils sont convenables pour l'exploitation aux carburants liquides ou gazeux.

Une caractéristique d'une turbine à gaz mono-arbre à boîtier simple est le rotor commun partagé par le compresseur et la turbine. Elle est supportée dans deux paliers qui se situent en dehors de la région pressurisée. Ceci fournit la base pour assurer un alignement correct et stable et donc un fonctionnement harmonieux.

La pression retenant enveloppe extérieure qui est aussi commun au compresseur et à la turbine, inclut trois sections de boîtier entre le palier entre le boîtier de palier du Compresseur et le boîtier de roulement de la turbine.

2.4.4.2 Les principaux composants de la turbine axiale multi-étagée :

- Aubes de turbine (Aubes rotatives) Stator de turbine
- Ailettes de turbine (Aubes stationnaires) Boîtier
- Diffuseur de gaz d'échappement

2.4.4.2.1 Aubes de turbine

Les aubes de la turbine convertissent l'énergie thermique du gaz chaud en énergie mécanique.

2.4.4.2.2 Principe de fonctionnement :-

Les aubes incluent le profil aérodynamique (partie-1), la plateforme (partie-2) et du pied de pale (partie-3). Son apparence ressemble à celle de l'aile d'un avion. La largeur de la section transversale d'un profil aérodynamique baisse du pied vers la pointe. Les profils aérodynamiques sont torsadés pour permettre la variation des vitesses circonférentielles du pied vers la pointe. Se référer au schéma suivant.

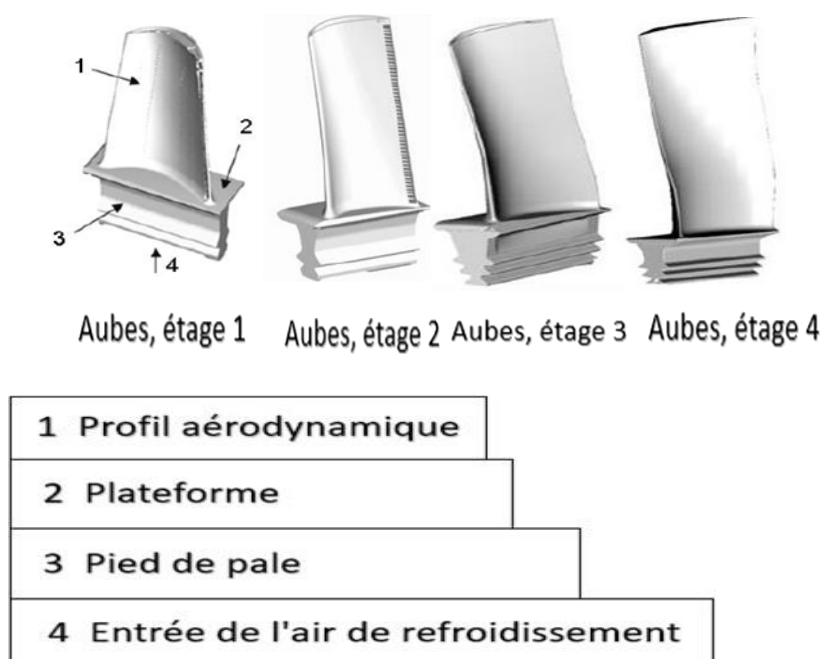


Figure 2.12 : profil aérodynamique des aubes

Aubes de turbine

Les aubes dans les trois premiers étages du rotor sont refroidies par l'air. L'air de refroidissement entre dans le profil aérodynamique via le pied de pale et sort des aubes dans les deux premiers étages à travers des alésages de Refroidissement par pellicule et des fentes coulées, les dernières sont situées sur le bord de fuite.

Stator de turbine

Le stator de la turbine a la tâche de sécuriser les aubes en position et de Transmettre les forces de réaction du flux et de la pression sur le boîtier externe.

Principe de fonctionnement :-

Le stator de la turbine se compose du porteur de aubes (pièce-1), de aubes (Pièce-9, 11, 13 et 15), des bagues de guidage (pièce-6 et 7) et des bagues du presse-étoupe (pièce-8, 10, 12 et 14). Le porteur de aubes est suspendu dans le boîtier externe (pièce-2) pour supporter la dilatation thermique. Se référer au schéma indiqué dans la diapositive suivante pour plus de détails sur les numéros des pièces.

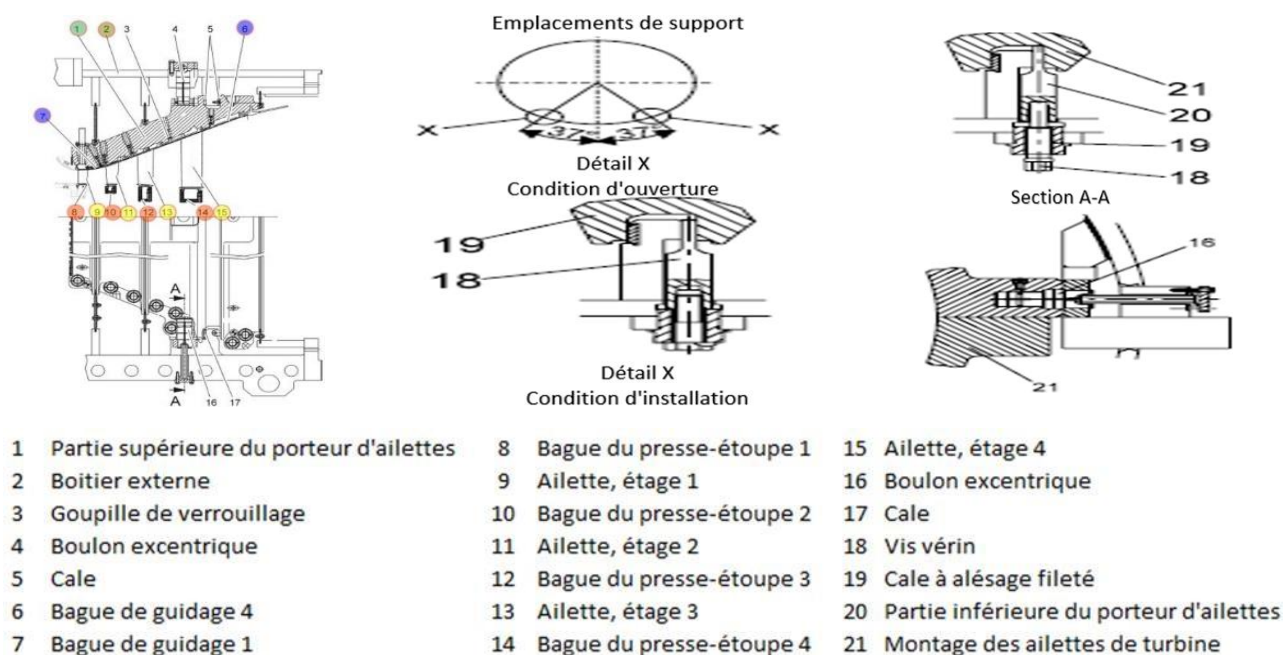


Figure 2.13 : montage des ailettes de turbine

2.4.4.2.3 Ailettes de turbine

La dilatation se produit à travers les ailettes de la turbine (aubes stationnaires/buses) (c'est-à-dire la pression est convertie en énergie cinétique). Ensemble avec les aubes de la turbine, les aubes de la turbine convertissent l'énergie cinétique du fluide moteur en énergie mécanique

✓ Principe de fonctionnement :

L'aube de turbine a trois parties : une enveloppe externe (pièce-1), un profil aérodynamique (pièce-2) et une enveloppe interne (pièce-3). L'enveloppe externe sécurise de aubes dans le porteur d'aubes et forme la limite extérieure du trajet du gaz chaud.

L'enveloppe interne forme une partie de la limite intérieure du trajet du gaz chaud et supporte le joint de l'arbre interne.

2.4.4.2.4 Aubes de turbine

Pour atténuer les contraintes thermiques, les aubes dans les trois premières rangées sont équipées d'un revêtement en céramique servant de barrière thermique ; celles dans la Quatrième rangée ont un revêtement métallique qui protège contre l'oxydation.

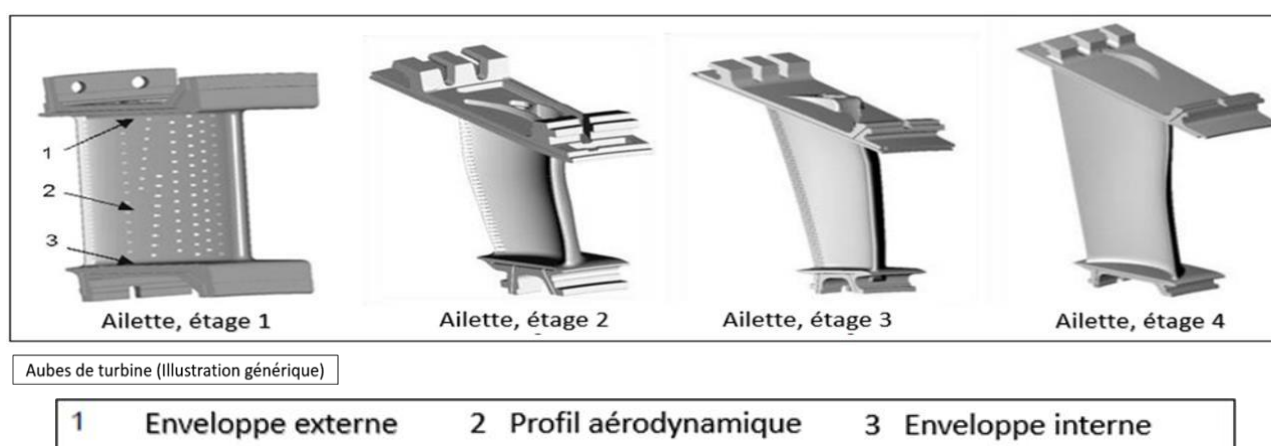


Figure2.14 : aubes de turbine

2.4.4.2.5 Boitier de la turbine

Il y a deux boitiers importants, l'un est le boitier externe 2 et le boitier externe 3.

✓ Fonction du boitier externe 2 :

Il est situé entre le porteur 1 d'aubes stationnaires du compresseur (la section sous basse Pression du compresseur) et le boitier externe 3 (la limite sous pression contenant la chambre de combustion annulaire du bruleur et la turbine) Il est situé entre le porteur 1 d'aubes Stationnaires du compresseur (la section sous basse pression du compresseur) et le boitier externe 3 (limite de maintien de pression contenant la chambre de combustion annulaire du bruleur et la turbine)

Le boitier externe 2 est une construction soudée et il comprend essentiellement les brides de jointure du boitier (partie-9), demi-coques coniques et cylindriques (partie-13), et (partie-6) ainsi que les brides de raccordement au porteur 1 d'aubes stationnaires (partie-12) et au Boitier externe 3 (partie-1).

Boitier externe-2 de la turbine :

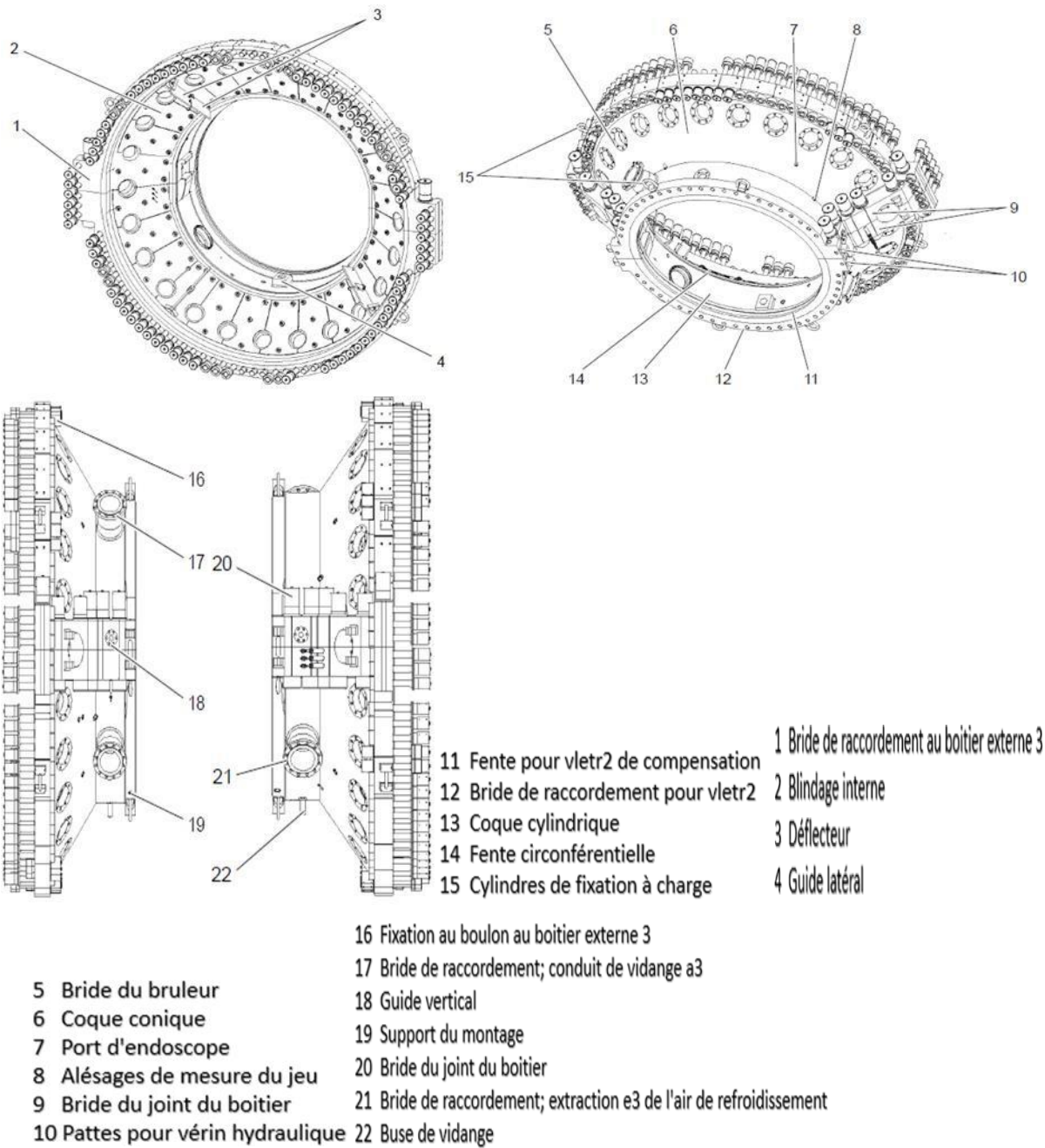


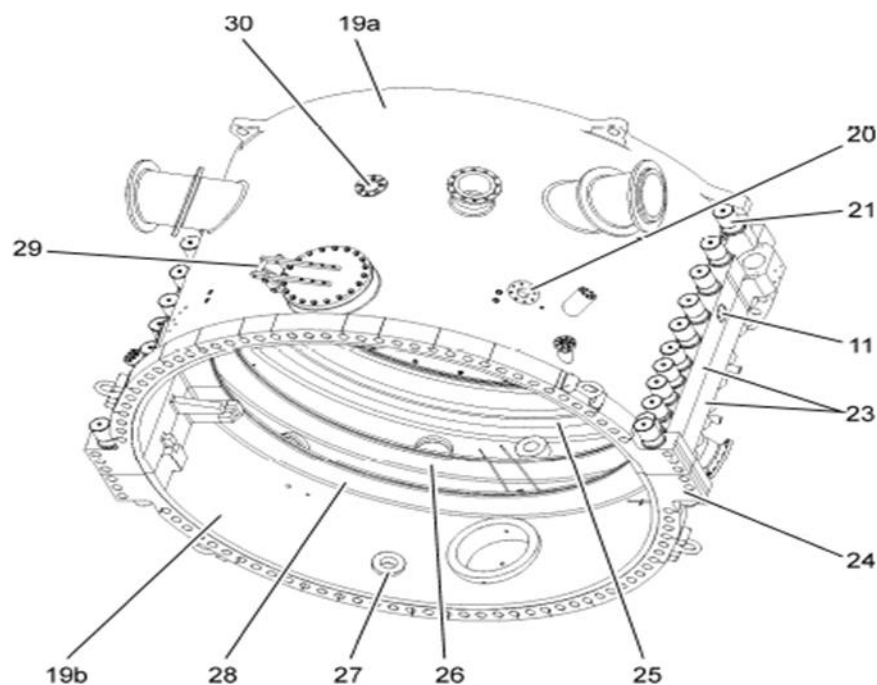
Figure 2.15 : Boitier externe-2 de la turbine

✓ Fonction du boitier externe 3 :

Comme le boitier externe 2, le boitier externe 3 forme une partie de la coque externe sous Pression de la turbine à gaz. Il est situé en aval du boitier externe 2 et il enferme la chambre de combustion annulaire du bruleur et la turbine. Il est divisé horizontalement sur la ligne Médiane. Le boitier du palier de l'extrémité de la turbine qui supporte cette extrémité du rotor est bridé à son extrémité en aval.]

Ce boîtier comprend essentiellement les brides de jointure du boîtier (partie-23), les demi-coques cylindriques (partie-19), et ainsi que les brides de raccordement au boîtier externe 2 (partie-24) et au boîtier du roulement de la turbine (pe-6).

Se référer au schéma fourni dans la diapositive suivante pour l'identification des pièces.



- 11 Ajustement de la hauteur de la turbine
- 19a Demi-coque, section supérieure
- 19b Demi-coque, section inférieure
- 20 Air de purge et de saisi
- 21 Bride du joint du boîtier
- 23 Bride du joint du boîtier
- 24 Bride au boîtier externe 2
- 25 Nervure semi-circulaire
- 26 Nervure semi-circulaire
- 27 Guide latéral de la chambre de combustion annulaire du bruleur
- 28 Nervure semi-circulaire
- 29 Mécanisme de charnière
- 30 Ajustement latéral de la turbine

Figure 2.16 : Boîtier externe-3 de la turbine

2.4.4.2.1 Diffuseur de gaz d'échappement

L'échappement de la turbine est alimenté à travers le diffuseur de sortie, le système d'échappement en aval et dans la cheminée ; dans le processus, la pression statique augmente en fonction de la baisse de la vitesse.

2.4.4.2.2 Configuration :-

Le diffuseur d'échappement inclut une section canalisation conique (partie-4). Une bride (partie-1) sur son extrémité d'entrée est boulonnée à la garniture du boîtier, son extrémité de sortie est soudée au système d'échappement en aval.

Durant le démarrage et l'arrêt de la turbine à gaz, l'air purgé du compresseur est alimenté à travers les conduits de vidange branchés à trois buses de canalisation (partie-5) qui déchargent dans le diffuseur d'échappement.

Un trou d'homme (partie-3) situé dans la partie supérieure du diffuseur d'échappement est fourni pour permettre l'accès au diffuseur d'échappement durant les inspections.

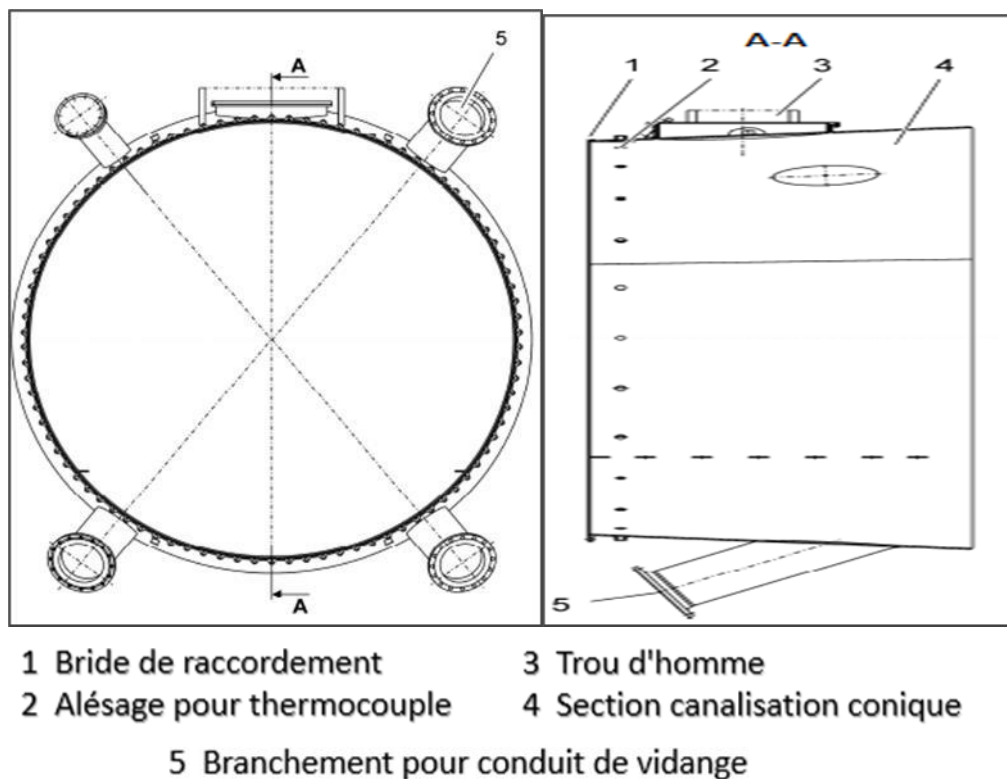


Figure 2.17 : Le diffuseur des gaz d'échappement

2.4.5 Cycle thermodynamique de baryton :

Le cycle de Baryton, qui illustre parfaitement les transformations des turbines à gaz, est tout simplement un cycle thermodynamique. Le cycle de Baryton est un cycle thermodynamique qui utilise un gaz comme caloporteur. C'est George Baryton qui a, pour la première fois, suggéré ce concept avec son moteur à piston alternatif qu'il a développé vers 1870. Actuellement, son utilisation est limitée aux turbines à gaz, et ce uniquement lorsque les processus de compression et de détente se déroulent dans des machines tournantes. On le désigne aussi sous l'appellation du cycle de Joule. La figure (figure 2.18) illustre comment le cycle de turbine à gaz ouvert peut être représenté en tant que cycle fermé. Conformément aux suppositions de l'air standard. Les mécanismes de compression et de décompression demeurent identiques, cependant le processus de combustion est en partie substitué par un procédé d'ajout de chaleur. Ce dernier se réalise à une pression stable provenant d'une source externe, tandis qu'un certain processus d'évacuation est remplacé par un mécanisme d'expulsion de chaleur qui s'accomplit sous une pression constante.

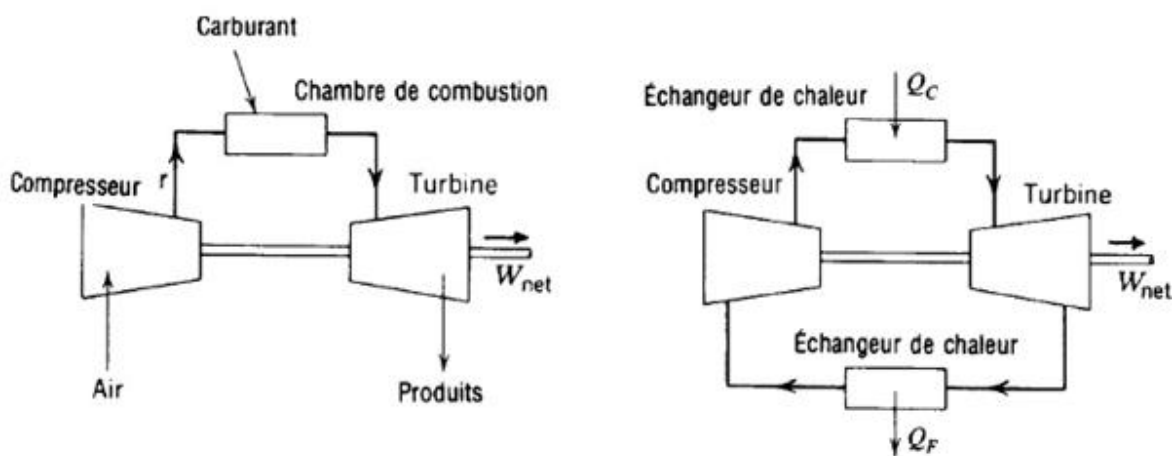


Figure 2.18 : *Modélisation du cycle ouvert au cycle fermé*

2.4.5.1 Cycle thermodynamique de bryton

Le cycle de Baryton est un cycle thermodynamique qui trouve son application dans certains moteurs thermiques. Il est particulièrement utilisé pour les moteurs à turbine à gaz ainsi que certains moteurs à réaction. Le cycle implique la compression de l'air ambiant, le mélange de cet air avec du carburant, puis l'allumage de ce mélange. Celui-ci se dilate et génère du travail. Dans une multitude de turbines Baryton, l'air chaud peut par la suite être réutilisé pour réchauffer l'air nouvellement introduit. Ceci améliore l'efficacité, étant donné qu'il nécessite moins de combustible pour réchauffer l'air frais. Physiquement parlant, le

cycle implique une compression et une expansion adiabatique combinée à un chauffage et refroidissement isobare, ce qui permet d'améliorer l'efficacité par rapport à d'autres cycles.[1]

2.4.5.1.1 Cycle idéal :

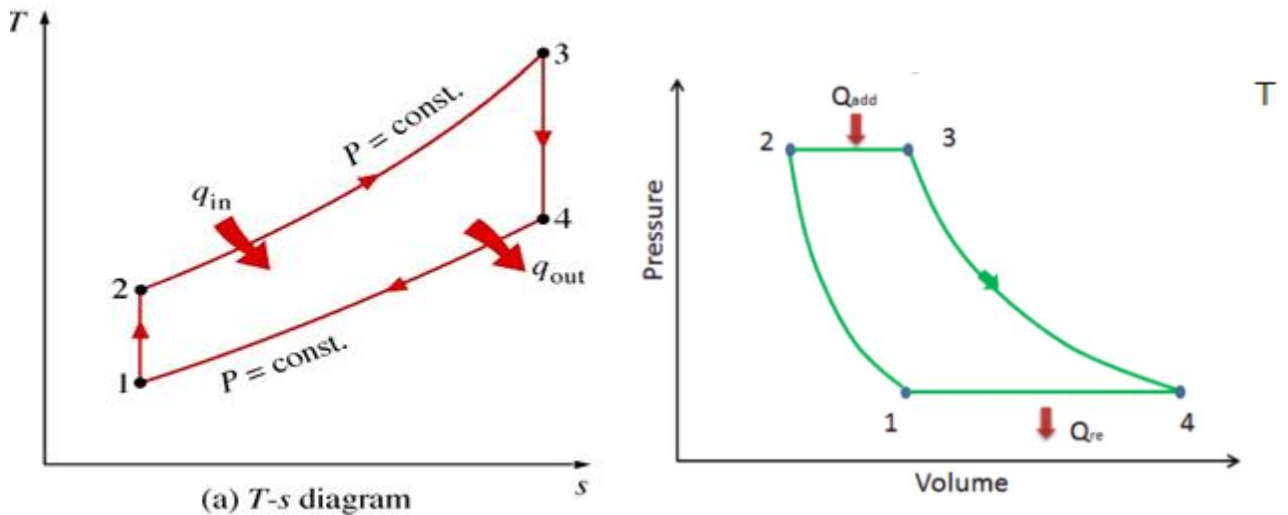


Figure 2.19 : Turbine à gaz à cycle fermé

1-2 : compression isentropique

2-3 : apport de chaleur isobare

3-4 : détente isentropique

4-1 : rejet de chaleur isobare

Les processus 1-2 et 3-4 sont isentropiques et $P_2 = P_3$ et $P_1 = P_4$, ainsi :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} = \left[\frac{P_3}{P_4} \right]^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} = \frac{T_3}{T_4} \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

Par conséquent, les transferts de chaleur vers et à partir du fluide de travail sont :

$$q_{in} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1) \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

Le travail net du cycle est donné par la formule suivante :

$$W_{net} = q_{in} - q_{out} \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

Le rendement du cycle de Baryton idéal est calculé comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \dots\dots\dots(2.5)$$

En Substituant (1) dans (5) on obtiendra la formule du rendement thermique du cycle de Baryton idéal :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \dots\dots\dots(2.6)$$

Avec :

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} : \text{Rapport de pression}$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} : \text{Constante adiabatique du fluide moteur.}$$

L'équation (2.6) montre que, selon les hypothèses standard de l'air, le rendement thermique d'un cycle de Baryton idéal dépend du rapport de pression de la turbine à gaz et du rapport de chaleur spécifique du fluide de travail. Le rendement thermique augmente avec ces deux paramètres, ce qui est également le cas pour les turbines à gaz réelles.

La courbe du rendement thermique par rapport au rapport de pression est donnée sur (la figure 2.20) pour $\gamma=1.4$, qui est la valeur du rapport de chaleur spécifique de l'air à température ambiante.

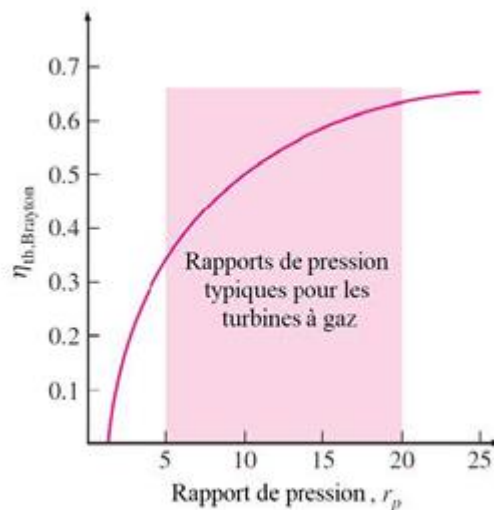


Figure 2.20 : Rendement thermique du cycle idéal de Baryton en fonction du rapport de pression

Généralement, plus de la moitié de la capacité opérationnelle de la turbine est consacrée à l'entraînement du compresseur. Le rapport entre le travail fourni par le compresseur et celui fourni par la turbine, connu sous le nom de rapport de travail en aval, est particulièrement important (voir figure 2.21).

Fournie par la formule ci-dessous :

$$r_{bw} = \frac{W_C}{W_T} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \dots\dots\dots(2.7)$$

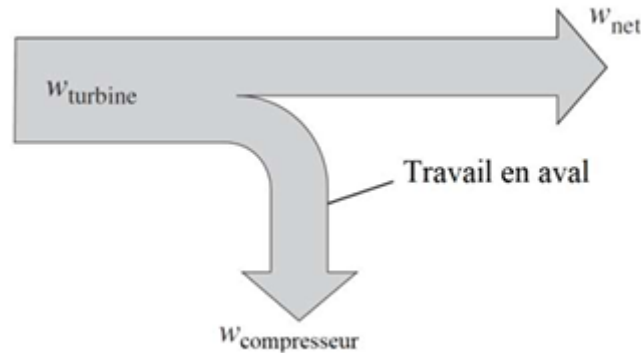


Figure 2.21 : Fraction du travail de la turbine utilisée pour entraîner le compresseur est appelée le rapport de travail aval

2.4.5.1.2 Cycle réel de turbine à gaz à partir d'un cycle idéal :

Le cycle réel de la turbine à gaz présente plusieurs différences avec le cycle idéal de Baryton.

D'une part, il est inévitable d'avoir certaines pertes de pression lors des processus d'ajout et de rejet de chaleur. Plus crucial encore, le

L'efficacité pratique du compresseur est primordiale, tandis que le rendement réel de la turbine est inférieur à cause des irréversibilités. On peut illustrer avec précision l'écart entre le comportement effectif du compresseur et de la turbine et leur comportement isentropique idéal en se basant sur les rendements isentropiques de ces derniers.

$$\eta_{isC} = \frac{W_{isC}}{W_{aC}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \dots\dots\dots(2.8)$$

$$\eta_{isT} = \frac{W_{aT}}{W_{isT}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \dots\dots\dots(2.9)$$

Où les états 2a et 4a sont les états réels de la sortie du compresseur et turbine, respectivement, et 2s et 4s sont les états correspondants pour le cas isentropique, comme illustré sur la figure (2.22). (16)

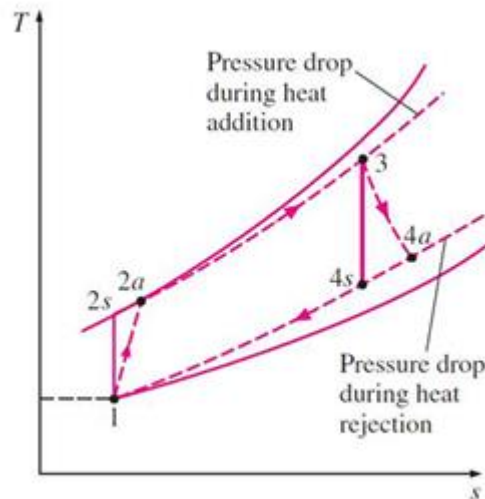


Figure 2.22 : *Déviation du cycle réel du cycle idéal causée par les irréversibilités*

2.5 Description fonctionnelle de la Chaudière de récupération HRSG :

2.5.1 Classification des chaudières de récupération :

Les HRSG (Heat Recovery Steam Generator) productrices de vapeur dites chaudières de récupération sont classées de plusieurs manières :

2.5.1.1 Selon le type de circulation de l'eau :

- Circulation naturelle : circulation par flottaison naturelle, eau et vapeur circulant ensemble dans les tubes.
- Circulation forcée : l'eau circulant dans les tubes est pompée vers la chaudière par une pompe
- Chaudières à circulation directe : l'eau est envoyée par la pompe dans les tubes formant la chaudière, transformée en vapeur et envoyée à la turbine. Il n'y a que de la vapeur dans les tubes et on ne recueille que la vapeur (17)

2.5.1.2 Selon le nombre de pressions :

Simple pression : avec production d'un seul niveau de vapeur.

Multi-pressions ou à 2 ou 3 pressions : une ou deux dérivations permettent d'alimenter des préchauffeurs intermédiaires sous pression successivement plus basse. (18)

2.5.1.3 Selon la présence ou non de postcombustion :

- HRSG sans postcombustion : utilise uniquement la chaleur des gaz d'échappement.
- HRSG avec postcombustion : dispose de brûleurs supplémentaires pour augmenter la température des (19)

2.5.2 Principe de fonctionnement du HRSG de la centrale de Cap Djinet :



Figure 2.23 : *Chaudière de récupération HRSG cap djinet*

La centrale thermique de Cap Djinet dans la province de Boumerdès en Algérie est équipée d'un système à cycle combiné composé d'une turbine à gaz Siemens SGT5-4000F, d'une chaudière de récupération HRSG fournie par Nooter Eriksen et d'une turbine à vapeur Siemens SST5-3000. Le système utilise de manière optimale la chaleur résiduelle des gaz d'échappement des turbines à gaz pour générer de la vapeur, qui alimente la turbine à vapeur et augmente l'efficacité globale de la centrale électrique.

2.5.2.1 Étapes de fonctionnement de la chaudière de récupération de chaleur :

- Entrée des gaz d'échappement : Les gaz chauds de la turbine à gaz pénètrent dans la chaudière de récupération de chaleur où leur chaleur est récupérée pour produire de la vapeur.

- Préchauffage de l'eau : L'eau d'alimentation est d'abord préchauffée dans l'économiseur en utilisant la chaleur des gaz d'échappement.
- Vaporisation : L'eau préchauffée entre dans l'évaporateur où elle est transformée en vapeur saturée.
- Surchauffe : La vapeur saturée passe ensuite dans le surchauffeur où elle est chauffée à une température plus élevée avant d'être envoyée à la turbine à vapeur.
- Production de vapeur à trois pressions : le HRSG produit de la vapeur à trois niveaux de pression (élevé, moyen et faible) pour optimiser l'efficacité du cycle combiné.
- Sortie des gaz d'échappement : Après avoir libéré de la chaleur, les gaz d'échappement quittent la chaudière de récupération de chaleur à une température plus basse. (20)

2.5.3 Constitution et composants principaux d'une chaudière de récupération HRSG :

Une chaudière de récupération de chaleur résiduelle (HRSG) fait office d'échangeur de chaleur complexe, conçu pour capter la chaleur des gaz d'échappement d'une turbine à gaz afin de produire de la vapeur. Le système comprend plusieurs modules disposés en série le long du trajet du gaz, chacun remplissant une fonction spécifique pour améliorer l'efficacité thermique du système global.

2.5.4 L'économiseur :

Le composant initial du HRSG est l'économiseur, composé d'une série de tubes qui facilitent le préchauffage de l'eau d'alimentation à partir des gaz d'échappement. Ce procédé améliore l'efficacité thermique globale du système, réduisant ainsi la consommation d'énergie. Généralement, les économiseurs sont conçus pour éviter la formation de vapeur dans leur structure, atténuant ainsi les problèmes liés à l'érosion et à la corrosion des tubes. (21)

2.5.4.1 Évaporateur :

La section appelée évaporateur est celle où l'eau préchauffée est convertie en vapeur saturée. Cette transformation s'effectue à température et pression constantes, pendant lesquelles la chaleur des gaz d'échappement est absorbée. Généralement, les tubes de l'évaporateur sont positionnés verticalement et peuvent être montés sur les parois de la chaudière ou en partie basse, selon la conception du générateur de vapeur de récupération. (22)

2.5.4.2 Surchauffeur :

La surchauffeur élève la température de la vapeur saturée produite par l'évaporateur, la transformant en vapeur surchauffée. Cette vapeur surchauffée alimente ensuite la turbine à vapeur. Généralement situé en aval de l'évaporateur, la surchauffeur est conçu pour supporter des températures et des pressions élevées. (23)

2.5.4.3 Désurchauffeur :

Le désurchauffeur permet de réguler la température de la vapeur surchauffée avant son entrée dans la turbine, si nécessaire. Ce dispositif garantit que la température de la vapeur reste dans des limites optimales pour le fonctionnement de la turbine, améliorant ainsi les performances et la longévité du système.

2.5.4.4 Séparateur vapeur/eau :

Dans les systèmes à circulation naturelle, le séparateur vapeur/eau joue un rôle crucial en isolant la vapeur de toute eau résiduelle avant son entrée dans la turbine. Ce composant garantit que seule de la vapeur sèche est acheminée vers la turbine, évitant ainsi d'éventuels dommages causés par la présence d'eau liquide.

2.5.4.5 Brûleur de postcombustion :

Certains générateurs de vapeur à récupération de chaleur sont équipés de dispositifs de postcombustion, communément appelés brûleurs à conduit. Ces mécanismes apportent un apport de chaleur supplémentaire aux gaz d'échappement, améliorant ainsi la production de vapeur. Leur utilité est particulièrement marquée en période de charge partielle ou lors des démarrages à froid, où la chaleur des gaz d'échappement seule peut ne pas suffire à produire la quantité de vapeur requise.

2.5.4.6 Tubes et collecteurs :

Les tuyaux et les collecteurs forment un réseau à travers lequel l'eau et la vapeur circulent dans différentes parties du HRSG. Les tubes sont souvent équipés d'ailettes ou de surfaces usinées pour augmenter la surface d'échange thermique et ainsi améliorer l'efficacité du transfert thermique.

2.5.4.7 Instruments de mesure

Des instruments de mesure tels que des capteurs de pression, de température et de débit sont intégrés dans la chaudière de récupération de chaleur pour surveiller les conditions de fonctionnement en temps réel. Ces données sont essentielles pour le contrôle et l'optimisation des processus afin de garantir des performances optimales et la sécurité du système.

2.6 Description fonctionnelle de la turbine à vapeur :

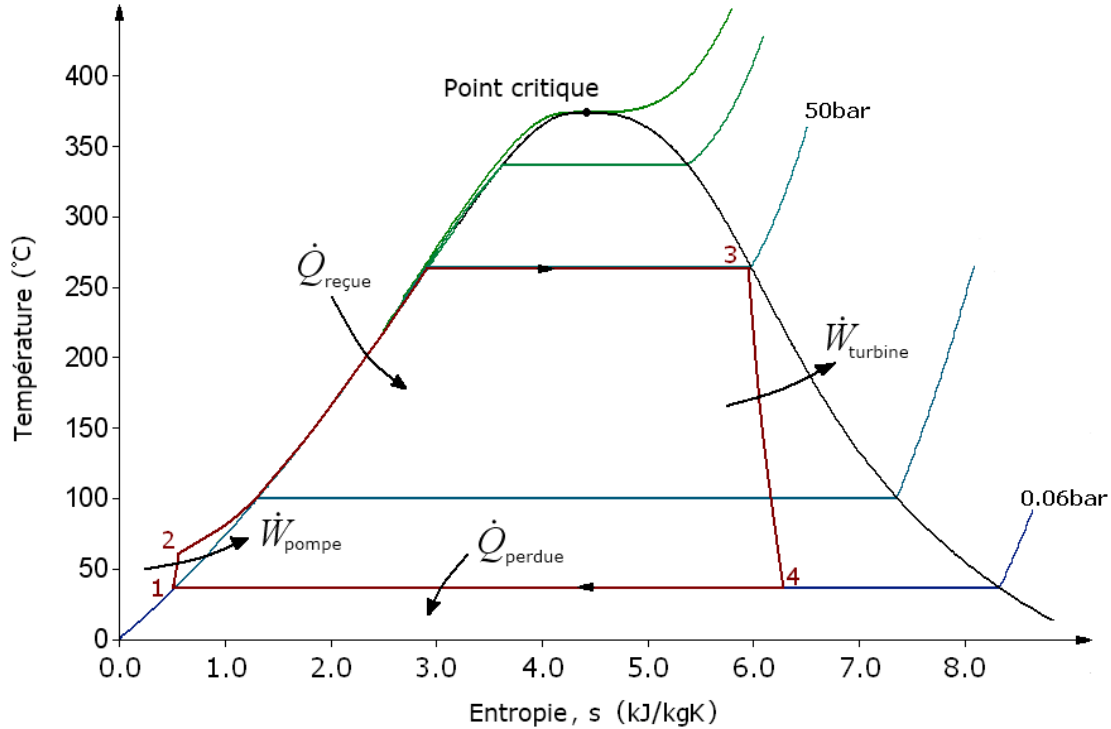
2.6.1 Section turbine :

La turbine à vapeur est équipée de deux corps, de trois pressions et dispose d'une surchauffe. Le premier corps correspond à l'étage haute pression (HP), tandis que le second comprend les étapes moyenne pression (MP) et basse pression (BP) de la turbine. Le corps MP/BP présente un flux bidirectionnel. Un accouplement rigide relie les rotors des corps HP et MP/BP. Le rotor haute pression est aussi associé à l'embrayage par un couplage rigide. Les corps HP et MP laissent passer la vapeur à travers les dispositifs d'admission, y compris les vannes d'arrêt et de régulation. L'admission HP se fait via un dispositif où les vannes sont installées en série, tandis que l'admission MP s'effectue à travers deux dispositifs distincts où les vannes d'arrêt et les vannes de contrôle sont complètement incorporées dans un même corps sphérique fixé à la structure externe MP. La vapeur vive haute pression, contrôlée par une soupape d'arrêt et une soupape de régulation, pénètre dans le corps haute pression et s'étend jusqu'à atteindre la pression de la vapeur à surchauffe. La vapeur à resurchauffe est combinée avec la vapeur ME générée par la chaudière de récupération avant d'être resurchauffée dans la chaudière ration. La vapeur BP est dirigée vers la turtufila via une vanne d'arrêt et une vanne de contrôle. La vapeur provenant du dispositif d'échappement BP de la turbine est ensuite transférée au condenseur. Chaudière de récupération et refroidisseurs d'air TG. (24)

2.6.1.1 Cycle thermodynamique d'une turbine à vapeur RANKIN :

2.6.1.1.1 Cycle idéal RANKINE :

Le cycle idéal correspondant à une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau est le cycle de Rankine. Elles se composent de 4 évolutions :



Figuré 2.24 : cycle idéal RANKINE

(1-2) : la compression isentropique dans la pompe.

$$W_p = (H_2 - H_1) = V_1(P_2 - P_1) \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

(2-3) : l'apport de chaleur à pression constante dans la chaudière.

$$Q_3 = H_3 - H_2 \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

(3-4) : la détente isentropique dans la turbine.

$$W_T = H_3 - H_4 \quad \dots\dots\dots(2.12)$$

(4-1) : l'évacuation de chaleur à pression constante dans le condenseur.

$$Q_{out} = H_4 - H_1 \quad \dots\dots\dots(2.13)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_T - W_P}{Q_{in}} \quad \dots\dots\dots(2.14)$$

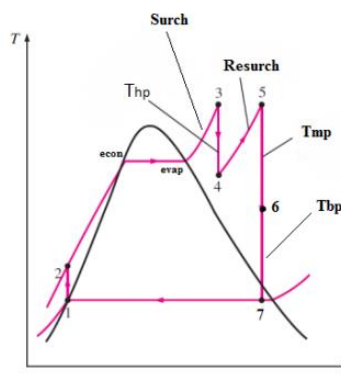
Mais le cycle de RANKINE présente un problème que le titre de vapeur (x) est faible (Entre 0 et 1) donc automatiquement le rendement diminue

$$x = \frac{m_{\text{vapeur}}}{m_{\text{vapeur}} + m_{\text{liquide}}} \dots\dots\dots(2.15)$$

- $x = 0$: liquide saturé (aucune vapeur présente)
- $x = 1$: vapeur sèche saturée (aucune goutte de liquide)
- $0 < x < 1$: vapeur humide (mélange de vapeur et de liquide)

Donc il faut ajoute une surchauffeur pour sécher la vapeur, Les centrales modernes comme notre centrale fonctionnent avec le cycle de Hirn qui résout ce problème et améliore le rendement. (16)

2.6.1.2 Cycle de Hirn :



- 1-2 Compression isentropique dans la pompe
- 2-3 Apport de chaleur à pression constante dans la chaudière
- 3-4 Détente isentropique dans la turbine H_p
- 4-5 transformations supplémentaires isobares
- 5-6 Détente isentropique dans la turbine M_p
- 6-7 Détente isentropique dans la turbine B_p
- 7-1 Évacuation de la chaleur à pression constante dans le condenseur

Figure 2.25 : cycle de Hirn sans soutirage et avec resurchauffe

Chapitre 3 : Les performance de cycle combiné dans les trois paliers des charges

Chapitre 3 : Les performance de cycle combiné dans les trois paliers des charges

On fait des calcules avec deux méthodes :

1^{ère} méthode c'est la méthode approuve par l'entreprise (SONALGAZ).

2^{ème} méthode on fait une simulation avec Matlab pour confirmer les résultats.

1^{ère} méthode :

Siemens T-3000 :

Le Siemens SPPA-T3000 est un système de contrôle-commande moderne conçu pour la gestion des centrales électriques. Il représente une solution d'automatisation entièrement intégrée, permettant de superviser et de piloter les processus industriels avec une grande efficacité et une fiabilité accrue. Architecture du système Le SPPA-T3000 se distingue par une architecture unifiée qui intègre l'ensemble des fonctions de supervision, de commande et de régulation. Contrairement aux systèmes traditionnels qui utilisent plusieurs sous-systèmes, Siemens propose ici une plateforme centralisée simplifiant la configuration, la maintenance et l'exploitation.

Les composants clés incluent :

- Serveurs d'automatisation : responsables de l'exécution des logiques de contrôle en temps réel.
 - Serveurs d'applications : utilisés pour le traitement des données, l'enregistrement des événements et la gestion des alarmes.
 - Interfaces opérateur (HMI) : accessibles via navigateur web standard, elles permettent aux opérateurs de surveiller et d'interagir avec les processus.
 - Modules d'E/S (Entrée/Sortie) : connectés aux équipements terrain via des bus de communication industriels comme PROFIBUS ou PROFINET. Fonctionnalités principales
- Présentation du système Siemens SPPA-T3000
- Interface conviviale : L'ergonomie de l'interface opérateur facilite la navigation et la prise de décision rapide grâce à des affichages dynamiques et personnalisables.
 - Gestion intelligente des alarmes : Les alertes sont hiérarchisées et accompagnées d'indications pour aider les opérateurs à réagir rapidement.
 - Diagnostic intégré : Le système surveille l'état des équipements et détecte les anomalies en amont, ce qui améliore la maintenance préventive.
 - Historisation et enregistrement des données : Toutes les opérations et données critiques sont enregistrées pour analyse ultérieure.

- Sécurité informatique avancée : Le système intègre des mécanismes de sécurité contre les accès non autorisés, garantissant la protection des données et des équipements.

Avantages du SPPA-T3000

- Réduction des coûts d'exploitation : grâce à l'intégration totale, le système minimise les besoins en matériel supplémentaire et en formation.

- Flexibilité et évolutivité : le SPPA-T3000 peut être adapté ou étendu selon les besoins futurs de l'installation.

- Gain de temps : l'automatisation et les outils intégrés facilitent les transitions entre les équipes et accélèrent les interventions.

- Fiabilité éprouvée : utilisé dans de nombreuses installations à travers le monde, ce système est reconnu pour sa robustesse et sa disponibilité élevée.

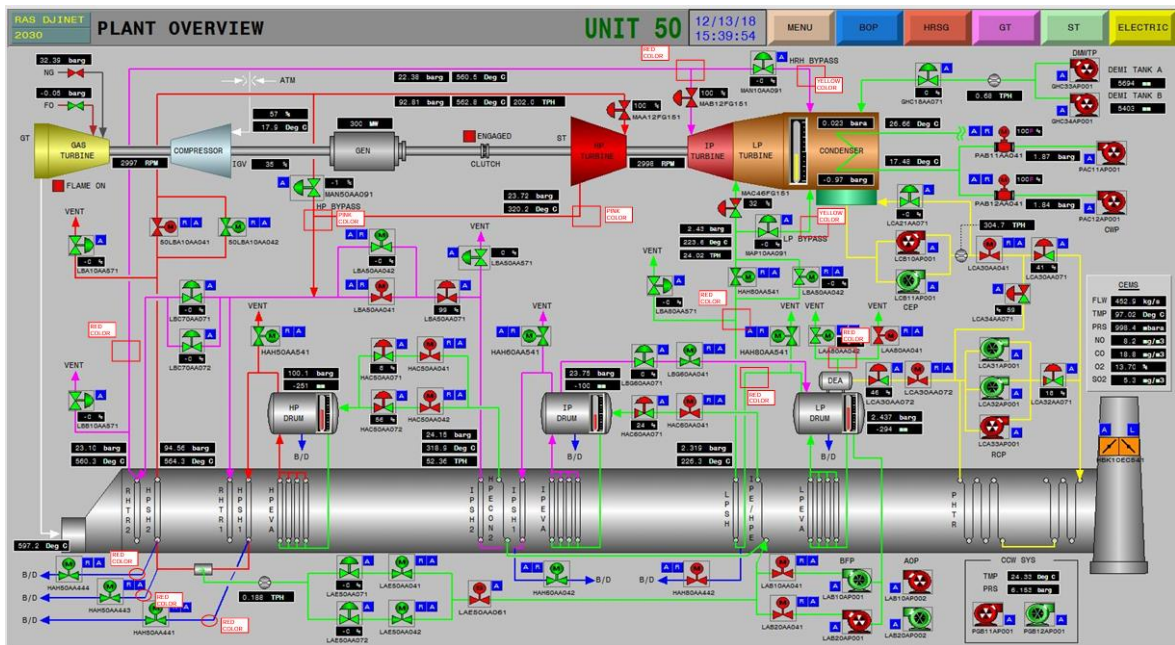


Figure 3.1 : schéma générale de groupe 50 de la centrale (siemens T3000)

D'après l'historique de siemens T3000 on peut afficher la variation de la charge en fonction de temps :

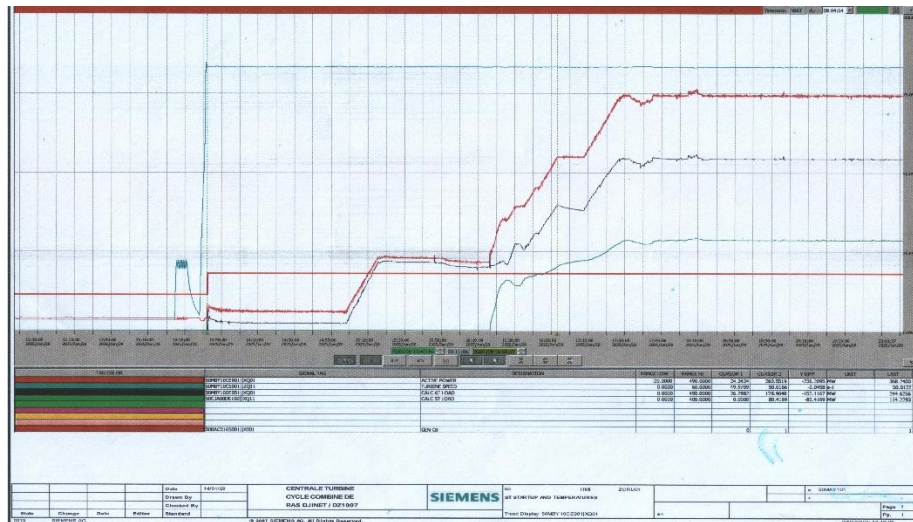


Figure 3.2 : démarrage de groupe après un déclanchement (démarrage à chaud)

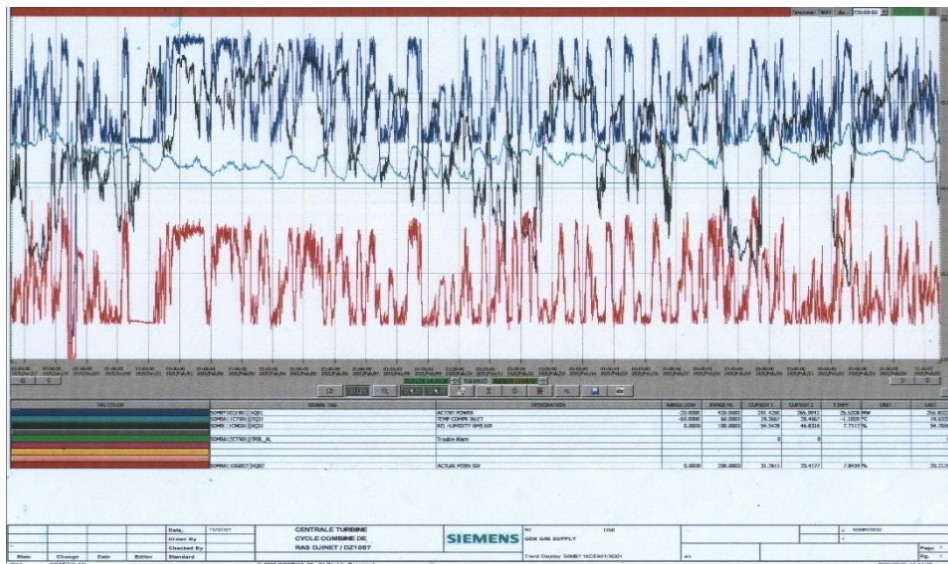


Figure 3.3 : *la variation de la charge pendant 1mois (feb 2025)*

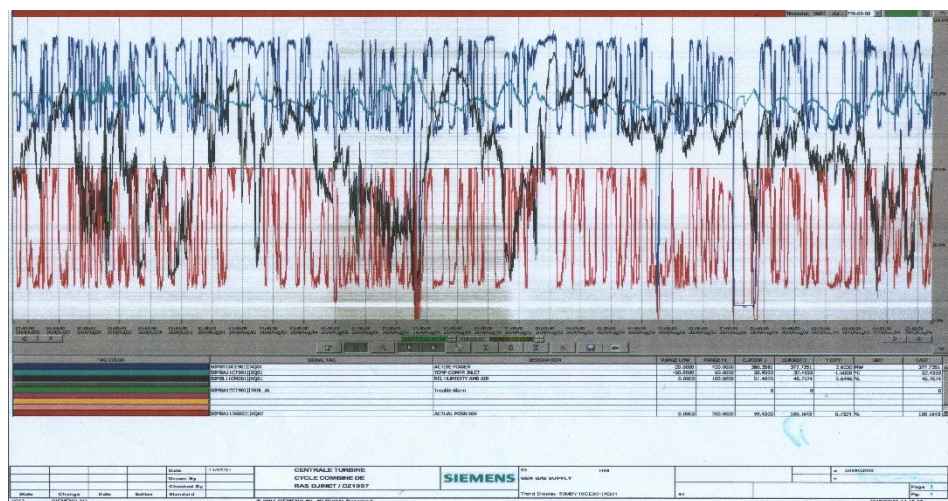


Figure 3.4 : la variation de la charge pendant 1 mois (aug 2024)

1 Hypotheses :

- Cp_{air} et Cp_{gaz} Est variable en fonction de la température.
- On néglige les frottements au niveau de chambre de combustion.

2 Calcule des parametres de turbine a gaz :

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
3	Tag 3: 70MBL11CT010 XQ01, TEMP AMBIENT AIR, analog, -50.0, 60.0, °C															
4	Tag 4: 70MBL10CP010 XQ01, DP FILTER, analog, 0.0, 20.0, mbar															
5	Tag 5: 70MBA11CT901 ZQ01, TEMP COMPR INLET, analog, -50.0, 60.0, °C															
6	Tag 6: 70MBA11CP101 XQ01, PRES U/STR COMPR, analog, 500.0, 1100.0, mbarabs															
7	Tag 7: 70MBA12CT901 ZQ01, TEMP COMPR OUTLET, analog, 0.0, 550.0, °C															
8	Tag 8: 70MBA12CP901 ZQ03, PRES COMPR OUTLET, analog, 0.0, 25.0, barabs															
9	Tag 9: 70MBA26CT900 ZQ01, TEMP TURB OUTLET, analog, 0.0, 700.0, °C Tag 11: 70MBP32FF101 ZQ01, FLOW PREMIX GAS, analog, 0.0, 20.0, kg/s															
10	Tag 10: 70MBR10CT900 ZQ01, TEMP EXHAUST DUCT, analog, 0.0, 700.0, °C Tag 12: 70MBP33FF101 ZQ01, FLOW PILOT GAS, analog, 0.0, 20.0, kg/s															
11	Time;Tag 1: Value;Tag 2: Value;Tag 3: QCode;Tag 4: Value;Tag 5: QCode;Tag 6: Value;Tag 7: QCode;Tag 8: Value;Tag 9: QCode;Tag 10:															
12	2025/03/06 04:30:25.000;"284.26505";"58.756508";"16.291237";"3.7326388";"16.133337";"1000.0434";"390.00003";"13.731554";"594.91254";"597.48334";"															
13	2025/03/06 04:35:38.802;"279.3381";"58.648003";"16.291237";"3.6313655";"16.200003";"1000.3255";"389.1";"13.543474";"592.5542";"600.68335";"															
14	2025/03/06 04:40:52.604;"292.87833";"57.552082";"16.291237";"3.780382";"16.200003";"999.8047";"391.6";"14.100477";"598.94794";"597.15";"															
15	2025/03/06 04:46:06.406;"283.87515";"58.68417";"16.291237";"3.662471";"16.200003";"999.8047";"390.75003";"13.682726";"592.71875";"601.30005";"															
16	2025/03/06 04:51:20.208;"278.5583";"57.65697";"16.291237";"3.6212382";"15.900004";"1000.3255";"389.1";"13.498264";"597.42084";"597.51666";"															
17	2025/03/06 04:56:34.010;"283.05988";"59.3533";"16.092308";"3.6697047";"16.1";"999.9349";"389.65";"13.73517";"592.49585";"601.14996";"															
18	2025/03/06 05:01:47.812;"279.62167";"60.87601";"15.885422";"3.6443865";"15.700002";"1000.217";"388.7";"13.5000725";"596.4417";"597.73334";"															
19	2025/03/06 05:07:01.614;"279.62167";"60.87601";"15.770042";"3.6349826";"15.700002";"1000.217";"388.35";"13.917825";"592.2708";"601.00006";"															
20	2025/03/06 05:12:15.416;"289.7591";"59.707752";"15.76606";"3.7651908";"15.700002";"1000.217";"388.35";"13.509114";"597.9229";"596.8333";"															
21	2025/03/06 05:17:29.218;"281.8193";"59.52691";"15.76606";"3.64945";"15.633336";"999.5659";"390.05002";"13.975695";"591.85004";"601.01666";"															
22	2025/03/06 05:22:43.020;"284.19415";"59.78009";"15.76606";"3.6863425";"15.600001";"999.9349";"389.7";"13.57241";"596.4312";"597.0";"															
23	2025/03/06 05:27:56.822;"279.58624";"60.123695";"15.666595";"3.6349826";"15.433339";"999.9349";"388.30002";"13.753255";"592.2625";"600.60004";"															
24	2025/03/06 05:33:10.624;"280.9686";"57.42549";"15.849609";"3.6653645";"15.633336";"999.9349";"388.30002";"13.398799";"596.19794";"596.25";"															
25	2025/03/06 05:38:24.426;"277.06958";"58.564816";"15.976929";"3.5677083";"15.800003";"1000.34717";"388.75";"13.693577";"591.0521";"601.8667";"															
26	2025/03/06 05:43:38.228;"283.5207";"57.94994";"15.976929";"3.6689813";"15.833339";"1000.1085";"388.55002";"13.387948";"597.44165";"596.36664";"															
27	2025/03/06 05:48:52.030;"273.8795";"58.333332";"15.976929";"3.566985";"16.0";"1000.1085";"388.80002";"13.872613";"591.27295";"601.4167";"															
28	2025/03/06 05:54:05.832;"279.65714";"57.863136";"16.08435";"3.5640912";"15.900009";"999.95654";"389.1";"13.217955";"597.2417";"596.96674";"															
29	2025/03/06 05:59:19.634;"281.78387";"56.71658";"16.30317";"3.6820023";"16.233332";"1000.06506";"388.85";"13.990162";"591.88544";"600.96674";"															

Les paramétré nécessaire pour calculer le rendement de TG sont :

- ✓ La température d'entre compresseur T1
- ✓ La température d'entre de compresseur T2
- ✓ La température d'entre de turbine T3
- ✓ La température de sortie de turbine T4
- ✓ Le débit de l'air $\dot{m}_{air}$
- ✓ Le débit de gaz $\dot{m}_{gaz}$
- ✓ Rendement de combustion η_{cc}
- ✓ PCI

2.1 Définition le rendement de cycle :

On prend 97.14 % de la charge maximale de groupe (408.57278 MW) :

On a :

- La température d'entre compresseur $T_1 = 290.11667 \text{ K}$
- La température d'entre de compresseur $T_2 = 703.15 \text{ K}$
- Taux de compression $\tau = 18$
- La température de sortie de turbine $T_4 = 862.97 \text{ K}$
- Le débit de l'air $\dot{m}_{air} = 658 \text{ kg/s}$
- Le débit de gaz $\dot{m}_{gaz} = 15.87 \text{ kg/s}$
- Rendement de combustion $\eta_{cc} = 0.97$
- PCI = 45290

Point 1 :

$$T_1 = 16.9667 \text{ } ^\circ\text{C} = 273.15 \text{ K}$$

Point 2 :

$$T_2 = 430 \text{ } ^\circ\text{C} = 703.15 \text{ K}$$

Point 3 :

On fait bilan énergétique donc :

$$Q_{cc} = \dot{m} \times PCI \times \eta_{cc} \dots\dots\dots(3.1)$$

$$\dot{m}_{air} \times h_e + PCI \times \eta_{cc} \times \dot{m}_{gaz} = \dot{m}_{gaz} \times h_{gaz}$$

$$\dot{m}_{air} \times Cp_{air}(T_2) \times T_2 + PCI \times \eta_{cc} \times \dot{m}_{gaz} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gaz}) \times Cp_{gaz}(T_3) \times T_3$$

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{air} \times Cp_{air}(T_2) \times T_2 + PCI \times \eta_{cc} \times \dot{m}_{gaz}}{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gaz}) \times Cp_{gaz}(T_2)} \dots\dots\dots(3.2)$$

$$Cp_{air}(T_2) = 1.03409 - 0.284887e^{-3} \times (T_2) + 0.781682e^{-6} \times (T_2)^2 - 0.497079e^{-9} \times (T_2)^3 + 0.107702e^{-12} \times (T_2)^4 = 1.0738$$

$$Cp_{gaz}(T_2) = 1.034509 - 0.2848870e^{-3} \times (T_2) + 0.7816818e^{-6} \times (T_2)^2 - 0.4970786e^{-9} \times (T_2)^3 + 0.05077024e^{-12} \times (T_2)^4 = 1.0603$$

Il faut calculer $Cp_{gaz}(T_3) = ??$

Pour calculer $Cp_{gaz}(T_3)$ on fais la methode des itérations :

On prend : $Cp_{gaz}(T_2) = Cp_{gaz}(T_3)$ on calcule T_3 et après on calcul $Cp_{gaz}(T_3)$ et ainsi de suite jusqu'à la 4^{ème} itération on trouve :

$$T_3 = 1520 \text{ K}$$

2.1.1 Calcule Le travail de compresseur WC :

$$W_c = Cp_{air}(T_{moy1}) \times (T_2 - T_1) \dots\dots\dots(3.3)$$

Avec :

$$T_{moy1} = \frac{T_2 + T_1}{2} = 496.633335 \text{ K} \dots\dots\dots(3.4)$$

$$Cp_{air}(T_{moy1}) = 1.03409 - 0.284887e^{-3} \times (T_{moy1}) + 0.781682e^{-6} \times (T_{moy1})^2 - 0.497079e^{-9} \times (T_{moy1})^3 + 0.107702e^{-12} \times (T_{moy1})^4 = 1.0785 \dots\dots\dots(3.5)$$

Donc d'après (3.3) on a :

$$w_c = 281.00 \text{ MW}$$

2.1.2 Calcule d'Energie entrante Qin :

$$Q_{in} = Cp_{gaz}(T_{moy1}) \times (T_2 - T_1)(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gaz}) \dots\dots\dots(3.6)$$

$$Q_{in} = 612.01 \text{ MW}$$

Calcule Le travail de turbine :

$$W_t = Cp_{gaz}(T_{moy2}) \times (T_3 - T_4)(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gaz}) \dots\dots\dots(3.7)$$

$$T_{moy2} = \frac{T_3 + T_4}{2} \dots\dots\dots(3.8)$$

$$Cp_{gaz}(T_{moy2}) = 1.034509 - 0.2848870e^{-3} \times (T_{moy2}) + 0.7816818e^{-6} \times (T_{moy2})^2 - 0.4970786e^{-9} \times (T_{moy2})^3 + 0.05077024e^{-12} \times (T_{moy2})^4$$

Donc :

$$W_t = 472.11 \text{ MW}$$

2.1.3 Puissance net produite Wnet :

$$W_{net} = W_t - W_c = 191.10 \text{ MW} \dots\dots\dots(3.9)$$

2.1.4 Rendement réel de TG :

$$\eta_{TG} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = 31.23 \% \dots\dots\dots(3.10)$$

Température d'entrée compresseur T1	290.11667 K
Température de sortie compresseur T2	703.15 K
Température de sortie de cc T3	1520 K
Température de sortie de turbine T4	862.97 K
Travail de compresseur W_c	281.00 MW
Energie entrent Q_{in}	612.01 MW
Travail de la turbine W_t	472.11 MW
Puissance net produit W_{net}	197.66 MW
Rendement thermodynamique de TG η_{TG}	31.23 %

Tableau 3.1 : les parametres de TG en 97.14 % de la charge maximale

Avec la même méthode pour les deux charges restantes :

Pour 75.71% de la charge maximale de groupe (318.5764 MW) :

- La température d'entre compresseur T1 = 290.88 K
- La température d'entre de compresseur T2 = 668.3 K
- La température de sortie de cc T3 = 1464.7 K
- La température de sortie de turbine T4 = 856.91 K
- Le débit de l'air $\dot{m}_{air} = 489.5$ kg/s
- Le débit de gaz $\dot{m}_{gaz} = 11.23$ kg/s
- Rendement de combustion $\eta_{cc} = 0.97$
- PCI = 45290

Température d'entrée compresseur T1	290.88 K
Température de sortie compresseur T2	668.3 K
Température de sortie de cc T3	1464.7 K
Température de sortie de turbine T4	856.91K
Travail de compresseur W_c	190.42 MW
Energie entrent Q_{in}	445.02 MW
Travail de la turbine W_t	326.18 MW
Puissance net produit W_{net}	135.77 MW
Rendement thermodynamique de TG η_{TG}	30.51 %

Tableau 3.2 : les parametres de TG en 75.71% de la charge maximale

Pour 60.23% de la charge maximale de groupe (253.9945 MW) :

- La température d'entre compresseur $T_1 = 289.033 \text{ K}$
- La température d'entre de compresseur $T_2 = 657.9 \text{ K}$
- La température de sortie de cc $T_3 = 1457.5 \text{ K}$
- La température de sortie de turbine $T_4 = 864.26 \text{ K}$
- Le débit de l'air $\dot{m}_{air} = 462.2 \text{ kg/s}$
- Le débit de gaz $\dot{m}_{gaz} = 10.61 \text{ kg/s}$
- Rendement de combustion $\eta_{cc} = 0.97$
- PCI = 45290

Travail de compresseur W_c	175.54 MW
Energie entrent Q_{in}	422.11 MW
Travail de la turbine W_t	300.62 MW
Puissance net produit W_{net}	125.08 MW
Rendement thermodynamique de TG η_{TG}	29.63 %

Tableau 3.3 : les parametres de TG en 60.23% de la charge maximale

2.2 Simulation avec MATLAB (2^{ème} Méthode) :

On fait une petite simulation avec MATLAB pour confirmer les calculs :

Tout d'abord, nous avons commencé à saisir les données dans les trois charges.

```

1 clc; clear all; close all;
2
3 %% Données d'entrée
4 ma = [658, 489.5, 462.2]; % Débit air [kg/s]
5 mg = [15.87, 11.23, 10.61]; % Débit gaz [kg/s]
6 PCI = 45290; % PCI du carburant [kJ/kg]
7 rendement_comb = 0.97; % Rendement de combustion
8 T1 = [290.11687, 290.88, 289.033]; % Entrée compresseur [K]
9 T2 = [703.15, 668.3, 657.9]; % Sortie compresseur [K]
10 T3 = [1520, 1464.7, 1457.5]; % Entrée turbine [K]
11 T4 = [862.97, 856.91, 864.26]; % Sortie turbine [K]
12
13 %% Cp de l'air et du gaz
14 Cp_air = @(T) 1.03409 - 0.284887e-3*T + 0.781682e-6*T.^2 - 0.497078e-9*T.^3 + 0.107702e-12*T.^4;
15 Cp_gaz = @(T) 1.034509 - 0.2848870e-3*T + 0.7816818e-6*T.^2 - 0.4970786e-9*T.^3 + 0.05077024e-12*T.^4;
16
17 n = length(mg);
18
19 % Initialisation
20 W_comp = zeros(1, n);
21 W_turb = zeros(1, n);
22 Q_in = zeros(1, n);
23 W_net = zeros(1, n);
24 eta_thermo = zeros(1, n);
25
26 % Pré-calcul des températures moyennes
27 T_moy_comb = (T2 + T3)/2; % Température moyenne combustion
28 T_moy_turb = (T3 + T4)/2; % Température moyenne turbine
29 Cp_gaz_comb = Cp_gaz(T_moy_comb); % Cp moyen combustion
30 Cp_gaz_turb = Cp_gaz(T_moy_turb); % Cp moyen turbine
31
32 for i = 1:n
33     %% Travail du compresseur (intégration numérique)

```

ne: 41 | col: 29 | encodage: UTF-8 | fin de ligne: CRLF |

```

26 % Pré-calcul des températures moyennes
27 T_moy_comb = (T2 + T3)/2; % Température moyenne combustion
28 T_moy_turb = (T3 + T4)/2; % Température moyenne turbine
29 Cp_gaz_comb = Cp_gaz(T_moy_comb); % Cp moyen combustion
30 Cp_gaz_turb = Cp_gaz(T_moy_turb); % Cp moyen turbine
31
32 for i = 1:n
33     %% Travail du compresseur (intégration numérique)
34     W_comp_spec = integral(Cp_air, T1(i), T2(i)); % kJ/kg
35     W_comp(i) = ma(i) * W_comp_spec / 1000; % MW
36
37     %% Énergie entrante
38     deltaT_comb = T3(i) - T2(i);
39     Q_in(i) = Cp_gaz_comb(i) * deltaT_comb * (ma(i) + mg(i)) / (1000 * rendement_comb); % MW
40
41     %% Travail de la turbine
42     W_turb_spec = Cp_gaz_turb(i) * (T3(i) - T4(i));
43     W_turb(i) = (ma(i) + mg(i)) * W_turb_spec / 1000; % MW
44
45     %% Puissance nette et rendement
46     W_net(i) = W_turb(i) - W_comp(i);
47     eta_thermo(i) = W_net(i) / Q_in(i);
48 end
49
50 %% Affichage amélioré
51 fprintf('%-10s %-12s %-12s %-12s %-12s %-12s\n', ...
52     'Cas', 'W_comp', 'W_turb', 'Q_in', 'W_net', 'Rendement');
53 fprintf('-----\n');
54 for i = 1:n
55     fprintf('%-10d %-12.2f %-12.2f %-12.2f %-12.2f %-12.2f\n', ...
56         i, W_comp(i), W_turb(i), Q_in(i), W_net(i), eta_thermo(i)*100);
57 end

```

ligne: 41 | col: 29 | encodage: UTF-8 | fin de ligne: CRLF

Après on affiche les résultats en utilisant la clique RUN.

Cas	W_comp	W_turb	Q_in	W_net	Rendement	
1	281.00	472.11	612.01	191.10	31.23	%
2	190.42	326.18	445.02	135.77	30.51	%
3	175.54	300.62	422.11	125.08	29.63	%

Nous remarquons que les résultats sont égaux.

$$W_{LP} = h_6 - h_7 \dots\dots\dots(3.17)$$

$$W_{TV} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) + (h_6 - h_7) \dots\dots\dots(3.18)$$

3.1.3 Calcule l'Energie fournie :

$$Q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \dots\dots\dots(3.19)$$

3.1.4 Détermination de l'enthalpie du chaque point de cycle :

- Pour 97.14 % de la charge maximale de groupe (408.57278 MW) :

	Température C	Pression (bar)	Enthalpie (KJ/Kg)
1	30.376	0.044	127.31
2	33.10	25.039	140.96
3	547.3	116.4849	3478.3375
4	367.314	29.63	3157.2448
5	550	27.58214	3571.8444
6	229.1	23.0229037	2830.7896
7	32.27	0.044	2317.23

- Pour 75.71% de la charge maximale de groupe (318.5764 MW) :

	Température C	Pression (bar)	Enthalpie (KJ/Kg)
1	28.5	0.0389	119.47
2	30.45	25.609	129.9532
3	542.10004	94.22047	3488.09
4	373.11	25.17	3170.15
5	547.4	22.94899	3570.3386
6	222.5	2.6379752	2913.45
7	30.41	0.0437	2313.43

- Pour 60.23% de la charge maximale de groupe (253.9945 MW) :

	Température C	Pression (bar)	Enthalpie (KJ/Kg)
1	27.44	0.035	115.042
2	29.44	25.87	125.7619
3	539.8	84.42	3492.47
4	376.49	23.44	3190.06
5	540.9	20.099176	3558.54
6	218.30002	2.575	2905.198
7	28.33	0.0385	2309.19

3.1.5 Détermination de rendement :

Charge	Wp	Wt	Qin	Wnet	η_{TV}
97.14 %	13.65	1575.71	3751.98	1562.06	41.63%
75.71%	10.48	1565.84	3749.32	1555.36	41.48%
60.23%	10.72	1551.76	3735.19	1541.04	41.26%

Tableau 3.4 : les parametres de TV dans les trois paliers de charge

3.2 Simulation avec MATLAB (2^{ème} Méthode) :

```

1  clc; clear;
2  % Définition des vecteurs d'enthalpie pour chaque point (6 charges)
3  h1 = [127.31, 119.47, 115.042];
4  h2 = [140.96, 129.9532, 125.7619];
5  h3 = [3478.3375, 3488.09, 3492.47];
6  h4 = [3157.2448, 3179.16, 3190.06];
7  h5 = [3571.8444, 3570.3386, 3558.541];
8  h6 = [2830.7896, 2913.45, 2905.198];
9  h7 = [2317.23, 2313.43, 2309.191];
10 % Initialisation des vecteurs résultats
11 n_charges = length(h1);
12 W_net = zeros(1, n_charges);
13 Q_in = zeros(1, n_charges);
14 eta = zeros(1, n_charges);
15 % Calcul par boucle
16 for i = 1:n_charges
17     % Travail de la pompe
18     W_pompe = h2(i) - h1(i);
19     % Travail des turbines (HP + MP + BP)
20     W_turb_HP = h3(i) - h4(i);
21     W_turb_MP = h5(i) - h6(i);
22     W_turb_BP = h6(i) - h7(i);
23     W_turb_total = W_turb_HP + W_turb_MP + W_turb_BP;
24     % Chaleur fournie (chaudière + resurchauffe)
25     Q_chaudiere = h3(i) - h2(i);
26     Q_resurchauffe = h5(i) - h4(i);
27     Q_in_total = Q_chaudiere + Q_resurchauffe;
28     % Calcul du rendement
29     W_net(i) = abs(W_turb_total) - W_pompe;
30     Q_in(i) = Q_in_total;
31     eta(i) = (W_net(i) / Q_in(i)) * 100;
32 end
33
34 % Affichage des résultats
35 charges = [408.57278, 370.39786, 318.5764, 301.1017, 275.0492, 253.9945];
36 fprintf('%-12s %-12s %-12s %-12s %-12s %-12s\n', ...
37     'Charge', 'W_pompe', 'W_turb', 'Q_in', 'W_net', 'Rendement');
38 fprintf('-----\n');
39 for i = 1:n_charges
40     fprintf('%-12.2f %-12.2f %-12.2f %-12.2f %-12.2f %-12.2f\n', ...
41         charges(i), h2(i)-h1(i), h3(i)-h4(i)+h5(i)-h6(i)+h6(i)-h7(i), ...
42         Q_in(i), W_net(i), eta(i));
43 end

```

ne: 27 | col: 47 | encodage: UTF-8 | fin de ligne: CRLF

Charge	W_pompe	W_turb	Q_in	W_net	Rendement	
408.57	13.65	1575.71	3751.98	1562.06	41.63	%
370.40	10.48	1565.84	3749.32	1555.36	41.48	%
318.58	10.72	1551.76	3735.19	1541.04	41.26	%
>>						

4 Calcul des paramètres de la chaudière de récupération :

Les données nécessaires pour calculer les paramètres de la chaudière est :

La charge (MW)	408.57278	318.5764	253.9945
T_E (C°)	587.314	591.193	598.859
T_s (C°)	74	69.97	69.21
$\dot{m}_g$ (kg/s)	673.87	500.73	472.78
$\dot{m}_v$ (kg/s)	111.9611	85.939	80.8278
$h_{v,out}$ (KJ/Kg)	3478.3375	3488.09	3492.47
$h_{v,in}$ (KJ/Kg)	140.96	129.9532	125.7619

T_E : Temperature de gaz entrant

T_s : Température de gaz sortant

$\dot{m}_v$: Débit de vapeur

$\dot{m}_g$: Débit de gaz d'échappement.

$h_{v,out}$: L'enthalpie de vapeur entrante.

$h_{v,in}$: L'enthalpie de vapeur sortante.

4.1 Détermination de rendement de la chaudière de récupération :

$$\eta_{ch} = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{Q_{vapeur}}{Q_{gaz}} \dots\dots\dots(3.20)$$

$$Q_{vapeur} = q_{in\ vapor} \times \dot{m}_{vapeur} \dots\dots\dots(3.21)$$

$$q_{in\ vapor} = (h_3 - h_2) \dots\dots\dots(3.22)$$

Donc on a :

$$Q_{vapeur} = (h_3 - h_2) \times \dot{m}_{vapeur} \dots\dots\dots(3.23)$$

$$Q_{gaz} = \dot{m}_{gaz} \int_{T_s}^{T_e} Cp \times dT \dots\dots\dots(3.24)$$

Les résultats pour les trois charges :

La charge (MW)	408.57278	318.5764	253.9945
q_{in} Vapeur (KJ/Kg)	3338.03	3358.1	3366.7
Q_{vapeur} (MW)	373.7	288.6	272.1
Q_{gaz} (MW)	413.3	324.2	311.7
$\eta_{chaudiere}$ (%)	90.405	89.011	87.310

Tableau 3.5 : les parametres de HRSG dans les trois paliers de charge

4.2 Simulation avec MATLAB (2^{ème} Méthode):

```

1 % Données fournies (conversion °C → K)
2 T_E_gaz_C = [587.314, 591.193, 598.859]; % °C
3 T_s_gaz_C = [74, 69.97, 69.33, 69.21]; % °C
4 T_E_gaz = T_E_gaz_C + 273.15;
5 T_s_gaz = T_s_gaz_C + 273.15;
6
7 mg_gaz = [712.87 550.73 520.78]; % kg/s
8 ma_vapeur = [111.9611 85.939 80.8278]; % kg/s
9 q_in_vapeur = [3337.4, 3358.1, 3366.7]; % kJ/kg
10
11 Cp_gaz = @(T) 1.034509 - 0.2848870e-3*T + 0.7816818e-6*T.^2 - 0.4970786e-9*T.^3 + 0.05077024e-12*T.^4;
12
13 n = length(T_E_gaz);
14 Q_abs = zeros(1,n);
15 Q_max = zeros(1,n);
16 eta_ech = zeros(1,n);
17 for i = 1:n
18     Q_abs(i) = ma_vapeur(i) * q_in_vapeur(i); % kW
19     delta_h_gaz = integral(Cp_gaz, T_s_gaz(i), T_E_gaz(i));
20     Q_max(i) = mg_gaz(i) * delta_h_gaz; % kW
21     eta_ech(i) = (Q_abs(i) / Q_max(i)) * 100
22 end

```

$Q_{max} = Q_{gaz}$

$Q_{abs} = Q_{vapeur}$

4.3 Equation d'équilibre des puissances :

$$\dot{m}_{TG} \cdot (h_{4TG} - h_{5TG}) = \dot{m}_{TV} \cdot [(h_{3TV} - h_{2TV}) + (h_{5TV} - h_{4TV})] \dots\dots\dots(3.25)$$

AN :

$$420077.0806 \approx 420075.02$$

La proximité entre les deux valeurs obtenues (42077.0806 et 42075.02) montre que l'équation d'équilibre des puissances est respectée. Cela indique que les transferts d'énergie dans le cycle combiné ont été correctement modélisés et que les pertes thermiques ou les erreurs de calcul sont négligeables. Le système est donc bien équilibré du point de vue énergétique.

5 Rendement de cycle combine

$$\eta_{cc} = \eta_g + (1 - \eta_g) \cdot \eta_v \cdot \left(\frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_1} \right) \dots\dots\dots(3.26)$$

η_g = rendement de cycle a gaz

η_v = rendement de cycle a vapeur

5.1 Détermination de rendement CC :

Cas 1 (97.14 %)	Cas 2 (75.71%)	Cas 3 (60.23%)
57.463	56.6	54.780

Tableau 3.6 : rendement de cycle combiné dans les trois paliers de charge

6 Resultats et interpretations :

6.1 Contribution des turbines à gaz et à vapeur au rendement du cycle combiné :

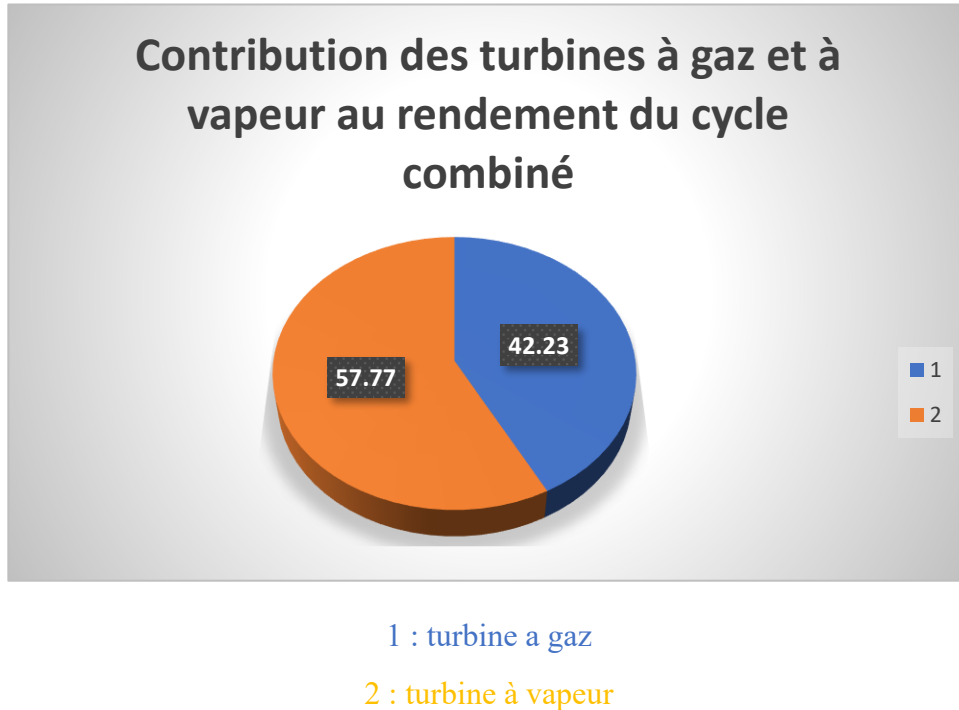


Figure 3.6 : Contribution des turbines à gaz et à vapeur au rendement du cycle combiné

6.1 Interprétation du cercle :

Le graphique circulaire illustre la répartition du rendement global d'un cycle combiné entre ses deux composants principaux : la turbine à gaz et la turbine à vapeur. On observe que la turbine à vapeur contribue à hauteur de **57,77 %**, tandis que la turbine à gaz représente **42,23%** du rendement total.

Cette répartition met en évidence l'importance de la récupération de chaleur dans ce type de cycle. En effet, bien que la turbine à gaz constitue le moteur principal en phase initiale, c'est la turbine à vapeur, alimentée par les gaz d'échappement récupérés, qui assure une part significative de la performance globale. Cela reflète l'efficacité énergétique accrue permise par la combinaison des deux technologies.

Ce type de configuration est typique des centrales à cycle combiné modernes, où l'optimisation du rendement énergétique est une priorité majeure.

6.1.1 Pourquoi la contribution de la turbine à vapeur (TV) est plus grande ?

- ✓ Récupération d'énergie dans la TV (sans apport de combustible) :

- La turbine à vapeur fonctionne grâce à la vapeur produite par la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz.
- Elle ne consomme pas directement de combustible, donc toute l'énergie qu'elle produit améliore le rendement global.

✓ Le rendement global est "partagé" :

- Le rendement du cycle combiné est réparti entre la TG et la TV.
- Même si la TG produit plus d'énergie brute, elle consomme aussi beaucoup plus de combustible, donc sa contribution au rendement (énergie utile / énergie primaire) est relativement plus faible.

✓ Calcul en termes de contribution au rendement, pas de puissance brute :

- Le graphique montre une analyse en pourcentage de rendement, pas la puissance brute générée.
- La turbine à vapeur profite d'un rendement marginal élevé, car elle transforme en énergie une chaleur qui aurait été perdue.

6.2 La variation du rendement cc en fonction de la charge :

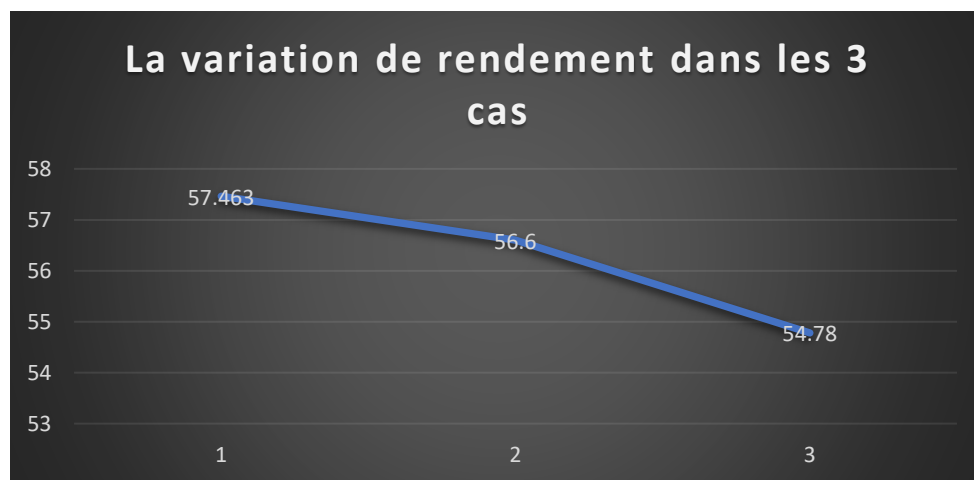


Figure 3.7 : Graphe de la variation de rendement en fonction de la charge

6.3 Interprétation de graphe :

Le graphique illustre l'évolution du rendement d'un cycle combiné en fonction de la charge électrique (exprimée en mégawatts). On observe une tendance générale à la hausse du

rendement lorsque la charge augmente, ce qui est typique du comportement d'un cycle combiné en exploitation.

À faible charge, aux alentours de 260 MW, le rendement est d'environ 54,7 %. Ce rendement s'améliore progressivement pour atteindre plus de 57 % à une charge de 410 MW. Cette progression s'explique par le fait qu'à des charges plus élevées, les équipements fonctionnent de manière plus efficace, réduisant les pertes énergétiques relatives. La montée du rendement avec la charge indique également une meilleure récupération de la chaleur par la chaudière de récupération et une turbine à vapeur qui opère dans des conditions plus optimales.

En résumé, le graphique confirme qu'un cycle combiné offre de meilleures performances à forte charge, ce qui justifie son exploitation préférentielle à des niveaux proches de sa capacité maximale.

6.3.1 Pourquoi le rendement d'une centrale thermoélectrique diminue-t-il lorsque la charge diminue ?

- Lorsque la charge électrique demandée à une centrale thermoélectrique diminue, le rendement global du système diminue également. Cela s'explique par le fait que ces centrales sont conçues pour fonctionner avec une efficacité maximale à proximité de leur charge nominale, c'est-à-dire dans des conditions de température, de pression et de débit optimisées. À faible charge, certaines pertes – notamment les pertes thermiques, les pertes mécaniques et les consommations énergétiques des systèmes auxiliaires – ne diminuent pas proportionnellement, ce qui augmente leur poids relatif dans le bilan énergétique. De plus, la qualité de la combustion se détériore souvent en raison d'un excès d'air ou d'un mauvais contrôle du mélange air-carburant, ce qui entraîne une production de chaleur moins efficace. Par ailleurs, les cycles thermodynamiques utilisés (comme le cycle de Rankine et Hirn) sont très sensibles aux variations de charge : un fonctionnement en dehors des conditions idéales réduit l'efficacité de la conversion de l'énergie thermique en énergie électrique. Ainsi, à charge réduite, l'ensemble du processus devient moins performant énergétiquement, ce qui explique la baisse du rendement.

7 Les solutions :

7.1 L'utilisation de l'hydrogène comme un carburant :

Nous pouvons utiliser l'hydrogène comme solution, mais il y a des avantages et des inconvénients comme le montre le tableau suivant :

7.1.1 Tableau comparative :

Paramètre	Méthane (CH ₄)	Hydrogène (H ₂)	Commentaires
-----------	----------------------------	-----------------------------	--------------

PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur)	50 MJ/kg	120 MJ/kg	H ₂ a un PCI beaucoup plus élevé → moins de masse de combustible nécessaire.
Température flamme adiabatique	~1350 °C	~1800 °C	H ₂ brûle à plus haute température → risques accrus de NO _x .
Rapport air/carburant (stœchiométrique)	~17/1	~34/1	H ₂ nécessite deux fois plus d'air pour une combustion complète.
Émissions CO ₂	Élevées	Nulle	H ₂ ne génère pas de CO ₂ (avantage environnemental).
Émissions NO _x (sans réduction)	Modérées	Élevées	Température élevée favorise la formation de NO _x sans contrôle spécifique.
Rendement turbine à gaz (TG)	35–39 %	36–41 %	Légère amélioration possible avec H ₂ (selon conception adaptée).
Rendement global cycle combiné (TG+TV)	55–58 %	56–60 %	Rendement similaire ou légèrement meilleur avec H ₂ .
Consommation massique de combustible	~14.3 kg/s	~6–7 kg/s*	H ₂ ayant un PCI + élevé → masse utilisée plus faible pour même énergie.
Volume spécifique du gaz	~22.4 L/mol	~11.2 L/mol	H ₂ est plus léger mais prend plus de volume à débit énergétique égal.
Modifications nécessaires	Système standard	Brûleurs spéciaux, matériaux résistants	Risques de rétro-allumage, fragilisation par l'hydrogène, besoin de redésigné.
Impact environnemental	GES + Nox	Zéro CO ₂ , mais NO _x	H ₂ : très propre si combustion optimisée.

Tableau 3.7 : Tableau comparative entre le CH₄ et l'hydrogène

Conclusion générale

Ce travail a permis d'analyser en profondeur le fonctionnement de la centrale thermique à cycle combiné de Ras Djinet, en mettant l'accent sur les effets des variations de charge sur son rendement énergétique. À travers des études théoriques, des observations terrain et des simulations sur MATLAB, plusieurs constats majeurs ont été établis.

Premièrement, nos analyses ont confirmé que le rendement global de la centrale diminue dès que la charge s'éloigne de sa valeur nominale. Ce résultat valide notre première hypothèse et s'explique par l'augmentation des pertes thermiques et mécaniques, notamment dans la turbine à gaz, la chaudière de récupération et la turbine à vapeur, comme nous l'avons également supposé.

Deuxièmement, nous avons pu identifier, à l'aide des données issues du système Siemens T3000, un intervalle de charge optimal dans lequel la centrale fonctionne avec une efficacité maximale. Cet intervalle correspond à une plage de charge moyenne à élevée, où les conditions thermodynamiques sont les plus stables et les plus favorables à une bonne récupération de chaleur.

Troisièmement, les simulations ont montré que des ajustements de régulation tels que le contrôle des débits d'air et de vapeur, la température d'entrée dans les échangeurs ou encore l'optimisation du fonctionnement des vannes de dérivation peuvent compenser, en partie, la baisse de rendement en charge partielle. Ce constat vient confirmer notre quatrième hypothèse.

Enfin, l'étude a également mis en évidence que des améliorations techniques peuvent être envisagées pour adapter la centrale aux régimes de charge variables. Il s'agit notamment de solutions comme l'ajustement du profil des ailettes, l'optimisation de la surface d'échange thermique, ou encore l'intégration de systèmes de stockage de chaleur pour lisser les fluctuations de charge. Cette conclusion valide notre dernière hypothèse.

En définitive, cette étude montre que l'optimisation du fonctionnement d'un cycle combiné à différents niveaux de charge est non seulement possible, mais également essentielle pour garantir une production d'électricité efficace, stable et respectueuse des exigences énergétiques actuelles.

Les sources :

1. <https://www.euro-energie.com/sonelgaz-attribue-provisoirement-le-contrat-de-realisation-de-la-nouvelle-centrale-de-ras-djinet-d-une-capacite-totale-de-1-200-mw-n-3288?> [En ligne]
2. <https://www.terrasol.fr/realisations/centrale-electrique-a-cycle-combine-de-1200-mw-a-ras-djenet-algerie?> [En ligne]
3. *Basic-01_Description générale de la centrale électrique_Rev (documents interne de la centrale électrique).*
4. • *documentation interne de la centrale à cycle combiné de ras djinet, Description du système d'exploitation et de contrôle philosophie (équipements de la prise d'eau de mer)Numérotation Constructeur :RDPP-V-00PAA-1-71-001.*
5. <https://ems-powermachines.com/hp-ip-lp-steam-turbine/>.
6. *Basic 12 & 13 Description générale-Turbine à gaz SGT5 4000F et ses composants (documents interne de la centrale électrique).*
7. S. Asma, «(Étude d'Impact Relative à la Réalisation et Exploitation d'une Centrale à cycle combiné à Ras Djinet, W. Boumerdès).,» année 2013.
8. J. Kehlhofer, R., Bachmann, R., Nielsen, H., & Warner, J. (1999). **Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants** (3rd ed.). PennWell.
9. <https://armourvalve.com/wp-content/uploads/2018/09/Turbine-ByPass-Control-System-HPLP.pdf>.
10. <https://www.atlascopco.com/fr-ma/compressors/wiki/compressed-air-articles/what-is-compressed-air> .
11. <https://www.garioninaval.com/fr/realisations/generateur-de-vapeur-a-recuperation-de-chaaleur/>.
12. <https://www.techtarget.com/whatis/definition/SCADA-supervisory-control-and-data-acquisition>.
13. efficiency., COLISOMO (D.) - Combined cycles which improved.
14. AG., Siemens Energy. (2020). SGT5-4000F Gas Turbine – Product Brochure. Siemens.
15. plc., Rolls-Royce. (2005). The Jet Engine (5th ed.). Derby: Rolls-Royce.
16. yunus A.Cengel, michael A. Boles, mehmet kanoglu. thermodynamics An Engineering Approach.
17. Boyadjian, A. (2021). HRSG Design and Operation. Power Engineering Journal.
18. Ait Ahmed, M. (2023). Étude d'un cycle combiné muni d'une chaudière de récupération multi-pression. Université de Blida 1.
19. Benali, H. (2022). Étude de performance d'une chaudière de récupération dans un cycle combiné. Université de Boumerdès.

- 20. Assal, D., Bouchelaghem, S., & Rachedi, H. (2021). Étude des performances d'une centrale thermique à cycle combiné de Cap-Djenet. Université de Blida 1.**
- 21. Benslimane, Y., & Houari, A. (2021). Analyse énergétique et exergétique d'un système HRSG avec postcombustion. Revue des Énergies Renouvelables, 24(1), 45–52.**
- 22. Mebarki, L. (2022). Comportement thermodynamique d'une HRSG dans un cycle combiné. Université de Bejaïa.**
- 23. Zeroual, F. (2020). Simulation et analyse énergétique d'une centrale à cycle combiné. Université de Constantine.**
- 24. Siemens, Siemens Energy. (2021). SST5-3000 steam turbine – Technical specifications.**
- 25. efficiency., COLISOMO (D.) - Combined cycles which improved.**

