

Résumé

Résumé :

Les turbines à gaz ont connu ces dernières années un rythme de développement accéléré dans l'industrie des hydrocarbures, la production d'énergie électrique, et les turbohélices...etc.

Ces machines sont très sensibles aux conditions climatiques, c'est-à-dire, à la température de l'air ambiant et à l'humidité, en plus des méthodes de leur utilisation et de leur emplacement. Une température élevée conduit à une diminution de la densité de l'air, ce qui réduit l'intensité de la combustion ; tous ces facteurs ont un impact direct sur leur rendement.

L'industrie énergétique en Algérie repose sur les turbines à gaz dans les stations de pétrole et de gaz qui sont installées au sud du pays, connu pour son climat chaud et sec ; d'où la nécessité d'améliorer les performances de ces machines. Dans ce contexte, nous avons décidé de proposer dans la présente étude, des mécanismes tels que le refroidissement entre plusieurs compresseurs introduits dans une seule installation, un réchauffement entre deux turbines et une combinaison entre deux cycles (gaz-air).

L'étude comprend d'une part, une étude d'un cycle combiné, où nous avons essayé de déterminer l'influence de la température ambiante et de sur sa performance, d'autres part, le calcul des caractéristiques d'un cycle simple et d'un cycle amélioré d'une turbine à gaz, puis la comparaison entre eux.

Il a été aussi question de l'impact des conditions environnementales de la température, température d'entrée de la turbine, l'effet de l'échangeur sur le rendement et les performances des TG.

Pour calculer les résultats, nous avons employé un programme de simulation (EES).

Abstract:

Gas turbines have experienced in recent years an accelerated pace of development in the hydrocarbon industry, the production of electrical energy, and turbojets ... etc.

These machines are very sensitive to climatic conditions, i.e. ambient air temperature and humidity, in addition to the methods of their use and location. A high temperature leads to a decrease in the density of the air, which reduces the intensity of the combustion; all of these factors have a direct impact on their performance.

The energy industry in Algeria is based on gas turbines in the oil and gas stations that are located in the south of the country, known for its hot and dry climate; hence the need to improve the performance of these machines. In this context, we decided to propose in the present study, mechanisms such as the chilling between several compressors introduced in a single installation, a heating between two turbines and a combination between two cycles (gas-air).

The study includes, on one hand, a study of a combined cycle, where we tried to determine the influence of the ambient temperature and on its performance, on the other hand, and the calculation of the characteristics of a simple cycle. And an improved cycle of a gas turbine and then the comparison between them.

The impact of the environmental conditions of the temperature, input temperature of the turbine, the effect of the heat exchanger on the efficiency and the performance of the tags was also discussed.

To calculate the results, we used a simulation program (EES).

LISTE DES FIGURES

Chapitre 1

FIGURE 1-2 : SCHEMA D'UNE TAG A UN SEUL ARBRE

FIGURE 1-2 : SCHEMA D'UNE TAG A DEUX ARBRES

Chapitre 2

FIGURE 2-1 : TURBINE A GAZ AVEC REFROIDISSEUR MECANIQUE

FIGURE 2-2 : SCHEMA D'UNE TAG AVEC L'AIR REFRIGERE A L'ENTREE DU COMPRESSE

FIGURE 2-3 : REFROIDISSEUR MECANIQUE AVEC UN SYSTEME DE STOCKAGE D'EAU

Chapitre 3

Figure 3-1 Schéma simplifié des éléments principaux de la TG.

Figure 3-2 Principaux éléments du système d'échappement.

Figure 3-3 Cycle de Brayton

Figure 3-4: Diagramme de cycle théorique de TG à combustion isobare en (P, V) et (T, S)

Figure 3-5 Diagramme (T, S) du cycle simple ouvert réel.

Figure 3-6 Cycle simple à deux arbres

Figure 3-7 Diagramme de compression multi étapes avec refroidissement intermédiaire

Figure 3-8 Diagramme du cycle de refroidissement intermédiaire d'une TG

Figure 3-9 Le cycle de réchauffage et le diagramme de (T, S)

Figure 3-10 Schéma de la Tag avec refroidisseur intermédiaire

Figure 3-16 L'effet du taux de compression et du rapport de température sur η_{th}

Figure 3-15 Schéma et diagramme (T, S) du cycle régénérateur de la TG

Figure 3-14 Bloc de filtration

Figure 3-13 Schéma thermique de l'installation de Tag à deux arbres

Figure 3-12 Cycle simple avec refroidisseur intermédiaire, réchauffage et régénération.

Figure 3-11 Schéma et diagramme (T, S) du cycle Brayton avec réchauffage TG

Chapitre 4

Figure 4.1: Moteur à turbine à gaz à cycle ouvert simple

Figure 4.2: Turbine à gaz avec ABC (air bottoming cycle)

Figure 4.3: Schéma du compresseur du cycle de base de la turbine à gaz.

Figure 4.4: Schéma de la chambre de combustion du cycle de base de la turbine à gaz

Figure 4.5: Schéma de la turbine du cycle de base de la turbine à gaz

Figure 4.6: Schéma de principe de l'échangeur de chaleur gaz-air de la turbine à gaz avec cycle combiné à circulation d'air

Chapitre 5

Figure 5.1 : la variation du rendement en fonction de T_{max} et ses comparaisons

Figure 5-2: la variation de W_u en fonction de la température ambiante.

Figure 5-3 Variation du Pic en fonction du rendement.

Figure 5.4 la variation de travail en fonction de T_{max} .

Figure 5-5 : la variation de la consommation en fonction de T_{amb} .

Figure 5-6 la variation de puissance en fonction de T_{max} .

Figure 5-7 : La variation de travail en fonction de l'efficacité d'échangeur.

Figure 5-8 : la variation de puissance en fonction de l'efficacité de l'échangeur.

INTRODUCTION GÉNÉRALE

La consommation d'énergie est l'un des indicateurs les plus importants montrant les stades de développement des pays et les niveaux de vie des communautés. La croissance démographique, l'urbanisation, l'industrialisation et le développement technologique entraînent directement une augmentation de la consommation d'énergie. Pour répondre au besoin urgent de la consommation d'énergie, la technologie à base de turbine à gaz joue un rôle important pour exploiter les ressources.

Les centrales à turbine à gaz sont de plus en plus populaires en raison des rendements de conversion d'énergie plus élevés et des faibles émissions [1]. De plus, le faible coût en capital, les avantages environnementaux, les délais de construction courts et une réponse rapide à la demande ont fait des turbines à gaz supérieures aux centrales à vapeur [2]. Les turbines à gaz sont utilisées dans une très large gamme de services.

De nos jours, la turbine à gaz détient une part importante de la production mondiale d'électricité.

Dans les pays sahariens où la température est très élevée, l'industrie énergétique, en particulier, celle qui repose sur les turbines à gaz (TG), il y a un besoin de développement des méthodes permettant d'économiser la consommation de carburant et de diminuer les émissions polluantes. Ces méthodes s'appuient, généralement, sur l'amélioration du premier cycle (cycle de Brayton) qu'on étend à un cycle de fonctionnement complexe, en combinant plusieurs organes de cogénération de cycle avec de multiples machines d'interactions (exemple : Échangeur thermique, refroidisseur par évaporation, etc.).

Selon la 32^{ème} enquête annuelle sur les commandes de production d'électricité réalisée par les turbines Diesel et Gaz dans le monde, la production totale des turbines à gaz commandées a atteint environ 43 GW entre juin 2008 et mai 2009. Au cours des dernières années, la performance des turbines à gaz industrielles a été améliorée grâce à des investissements considérables dans la recherche et le développement [3.4].

Le développement de la turbine à gaz illustre bien ce que l'on appelle le principe de la courbe en S. Au début, les turbines à gaz étaient des moteurs inefficaces, volumineux et peu fiables. Afin d'améliorer leurs performances, des modifications, telles que le réchauffage, le refroidissement intermédiaire ou la récupération, ont été appliquées. Une autre approche consistait à combiner les turbines avec d'autres cycles plus développés, tels que le cycle de Rankine. Mais dès que la période de percée a été atteinte dans les années 1960, et que les turbines à gaz industrielles ont pu utiliser les résultats obtenus dans la technologie des réacteurs, l'utilisation de systèmes avancés / combinés n'était plus nécessaire pour une exploitation efficace. Les turbines à gaz à cycle ouvert offraient de faibles coûts d'investissement, une compacité et une efficacité proches de celles des centrales à vapeur. Néanmoins, après la crise pétrolière des années 1970, l'efficacité des centrales électriques est devenue la priorité absolue, et les centrales à cycle combiné, d'abord sous la forme de centrales à vapeur existantes, puis de turbines à gaz et à vapeur spécialement conçues, sont devenues une configuration commune de centrale électrique [5].

Le cycle combiné gaz-vapeur a permis d'améliorer considérablement l'efficacité énergétique des centrales électriques au cours des dernières décennies, avec des valeurs d'efficacité de conversion à l'électricité proches de 60% pour les centrales MWe et plus [6]. Même un tel cycle combiné offre un rendement énergétique et une efficacité énergétique élevés, mais les coûts d'installation du générateur de vapeur haute pression, de la turbine à vapeur et du condenseur peuvent s'avérer prohibitifs dans la production d'électricité à petite échelle [7].

Le cycle de mise à l'air libre (Air bottoming cycle (ABC)) associé à un cycle de turbine à gaz est un autre cycle combiné avancé offrant un rendement proche de celui d'un cycle combiné turbine-vapeur [8].

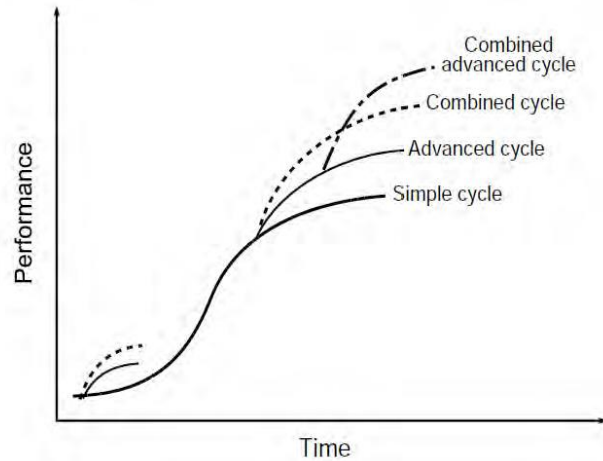


Figure 1 Chemin de développement technologique [5].

Cependant, la combinaison et l'intégration de deux cycles peuvent ne pas toujours être bénéfiques. Pour maintenir un gain de performance, l'évolution de la technologie du cycle combiné doit être évaluée sur la base de plusieurs critères, le plus important étant l'efficacité. Le concept d'efficacité dans le sens traditionnel est basé sur l'axiome de la conservation de l'énergie, ou la première loi de la thermodynamique. Le piège de ce concept provient de la loi même: il ne tient compte que de la quantité d'énergie, mais jamais de la qualité. La qualité de l'énergie au sens thermodynamique est synonyme de capacité à être transformée en travail utile, comme le stipule la deuxième loi de la thermodynamique, qui accorde une plus grande gloire aux formes d'énergie ordonnées (travail) qu'à la forme désordonnée de l'énergie (par exemple la chaleur) [9]. Ainsi, la deuxième loi de la thermodynamique a ouvert une toute nouvelle fenêtre pour mesurer et comparer la performance des conversions d'énergie. C'est ce qu'on appelle la méthode exergie.

Contrairement à l'énergie, l'exergie ou la disponibilité n'est pas une quantité conservée. Tout processus réversible entraîne une perte de disponibilité irrévocable comme l'impose la deuxième loi de la thermodynamique. Comme aucun processus naturel n'est totalement réversible, nous devons toujours accepter une certaine forme de perte de disponibilité, peu importe la façon dont nous essayons. Mais l'acceptation de la perte de disponibilité devrait toujours être compensée par une justification économique. L'inexistence d'une telle justification indique que la perte de disponibilité résulte uniquement d'une erreur dans l'art de l'ingénierie. Ainsi la présence d'une perte de disponibilité indique invariablement l'opportunité d'une amélioration thermodynamique [10].

L'exergie est définie comme le travail théorique maximal pouvant être obtenu à partir d'un système combiné (combinaison d'un système et de son environnement de référence) lorsque le système s'équilibre (thermiquement, mécaniquement et chimiquement) avec l'environnement sans violer les lois de la thermodynamique. Le travail maximum disponible d'un système émerge comme la somme de deux contributions: l'exergie thermomécanique et l'exergie chimique. L'exergie thermomécanique est définie comme le travail maximal extractible du système combiné lorsque le système entre en équilibre thermique et mécanique avec l'environnement, et sa valeur est calculé par rapport à la condition d'état mort limitée. Dans les conditions d'état mort limité, il n'y a pas de potentiel de travail entre le système et l'environnement en raison des différences de température et de pression. Dans cet état, la masse témoin est en équilibre thermo-mécanique avec l'environnement, mais pas nécessairement en équilibre chimique avec elle [11]. En principe, la différence entre les compositions du système à l'état mort restreint et l'environnement, et la différence de concentrations d'espèces entre le système et l'environnement peuvent être utilisés pour obtenir un travail supplémentaire pour atteindre l'équilibre chimique par

réaction et diffusion respectivement. Le travail additionnel maximal obtenu de cette manière est appelé l'exégèse chimique [9].

Comme l'analyse basée sur l'exergie des systèmes ayant différents types de carburant est plus fréquente; donc, naturellement, il devrait y avoir un raisonnement de sélection de carburant d'une analyse de système particulier.

De nos jours, en raison de la pression croissante sur les réserves mondiales de combustibles fossiles et la nature capricieuse du marché du pétrole brut ont fortement influencé la croissance de l'intérêt pour la recherche sur le gaz naturel. Le gaz naturel occupait un champ de recherche viril pour la production d'électricité à cycle combiné. Les analyses énergétiques et exergiques de ce cycle ont montré leur importance sur le cycle à base de charbon ou de pétrole [12]. Mais le problème est qu'une augmentation soutenue des demandes de puissance en période de pointe et de la période de pointe associée à l'augmentation des propriétaires et les exploitants d'usines existantes cherchent des alternatives de renforcement énergétique pour optimiser les performances des usines et les sources de revenus [13]. Une variété d'options pour améliorer la performance du cycle combiné (primarily plant output) existe.

La modélisation et la simulation de ces options constituent un outil inestimable pour l'évaluation et le développement des performances de l'usine. Aidé par une croissance inhabituelle des ordinateurs numériques, la modélisation a permis d'explorer les paramètres opérationnels du cycle, et l'effet de leur variation sur les performances. Le niveau de détail du modèle varie considérablement, selon la nature de l'étude. La modélisation basée sur l'exergie (deuxième loi de la thermodynamique) du cycle combiné a été établie comme un indicateur clé dans l'identification des effets des variations des paramètres opérationnels et fournit des indications pour le développement futur [14].

Objectif de la thèse

Pour ce mémoire de Master, nous nous sommes fixés les objectifs suivants :

Discuter une architecture générale des systèmes d'adaptation existant dans le monde industriel, dans laquelle les méthodes de récupération d'énergie suscitées peuvent être intégrées.

Étudier une technique d'augmentation de puissance pour la turbine à gaz avec ABC.

Réaliser des analyses énergétiques pour la turbine à gaz conventionnelle et la turbine à gaz avec cycle (ABC).

Cette architecture devra permettre de définir et de déployer les différents cycles d'amélioration et même, d'aider les utilisateurs à prendre le meilleur cycle de rendement. La délivrance de telles présentations devra assurer d'une part, une garantie de gain d'énergie, une puissance plus élevée (augmentation de rendement), d'autre part, la diminution de la consommation du carburant.

Pour ce faire, nous sommes amenés à répondre aux questions suivantes :

- Comment optimiser l'augmentation de la température d'admission ?
- Quels sont les méthodes de refroidissements industrielles disponibles ?
- Comment optimiser la consommation du carburant dans la chambre de combustion, tout en préservant un bon rendement avec présence de la température ambiante élevée ?
- Notre méthode appliquée est-elle efficace pour réduire la consommation du gaz et améliorer le rendement global ?

CHAPITRE 1 : Étude bibliographique

1.1. Introduction :

Il est bien connu que les turbines à gaz (TG) produisent moins d'énergie lorsque la température ambiante est plus élevée. Ceci est principalement dû au fait que la température de l'air d'admission influe sur la masse volumique du fluide moteur, ce qui réduit le débit massique en circulation dans l'installation. Le refroidissement d'admission de turbine est défini comme le refroidissement de l'air avant qu'il n'entre dans le compresseur d'alimentation de la turbine à gaz, ce qui a pour objectif, d'augmenter le rendement et la puissance de l'installation quand la température ambiante est plus haute que les conditions standards.

Les gaz d'échappement de la TG transportent une quantité importante d'énergie thermique qui est généralement expulsée dans l'atmosphère, ce qui entraîne une réduction de travail en réseau.

Les deux phénomènes sont évoqués et peuvent être résolus par l'installation d'un cycle de refroidissement à l'entrée du compresseur axial.

Dans cette étude, nous cherchons une méthode d'amélioration des performances de la TG, en proposant un cycle de refroidissement de l'air, utilisant l'énergie gratuite des gaz d'échappement.

1.2. Historique de création et de développement de la Tàg :

En Angleterre en **1791**, **John Barber** a inventé la première véritable Tàg au niveau mondial.

Son invention contient la plupart des éléments actuels d'une Tàg moderne, qui utilise le cycle thermodynamique. Les éléments principaux de l'installation sur plan, sont constitués d'une chaîne d'entraînement d'un compresseur, une chambre de combustion et une Tàg de détente [1].

En **1861**, **MENNONS** a écrit un brevet d'une TG dont la conception se rapproche des Tàg modernes à circuit ouvert. Un compresseur centrifuge et une turbine radiale, les deux à un seul étage, un récupérateur de chaleur et une chambre à combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides.

En **1884**, **PARSONS** a employé le compresseur et la turbine, chacun comportant plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvaient être refroidies par une circulation interne d'eau.

1.2.1. Les cinquante premières années du 20ème siècle :

En **1903**, l'ingénieur norvégien **Aegidius Elling** a réussi à dépasser l'étude théorique pour construire la première TG à cycle simple d'une puissance nette de 8,1 kW et d'une température d'entrée de turbine (TET) à 400 °C [2, 3]. La puissance faible de la turbine a été attribuée entre autres, au fait que la TG a été conçue pour être alimentée en air à haute pression. Cette installation est composée d'un étage de turbine radiale et de 6 étages de compresseur radiaux. Pour tenir compte des limitations de la rigidité du matériau de la Tàg, les gaz de combustion passaient à travers un échangeur de chaleur (eau/gaz) pour se refroidir et produire de la vapeur d'eau. Par la suite, le mélange de combustion refroidit et la vapeur est envoyée dans la turbine. On peut dire que l'idée d'**Elling** était en avance sur son temps, en plus, pour la technique de réduction du travail de compression, il a incorporé le concept de refroidissement intermédiaire et mis également en place l'injection de vapeur.

En **1905** à Berlin-Weissensee l'ingénieur **Franz Stolze** a testé la première installation complète d'une centrale énergétique dans le monde de conception axiale. Ce travail a été fait en parallèle avec celui d'**Elling**. **Franz Stolze** pour le développement de son idée, a obtenu une récompense en 1899 pour sa TG construite en 1873. Cette dernière a une puissance nette d'environ 150 kW, une seule chambre de combustion, un récupérateur et plusieurs étages dans la turbine (15 étages axiaux) ainsi que dans le compresseur (10 étages axiaux) [4].

Une autre turbine ayant une importance historique, a été développée par **Charles Lamale** et **Rene Armengaud**, cette turbine, constituée d'un compresseur centrifuge à 25 étages avec trois tubes de refroidissement intermédiaire, a été construite pour l'entreprise BBC par l'ingénieur français **August Rateau** durant les années **1905-1906**. La turbine est d'une conception de deux étages à impulsion axiale. L'unité conçue pour produire 298,4 KWatt avec TET de 400°C et le taux de compression (τ) de 3 avait une efficacité de cycle de seulement (2÷3)%, et ce, parce que le compresseur consommait 248,69 KWatt [1].

Parmi les problèmes rencontrés au début du développement de la TG, celui associé au fait que la section de compression consommait une quantité d'énergie importante produite dans la section turbine, car on maîtrisait mal, les phénomènes aérodynamiques des aubes et les frottements mécaniques des paliers dans le compresseur et la turbine.

Durant la période **1920-1930**, beaucoup d'efforts ont été fournis pour le développement de l'efficacité du compresseur axial et plus particulièrement au niveau de l'entreprise BBC. Les travaux de **Ludweig Prandtl** en Allemagne, un des pionniers du monde dans le domaine de l'aérodynamique sur le développement des théories des profils minces et compacts, ont servi au développement de la théorie aérodynamique sur les turbocompresseurs [5].

La première TG mondiale génératrice de puissance électrique, qui a été une réussite, a été développée par la BBC et mise en exploitation commerciale à Neuchâtel, en Suisse en **1939** [6]. Elle est composée d'un arbre, avec un compresseur axial doté de (23) étages, une chambre de combustion et une turbine axiale de (07) étages. Cette TG possède une TET de 550 °C, taux de pression ($\tau = 4,4$), une capacité de production d'électricité de 4 MW et un rendement de 17,4% [27, 73]. Le compresseur axial consomme environ 74% de l'énergie produite par la turbine et les rendements adiabatiques du compresseur et de la turbine ne sont respectivement que de 85 et 88%. En 1988, ASME a déclaré que la Tàg de Neuchâtel était le lieu historique international de génie mécanique [6].

1.2.2. La seconde moitié du 20ème siècle :

Durant la période **1950-1960**, les matériaux à haute température étaient disponibles pour permettre une température d'entrée de turbine sensiblement élevée. Durant les années 1960, des efforts ont été consacrés à l'augmentation de la TET pour améliorer l'efficacité du cycle de Brayton. Par exemple, en **1961**, **Westinghouse** a construit sa turbine à gaz W191 d'une puissance 18 MW à TET de 788 °C et d'une efficacité du cycle à 25,4% [1]. Il y avait aussi une poussée agressive pour le développement de systèmes à cycle combiné dans les années 1960 afin d'améliorer l'efficacité globale des installations de TG. **Westinghouse** a mis en exploitation sa Tàg **Power Station** W301, à San Angelo aux États-Unis en 1967, d'une puissance de 25 MW avec TET à 788 °C, et d'une efficacité à cycle combiné de 39%, qui a été considérée comme le taux le plus élevé aux États-Unis pendant des années [1]. Les effets de la TET et du taux de pression sur le rendement du cycle combiné sont clairement exposés dans la littérature [7, 8, 1, 9]. Cette approche est destinée à optimiser les TG pour un travail spécifique maximal. Au milieu des années **80**, les principaux fabricants de TG ont commencé à développer les types industriels classe -F avec une TET à 1260 °C ou plus, qui ont été commercialisées dans le début des années **1990**. Ce développement a été pour beaucoup dans l'amélioration des performances de ces turbomachines.

1.3. Principales utilisations de la TG :

La TG est une machine motrice permettant d'entraîner des alternateurs pour la génération d'électricité, ou des pompes et compresseurs, en général de forte puissance, de façon libre et continue. Chaque cas d'installation de TG doit être personnalisé avec des paramètres spécifiques définis tels que :

1. Type de combustible.
2. Durée de fonctionnement par an.
3. Températures extérieures extrêmes.
4. Montage, nuisances, etc.

1.3.1. Production d'électricité :

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

1.3.2. Production combinée chaleur-force :

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

1.3.3. Pompage et compression :

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

1.4. Classement des TG :

On peut classer les TG en deux catégories selon leur conception mécanique et leur technologie :

- Les turbines industrielles pouvant être de type un (1) arbre ou deux (2) arbres.
- Les turbines de type aviation à deux (2) arbres.

1.4.1. Turbines industrielles :

Les turbines industrielles sont des machines lourdes et assez rustiques où l'objectif principal est la longue durée d'exploitation. Cette dernière conduit à l'application de paramètre de fonctionnement peu sévère :

- Le rapport de compression compris entre 6 et 8.
- La TET doit être supérieur à 950°C (pour vaincre les problèmes de corrosion), alors, les rendements moyens seront compris entre 25 à 30 %.

1.4.1.1. Turbine à un arbre :

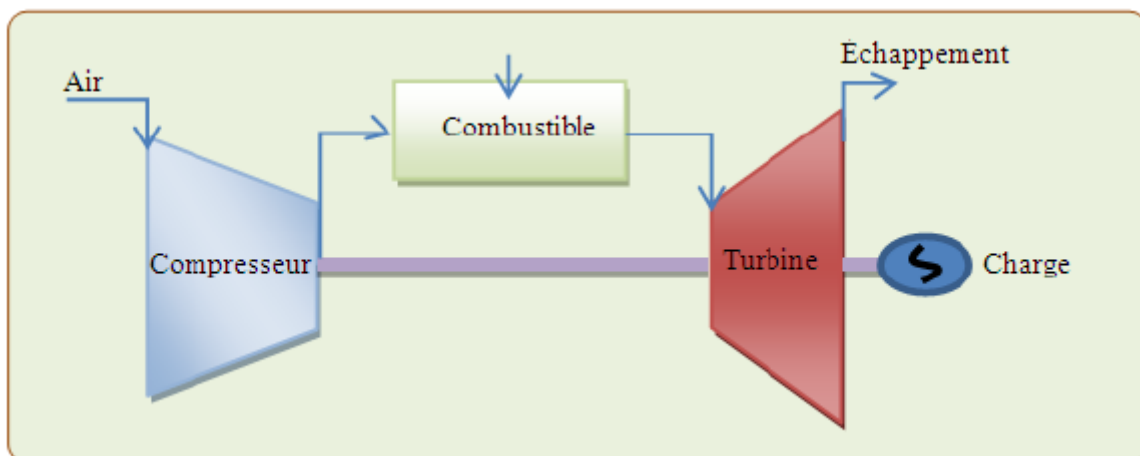


Figure 1-1 Schéma d'une TG à un seul arbre

Dans cette catégorie de TG, le compresseur d'air, la turbine de détente et l'appareil entraîné sont sur le même arbre. Cette installation a un côté positif, du fait de sa grande simplicité, mais a aussi un côté négatif, puisqu'elle conduit à un intervalle d'utilisation de vitesse étroit, à faible rendement partiel qu'une turbine à deux arbres. En plus, le moteur de démarrage doit entraîner l'ensemble de l'équipage mobile. La deuxième catégorie de la turbine est généralement la plus utilisée pour l'entraînement d'alternateur, alors, la vitesse de rotation est constante [10].

1.4.1.2. Turbine à deux arbres :

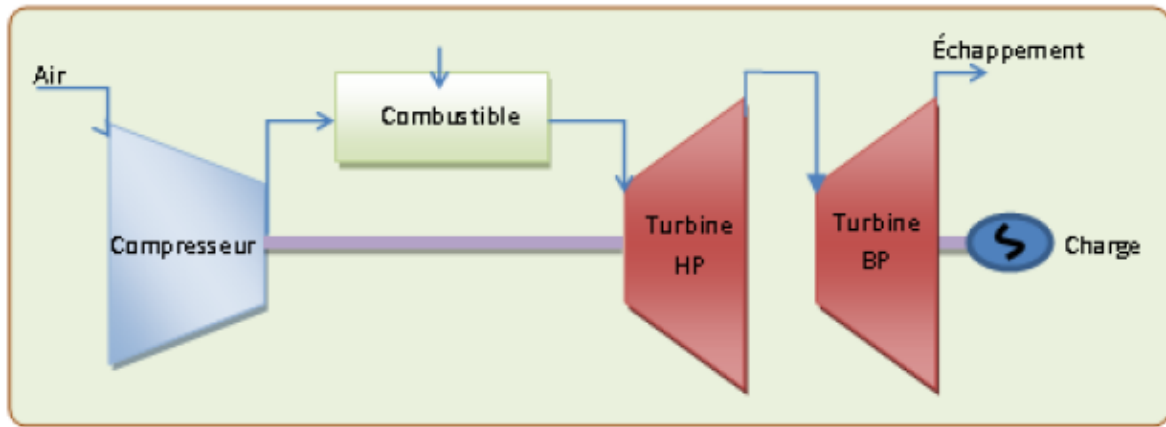


Figure 1-2 Schéma d'une TG à deux arbres

La turbine de détente est subdivisée en deux parties :

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

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

De point de vue mécanique, la turbine à deux arbres est plus complexe que la turbine à un seul arbre ; mais, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse de rotation. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre du générateur de gaz [10]

1.4.2. Turbines de type " Aviation " (Aéro-dérivative) :

Les turbines de type aviation, également appelées turbines "jet", sont constituées d'un réacteur GG suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire de l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à deux arbres utilisant des techniques aéronautiques très répandues. La conception est évidemment bien différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux.

Le GG ne peut plus être réparé sur site, il doit être remplacé par un générateur neuf ou rénové.

La réparation se fait chez le constructeur, en atelier spécialisé compte tenu de la sécurité.

1.5. Pollution

Les fabricants de ces équipements font des travaux intéressants pour diminuer le niveau des produits polluants rejetés par les Tàg. L'emploi de gaz naturel (généralement constitué d'un peu de soufre) ou de carburant liquide sans soufre, admet une émission faible de SO₂, dans les chambres de combustion particulières avec des injecteurs spécifiques qui permettent une émission faible de CO. Les modèles peu polluants sont surtout installés par les pays développés, tandis que les TG de concept moins sophistiqués et de prix moins élevé sont préférés par les pays en voie de développement.

1.5.1. Pollution physique

L'air atmosphérique contient en suspension des particules en quantité variable.

Nous citerons à titre d'exemple :

- En zone rurale : Le sable, l'humus et le pollen ;
- En zone urbaine : Les poussières, les cendres, les gaz d'échappement des véhicules et des chaufferies ; En zone industrielle : Les poussières, les cendres, les résidus légers véhiculés par les

ventilateurs d'aération des lieux de fabrication, les fumées d'usine. Ces particules peuvent posséder deux caractéristiques préjudiciables à la conservation du bon état des composants de la TG.

- Une caractéristique abrasive : Qui aura pour conséquence la détérioration des ailettages par impact sur les bords d'attaque et par érosion sur la surface des pales et les bords de fuite (exemple : le sable) ;
- Une caractéristique d'adhérence : Qui amènera les particules à se coller sur les ailettages en modifiant leur profil, ce qui conduit à une réduction du rendement (exemple : les pollens).

En général, la pollution physique détériore et encrasse les ailettages du compresseur d'air et certaines particules peuvent également, entraîner des dégradations sur les ailettages de la turbine.

1.5.2. Pollution chimique

L'air peut contenir des gaz et, en suspension, des cristaux ou des poussières chargés de composants chimiques indésirables, tels que le chlorure de sodium (sel de mer), le soufre et ses dérivés, le chlore et ses dérivés et des acides organiques et inorganiques.

Ceux-ci ont des actions corrosives qui peuvent endommager les ailettages du compresseur, mais plus fréquemment, les parois de la chambre de combustion et les ailettages de la turbine du fait que, par sa haute température, la combustion transforme le polluant ou l'associe à un autre polluant apporté par le combustible.

La parade consiste en des traitements de surface anticorrosifs appliqués par le constructeur sur les parties exposées, et des inhibiteurs éventuellement ajoutés au combustible.

Finalement, la pollution chimique de l'air est difficile à contrôler ; si elle provient d'un gaz, aucun n'autre moyen de protection n'existe que le lavage, lui-même difficile à réaliser, en plus d'une efficacité incertaine.

CHAPITRE 2 : RECUPERATION DE CHALEUR

2.1. Introduction :

La chaleur de récupération aussi dénommée chaleur fatale est la « *chaleur générée par un procédé qui n'en constitue pas la finalité première, et qui n'est pas récupérée* » [1]

La chaleur fatale peut être réutilisée directement (ou après concentration et/ou stockage) pour améliorer un processus (préchauffage de gaz par exemple), pour chauffer un lieu ou des objets, ou encore pour refroidir (*via* un évaporateur ou un autre système) ou produire de l'électricité, par exemple *via* la technologie ORC (*Organic Rankine Cycle*) basée sur le cycle de Rankine.

Il s'agit généralement à la fois d'améliorer l'efficacité énergétique et l'efficacité environnementale d'un système nécessitant une production inévitable de chaleur.

2.2. Enjeux :

Récupérer la chaleur fatale pour un autre usage (par exemple pour chauffer une éco-Cité ou un territoire urbain à partir de rejets industriels) - outre une opportunité industrielle et en termes d'emplois créés est l'un des moyens de diminuer l'entropie d'un système et donc de réduire le gaspillage d'énergie et améliorer l'efficacité énergétique.

Ces calories, par exemple extraites par un échangeur thermique ou une pompe à chaleur peuvent alimenter un réseau de chaleur, parfois en y associant une cogénération.

La récupération de la chaleur fatale peut aussi être un moyen de moins dépendre d'énergie fossile et de réduire les émissions de gaz à effet de serre (à service égal), au profit des énergies renouvelables et de la récupération. Le mix énergétique tend à progressivement intégrer cette ressource, notamment dans les pays qui ont adopté l'objectif du facteur 4 à l'horizon 2050, mais avec des enjeux et contextes très variables d'une région du monde à l'autre. Les tours de refroidissement sont également consommatrices d'eau et le refroidissement direct des centrales thermiques et nucléaires par eau impose des rejets d'eau chaude sources de pollution thermique et souvent de pollution chlorée (quand le chlore est utilisé pour désinfecter l'eau ou empêcher le *fouling* dans les tuyaux et systèmes d'échangeurs thermiques).

Les enjeux de recherche et développement portent aussi sur les moyens efficaces, « propres et sûrs » de concentrer les calories à partir de rejets à basse température, et/ou de les stocker (par exemple dans un matériau à changement de phase. [2]

La récupération de chaleur s'inscrit dans une logique d'économie circulaire, ou de recyclage: d'un "déchet" (chaleur nuisible au bon déroulement d'un processus industriel, devant être évacuée) on fait une ressource, qui servira à chauffer un bâtiment par exemple.

2.3. Technologies d'Augmentation et Analyse Exercée :

Ces dernières années, la température mondiale a augmenté progressivement en raison du réchauffement climatique. Par conséquent, la demande d'électricité pendant les jours d'été a augmenté. Malheureusement, la production de la turbine à gaz sera réduite de 0,5% à 0,9% pour chaque augmentation de 1 ° C de la température ambiante [3, 4]. Étant donné que les performances des turbines à gaz jouent un rôle important dans les centrales à cycle combiné, une température ambiante élevée entraînera une perte de puissance pour les cycles combinés. Les demandes de puissance en période de pointe et la période de pointe combinées à l'augmentation des pics d'énergie ont encouragé les propriétaires et exploitants d'usines existantes et de constructeurs de centrales à cycle combiné à rechercher des alternatives améliorant la puissance pour optimiser la performance des centrales. Une variété d'options disponibles pour améliorer la performance du cycle combiné.

L'injection de vapeur ou d'eau dans la chambre de combustion est couramment appliquée pour le contrôle des NOx. L'injection de vapeur ou d'eau dans la tête de la chambre de combustion pour la réduction des NOx augmente le débit massique et, par conséquent, la production. Généralement, la quantité d'eau est limitée à la quantité requise pour satisfaire aux exigences en matière de NOx afin de minimiser les coûts d'exploitation et les répercussions sur les intervalles d'inspection. L'injection de vapeur pour l'augmentation de puissance est une option disponible depuis plus de 30 ans. Lorsque de la vapeur est injectée pour une augmentation de puissance, elle peut être introduite dans le carter de refoulement du compresseur de la turbine à gaz ainsi que dans la chambre de combustion. En fonctionnement en cycle combiné, le taux de chauffage du cycle augmente avec l'injection de vapeur ou d'eau. Dans le cas de l'injection d'eau, ceci est principalement dû à l'utilisation d'énergie à haute teneur pour vaporiser et chauffer l'eau. Dans le cas de l'injection de vapeur, ceci est principalement dû à l'utilisation de l'énergie du cycle de fond pour générer la vapeur pour la turbine à gaz qui pourrait autrement être utilisée dans la turbine à vapeur [5].

Pour les applications où la demande d'énergie importante et les prix de l'électricité les plus élevés se produisent pendant les mois chauds, un système de refroidissement d'entrée d'air de turbine à gaz est une option utile pour augmenter la production. Le refroidissement d'admission d'air augmente la production en tirant parti de la caractéristique de débit de masse plus élevé de la turbine à gaz et donc, de sortie, lorsque la température d'entrée du compresseur diminue. Les turbines à gaz industrielles fonctionnant à vitesse constante sont des machines à débit constant. Le volume d'air spécifique est directement proportionnel à la température. Parce que l'air refroidi est plus dense, cela donne à la machine un débit massique d'air et un taux de compression plus élevés, entraînant une augmentation de la production. Dans les applications à cycle combiné, il existe également une petite amélioration de l'efficacité thermique.

Plusieurs méthodes sont disponibles pour réduire la température d'entrée de la turbine à gaz. Deux systèmes de base sont actuellement disponibles pour le refroidissement d'entrée. Le premier et peut-être le système le plus largement accepté est le refroidissement par évaporation (refroidissement par évaporation conventionnel, nébulisation à l'entrée, refroidissement par évaporation). Le deuxième système emploie diverses manières de refroidir l'air d'admission.

Le refroidissement par évaporation est un moyen économique d'augmenter la capacité de la machine par temps chaud lorsque des périodes de pointe sont généralement rencontrées sur les réseaux d'électricité, à condition que l'humidité relative ne soit pas trop élevée.

Le refroidissement par évaporation fonctionne sur le principe de la réduction de la température d'un courant d'air par évaporation de l'eau. Le processus de conversion de l'eau d'un état liquide à un état vapeur nécessite de l'énergie. Cette énergie est tirée du flux d'air. Le résultat est un air plus frais et plus humide.

Un tableau psychrométrique est utile pour explorer les limites théoriques et pratiques du refroidissement par évaporation. Le refroidissement par évaporation de la turbine à gaz traditionnelle appartient également à la catégorie à risque modéré et à rendement modéré. Le refroidissement par évaporation nécessite un investissement en capital un peu plus important que celui requis pour la formation de buée, a un impact négatif légèrement plus important sur la performance de l'installation que la nébulisation de l'entrée et a la plus faible capacité incrémentielle de génération de puissance. Les tendances économiques associées au système de refroidissement par évaporation sont similaires à celles qui existent pour la formation de buée dans l'air entrant; cependant, le refroidissement par évaporation nécessite un débit d'énergie de crête incrémental légèrement plus élevé pour atteindre la parité avec l'arrangement de la centrale de base que ce qui est requis pour la formation de buée dans l'air entrant [6].

Les brumisateurs ont d'abord été appliqués au refroidissement de l'air d'entrée de la turbine à gaz au milieu des années 1980. Près de 100 systèmes de brouillard sont installés sur des turbines en Amérique du Nord, des aérodériveurs aux machines à grande ossature [7]. Les systèmes de brouillard créent une grande surface d'évaporation en atomisant l'apport d'eau en milliards de gouttelettes sphériques super-petites. Le diamètre des gouttelettes joue un rôle important par rapport à la surface de l'eau exposée au courant d'air et, par conséquent, à la vitesse d'évaporation. Le système de nébulisation pulvérise de l'eau atomisée dans l'entrée de la turbine à gaz par de l'eau déminéralisée à haute pression (100-200 bars). Ce système comprend des trous minuscules dans les rangées de buses qui sont disposées en travers de la canalisation d'entrée de la turbine à gaz [8].

La nébulisation d'air à l'entrée de la turbine à gaz appartient à la catégorie à risque faible et à rendement modéré. De toutes les solutions de rechange, la nébulisation à l'entrée nécessite le plus faible investissement en capital initial. La chute de pression d'entrée de la turbine à gaz est inférieure à celle du fluide d'évaporation et fournit une production accrue. Potentiel d'efficacité supérieure aux milieux évaporatifs. Et un temps d'installation plus rapide grâce à des modifications de conduits réduites par rapport aux fluides évaporatifs. L'intercooler par évaporation, également appelé overspray ou overcooling, peut être accompli en injectant délibérément plus de brouillard dans le flux d'air d'admission que ce qui peut être évaporé avec les conditions climatiques ambiantes données. Le flux d'air transporte des gouttelettes de brouillard non évaporées dans la section du compresseur. Des températures plus élevées dans le compresseur augmentent la capacité de rétention d'humidité de l'air, de sorte que les gouttelettes de brouillard qui ne s'évaporent pas dans le conduit d'air d'admission le font dans le compresseur. Lorsque le brouillard s'évapore, il se refroidit, rendant l'air plus dense. Cela augmente le débit massique total d'air à travers la turbine à gaz et réduit le travail relatif de compression, donnant une augmentation de puissance supplémentaire. L'intercooler à brouillard permet aux opérateurs de turbine d'obtenir des augmentations de puissance supérieures à ce qui serait possible avec un système de refroidissement par évaporation conventionnel [9].

Il y a un inconvénient possible à l'intercooler: si les gouttelettes d'eau sont trop grandes, il y a un risque d'érosion par impact liquide de l'aubage du compresseur. Le bombardement d'une surface métallique avec des gouttelettes d'eau peut entraîner le développement de micro-fractures à la surface du métal et provoquer des piqûres superficielles [5].

Les deux principales catégories de systèmes de refroidissement d'admission sont les refroidisseurs directs et le stockage thermique. Les systèmes de gaz naturel liquéfié (GNL (Liquefied natural gas (LNG))) tirent parti de l'approvisionnement en carburant, en utilisant l'effet de refroidissement associé à la vaporisation du gaz liquéfié. Les systèmes de stockage thermique tirent parti des périodes de faible énergie pour stocker l'énergie thermique sous forme de glace afin d'effectuer le refroidissement à l'entrée pendant les périodes de demande de pointe. Les systèmes de refroidissement direct utilisent un refroidissement mécanique ou par absorption. Contrairement aux refroidisseurs par évaporation, cependant, les serpentins de refroidissement peuvent abaisser la température d'entrée du bulbe sec en dessous de la température ambiante du bulbe humide. La réduction de température réelle est limitée uniquement par la capacité du dispositif de refroidissement, l'efficacité des serpentins et les limites de température / humidité acceptables du compresseur. Lorsque des prix plus élevés sont payés pour l'énergie pendant les périodes de pointe de consommation d'énergie, le stockage d'énergie thermique hors-norme peut être la réponse. L'eau glacée ou froide est produite à l'aide de refroidisseurs mécaniques pendant les heures creuses et le week-end et stockée dans de grands réservoirs de stockage. L'amélioration de la capacité n'est possible que quelques heures par jour. Pendant les périodes de demande de puissance de pointe, l'eau froide ou

l'eau froide produite à partir de la glace fondue est utilisée pour refroidir l'air d'admission de la turbine à gaz. Ce système est capable de réduire la température de l'air d'entrée de la turbine à gaz à des températures comprises entre 50 et 60 ° F. Cependant, un espace important est requis pour le stockage de glace ou d'eau froide [5].

Le refroidissement de l'air à l'entrée de la turbine à gaz dans le seul but de capter des revenus d'énergie supplémentaires de pointe tombe dans une catégorie à haut risque et à fort rendement. Parmi les alternatives discutées, le refroidissement à l'entrée nécessite le plus gros investissement en capital initial. Le refroidissement d'admission d'air est le plus sensible aux heures de fonctionnement en période de pointe. Dans l'étude mise en œuvre De Lucia et al. [9] ont conclu que le refroidissement par aspiration par évaporation pourrait augmenter la puissance de 2% à 4% selon les conditions météorologiques. Les résultats d'Alhazmy et de Najjar [10] ont également conclu que les refroidisseurs par pulvérisation d'eau sont moins chers et plus efficaces que les refroidisseurs à serpentins, en particulier dans des conditions climatiques chaudes et sèches.

Un cycle de turbine à air humide (MAT) a été proposé par Utamura et al. [11] pour améliorer les performances des turbines à gaz terrestres en injectant de l'eau atomisée à travers l'entrée dans les compresseurs. Dans leur étude, la sortie de la turbine à gaz peut être augmentée de 10% en utilisant un brouillard à 1% (rapport eau pulvérisée / air entrant) dans des conditions ambiantes de 35 ° C et 53% d'humidité relative.

Une étude détaillée a été réalisée par Tawney et al [12] pour évaluer plusieurs options d'augmentation de puissance pour les centrales à cycle combiné. Les résultats ont conclu que la formation de buée dans l'entrée a les coûts d'ingénierie et de construction les plus bas. De nombreux chercheurs [3, 4, 13, 14] ont étudié l'augmentation de puissance des turbines à gaz par le brouillard d'entrée dans le passé. Cependant, la plupart des études se sont concentrées sur les turbines à gaz fonctionnant avec des cycles simples. Récemment, Bharagava et al [15] ont étudié les effets de différents types de turbines à gaz fonctionnant avec des cycles combinés utilisant la nébulisation d'entrée. Les enquêtes précédentes ont fourni un aperçu décisif de l'énergie et de l'exergie et de la puissance analyse d'augmentation de turbine à gaz simple. Même si très peu d'études ont été menées sur les systèmes d'augmentation de puissance à cycle combiné, mais la turbine à gaz avec ABC a été privée d'une telle analyse technique d'amélioration. Il y a un grand besoin pour les détails exergétique et l'analyse d'augmentation de puissance de turbine à gaz avec ABC pour une meilleure compréhension et des améliorations de la consommation de carburant et le contrôle des émissions environnementales.

2.4. Les méthodes de refroidissement

2.4.1. Introduction :

Les Tàg absorbent un volume constant d'air, quel que soit la température ambiante. Quand la température augmente, la puissance de la turbine baisse. Il existe plusieurs méthodes éprouvées pour refroidir l'air et augmenter sa densité pour que la turbine absorbe une masse d'air supérieure. Dans ce cas, nous étudions l'installation d'une Tàg, en précisant les organes de fonctionnement depuis l'entrée de l'air jusqu'à l'échappement, ainsi que les méthodes d'amélioration de refroidissement de l'air d'admission, entre autres, le cycle que nous avons proposé.

2.4.2. Les méthodes actuellement préférées par l'industrie :

L'industrie a mis en œuvre différents systèmes pour réduire la température provenant de l'air ambiante. Ces systèmes peuvent être divisés en six catégories :

1. Le système de réfrigération mécanique direct.
2. Le système de réfrigération mécanique indirect.
3. Le système de réfrigération mécanique avec stockage de l'eau réfrigérée.

4. Le système de refroidissement d'admission de la température de l'air par absorption [16].
5. Le système à brouillard haute pression.
6. Le refroidissement par évaporation.

2.4.2.1. Système de réfrigération mécanique indirect :

Dans les marchés industriels existent différents fluides frigorigènes de systèmes de refroidissement de l'air. L'avantage est que nous pouvons réduire la température de l'air d'entrée jusqu'à 15°C ; l'inconvénient est, la consommation très élevée de l'énergie et la chute de pression de l'air, ce qui affecte les performances du compresseur.

Ondryas et col [17] ont étudié les différentes options pour le refroidissement de l'air d'admission, y compris la compression mécanique de vapeur et de réfrigération par absorption de l'aqua ammoniac.

La Figure 2-1 montre un schéma de Tàg avec refroidisseur mécanique du type « compresseur centrifuge ». Dans ce type de système, l'air est refroidi par un serpentin servi par un compresseur mécanique, qui tire son alimentation électrique de sa propre unité de génération.

Cela signifie que le refroidisseur mécanique n'a besoin que d'électricité et de l'eau du condenseur pour fournir les besoins en eau glacée, par conséquent, il n'est pas nécessaire de fournir de la vapeur ou une autre source d'énergie thermique. Les refroidisseurs mécaniques augmentent la performance des Tàg, encore mieux que les refroidisseurs à évaporation, car ils peuvent refroidir n'importe quelle température d'air nécessaire, quelles que soient les conditions atmosphériques [18].

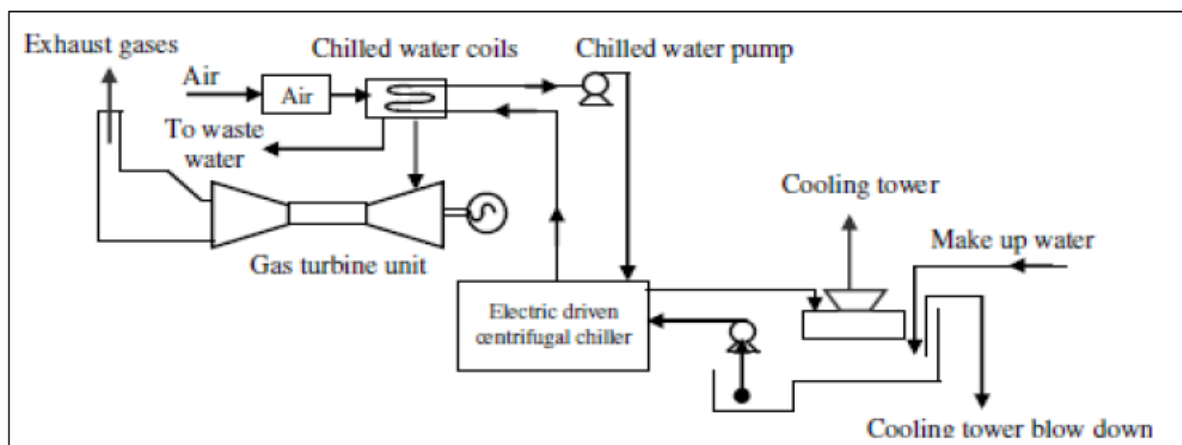


Figure 2-1 Turbine à gaz avec refroidisseur mécanique

Toutefois, le principal inconvénient du refroidisseur mécanique concerne sa forte consommation d'électricité, pour alimenter le compresseur de refroidissement compris entre 40 à 50 kW / MWGT, ce qui permettra de réduire le potentiel de production de la centrale [19].

2.4.2.2. Système de réfrigération mécanique direct :

Lucia et col [20] ont examiné le fonctionnement de la cogénération de la Tàg d'une centrale avec et sans système de refroidissement de l'air. L'installation de refroidissement d'air examinée, est similaire à celle illustrée sur la Figure 2-2, elle refroidit l'air d'admission du compresseur à une température de 10°C, les données de Tàg ont été obtenues à partir de trois générateurs électriques lourds entre 26 et 150 MW. Les auteurs ont indiqué la possibilité de coupler une unité de refroidissement mécanique classique et une unité de stockage thermique, en particulier lorsque les demandes de pic élevées doivent être respectées.

Avec la solution couplée, les deux types de systèmes de refroidissement ont été utilisés ensemble, malgré l'augmentation du coût de l'usine. Ils ont conclu que, dans le climat italien, la puissance de sortie de la turbine peut augmenter de 18 à 19%, si l'entrée d'air du compresseur est refroidie à 10°C. L'énergie encore plus grande et les avantages économiques peuvent être envisagés pour les sites où les températures moyennes sont relativement plus élevées.

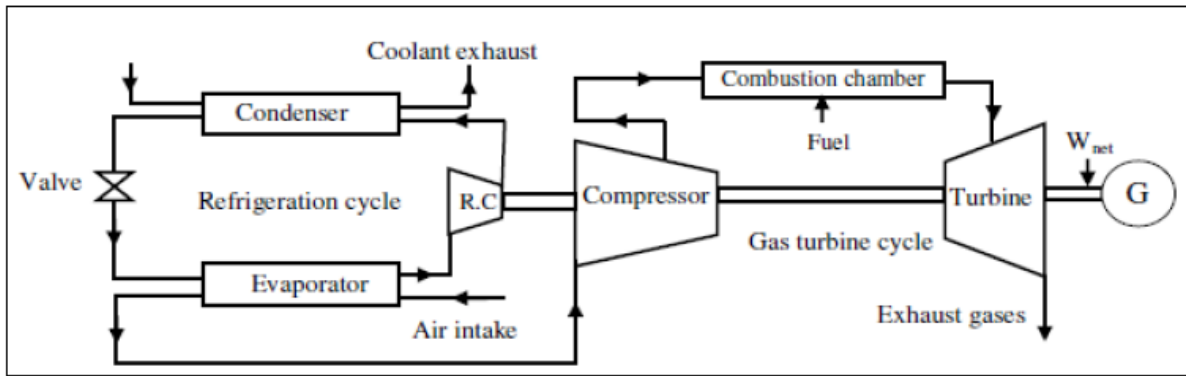


Figure 2-2 Schéma d'une Tàg avec l'air réfrigéré à l'entrée du compresseur

2.4.2.3. Système de réfrigération avec le stockage d'eau glacée:

Ameri et col [21] ont étudié le rendement de la turbine avec amplificateur de puissance en option et avec refroidisseurs mécaniques à système de stockage thermique, qui est présenté dans la Figure 2-3. Pendant les heures creuses, l'opération peut prendre avantage des taux plus faibles électriques en opérant refroidisseurs mécaniques qui produisent de l'eau froide pour le système de stockage thermique. Paepe et col [22] ont recommandé que stockage en pleine taille thermique réduirait la taille globale du profil de la charge de refroidissement maximale et équilibrerait la production d'eau glacé sur la période creuse. Une amélioration significative de la production d'électricité de plus de 20% est rapportée.

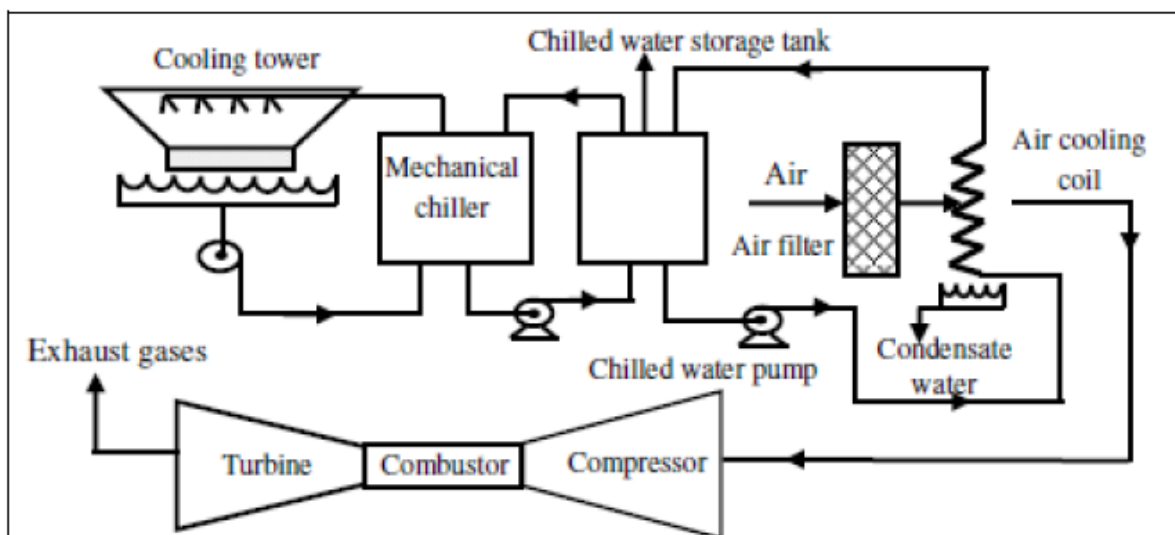


Figure 2-3 Refroidisseur mécanique avec un système de stockage d'eau.

2.4.2.4. Système à brouillard haute pression:

Il est semblable au refroidissement par évaporation, l'eau est vaporisée en milliards de super petites gouttelettes, créant ainsi une grande surface d'évaporation. Avec arrangement sur le refroidissement de brouillard, on peut produire plus de puissance. Une fois que le brouillard s'évapore dans le compresseur, il refroidit l'air et le rend plus dense. Cela accélère le débit massique total de l'air à travers la turbine, ce qui donne une augmentation de la puissance supplémentaire. Toutefois, les limites de ce système n'ont pas été totalement étudiées. On peut avoir un inconvénient possible en cas de gouttelettes d'eau trop grandes, c'est la possibilité de la section du compresseur de s'éroder. En se refroidissant, le brouillard général donne un surcroît de puissance d'environ 0,5% pour chaque 1°F de refroidissement (0,9 % par °C). Le refroidissement du brouillard donne un surcroît de puissance d'environ 5% pour chaque 1% (de débit massique de l'air) du brouillard injecté [23].

2.4.2.5. Système à refroidisseur par évaporation :

Ce système fonctionne sur le principe de diminution de la température d'un flux d'air par évaporation de l'eau. Le processus de la transformation de l'eau à l'état vapeur nécessite de l'énergie qui est tirée du flux d'air. Le résultat était l'air plus frais et plus humide. L'efficacité d'un système de refroidissement par évaporation dépend de la surface de l'eau exposée aux courants d'air et le temps de séjour. La performance du système est limitée par la quantité d'humidité présente dans l'air, il fonctionne bien dans la zone de faible humidité [24].

CHAPITRE 3 : Cycle de Turbine à Gaz & Cycle à Air

I. Cycle à Gaz

3.1. Introduction :

En général, les turbines sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions avec des conditions climatiques différentes. Afin de mettre en évidence cet impact un calcul thermodynamique s'impose :

a) d'après les données standards du constructeur ;

b) d'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

3.2. Principe de fonctionnement :

- ✓ Elle extrait de l'air du milieu environnant ;
- ✓ Elle le comprime à une pression plus élevée ;
- ✓ Elle augmente aussi le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant le gaz (carburant) et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion ;
- ✓ Elle achemine le mélange air- gaz à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre, ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine entraînée, couplée
- ✓ avec la TG au moyen d'un accouplement, et de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- ✓ Elle décharge en suite à l'atmosphère les gaz d'échappement à basse pression résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

3.3. Éléments principaux d'une turbine à gaz :

Une TG simple est composée de trois éléments principaux montrés dans la figure suivante [1] :

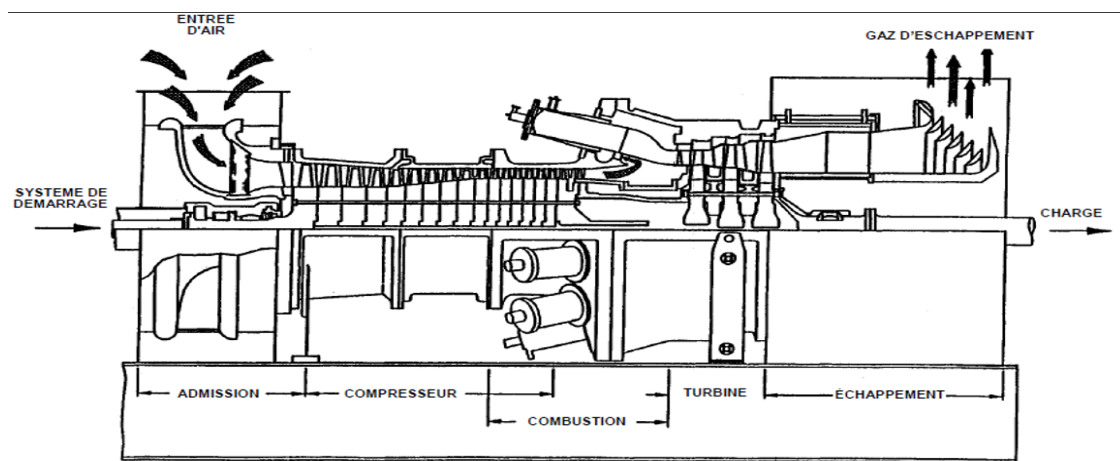


Figure 3-1 Schéma simplifié des éléments principaux de la TG.

3.3.1. Compresseur (Section de compression) :

Il se compose d'une série d'étages d'aubes orientables. Le nombre d'étages est lié à la structure de la TG et, surtout, au taux de compression à obtenir. Généralement, le compresseur est axial son rôle est de comprimer l'air ambiant à une pression comprise entre 4 et 30 bars environ.

Sur le côté d'admission du compresseur, il y a des aubes variables à l'admission (IGV), dont le but primaire est de diriger l'air, fourni par le système d'aspiration, vers le premier étage des aubes du rotor. Une autre fonction importante des IGV est d'assurer le comportement fluïdo-dynamique correct du compresseur sous différents régimes transitoires de fonctionnement (par exemple, pendant le démarrage et l'arrêt) quand, en raison de différentes vitesses de fonctionnement par rapport à la vitesse de fonctionnement normale, l'angle d'ouverture des IGV est modifié : ceci sert à changer le taux de refoulement de l'air et à reconstituer les triangles idéaux de vitesses durant les régimes transitoires.

Sur le côté du refoulement du compresseur il y a quelques étages d'aubes variables à la sortie ou EGV, nécessaires pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air entre dans la chambre de combustion.

3.3.2. Chambre de combustion (section de combustion) :

Elle se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires, dans lesquelles est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la température de ce mélange air-gaz de combustion, ce qui augmente son enthalpie.

Dans chaque chambre l'air entre dans une direction opposée à la veine intérieure des gaz chauds. Il s'écoule le long des chemises, sert à les refroidir. En outre, l'air qui reste est employé pour refroidir les gaz chauds après la combustion, en effet, il est introduit dans les chambres par les trous de mélange et refroidit le gaz à la température optimale d'admission de la turbine.

La combustion est déclenchée par une ou plusieurs bougies d'allumage. Une fois déclenchée, la combustion continue sans intervention, aussi longtemps que les conditions d'alimentation de combustible et d'air de combustion sont maintenues.

3.3.3. Turbine (section de la turbine) :

C'est le lieu où le mélange air-gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se détend dans plusieurs étages pour produire de l'énergie mécanique. L'étage du rotor assure la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique et la suite de la conversion de l'énergie à lieu dans l'étage du stator. Cette conversion d'énergie faite, on obtient ainsi la puissance requise pour entraîner le compresseur d'alimentations et pour mettre en marche la machine entraînée (générateur, compresseur, etc.) reliée à la TG au moyen d'un accouplement.

L'énergie des gaz fournie par le système de combustion peut être modifiée en changeant le taux d'alimentation en combustible. De cette façon, on peut régler les valeurs de puissance utile nécessaire pour le processus technologique où la turbine à gaz sert de moteur d'entraînement.

Chaque élément fonctionne de façon permanente, avec des conditions bien déterminées en amont et en aval. Le compresseur et la turbine sont généralement reliés au même arbre, et le travail utile fourni par le système est la différence des travaux de détente et de compression.

3.3.4. Système d'échappement :

Il a pour but l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine. Il doit répondre à certaines exigences, parmi elles :

- ❖ Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortant.
- ❖ Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique).
- ❖ Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine (compresseur, chambre de combustion,...).

Les gaz d'échappement sont conduits après la turbine de détente dans le diffuseur. Il est formé d'un cône double comprenant des trous permettant l'accès au dernier palier du bloc thermique. Des déflecteurs placés dans la partie inférieure de la cheminée dirigent ces gaz vers le haut à travers des silencieux résistants aux hautes températures.

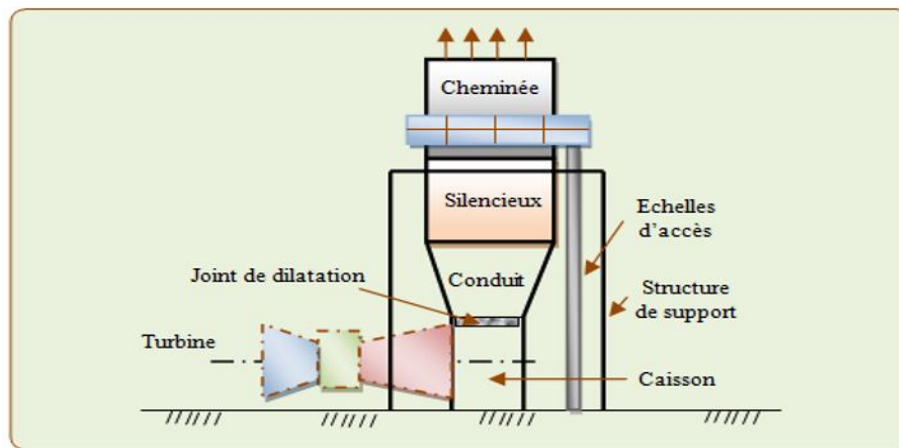


Figure 3-2 Principaux éléments du système d'échappement.

3.4. Le cycle de Brayton :

Il est appelé aussi cycle théorique simplifié, la forme idéale se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Les isobares comprennent le système de chambre de combustion de la Tàg et le côté de gaz d'échappement. Les isentropiques représentent la compression (compresseur) et la détente (extenseur de turbine).

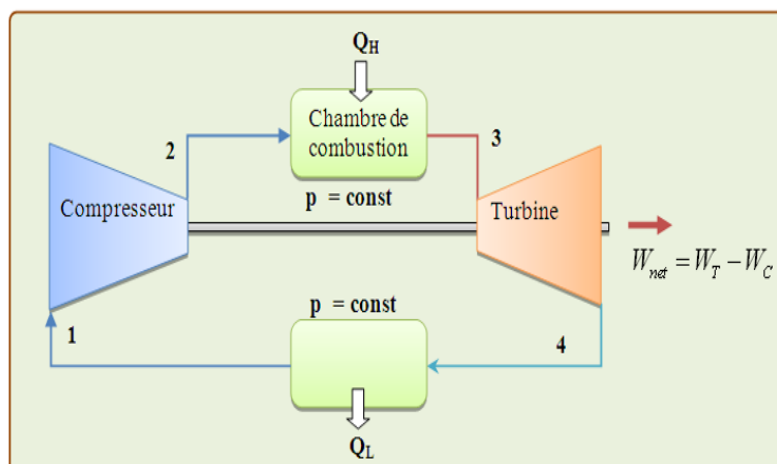


Figure 3-3 Cycle de Brayton

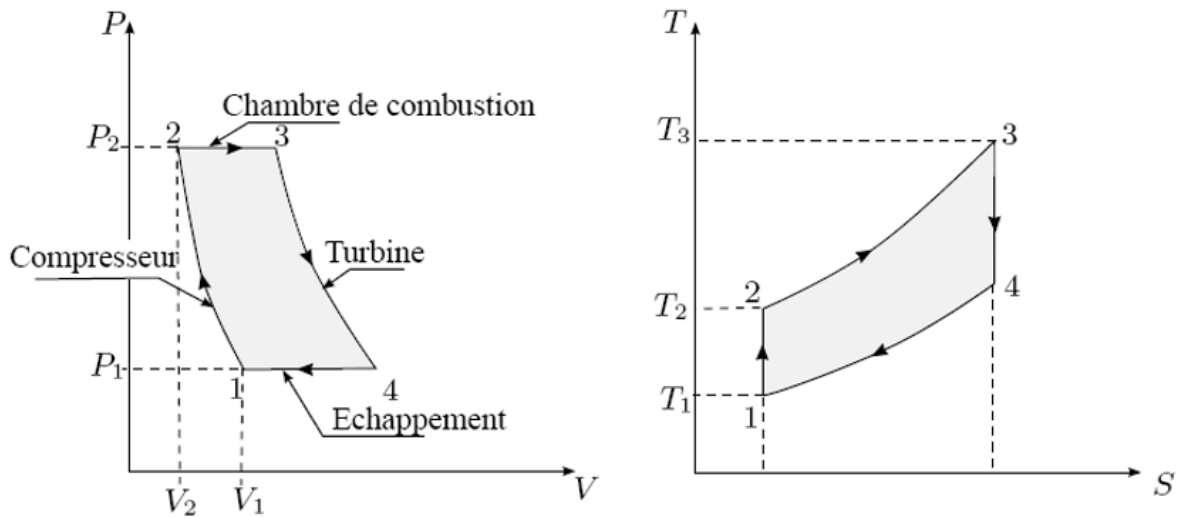


Figure 3-4: Diagramme de cycle théorique de TG à combustion isobare en (P, V) et (T, S)

3.4.1. Principe de fonctionnement :

L'air à basse pression est aspiré par un compresseur (état 1) où il est comprimé à une pression plus élevée (état 2), le combustible est ajouté à l'air comprimé et le mélange est brûlé dans une chambre de combustion, les gaz chauds entrent dans la turbine (état 3) ou se produit la détente (état 4).

Le cycle de Brayton est composé de quatre processus fondamentaux :

- 1 à 2 : Compression isentropique
- 2 à 3 : Apport de chaleur à pression constante (combustion isobare)
- 3 à 4 : Détente isentropique des gaz dans la turbine
- 4 à 1 : Rejet des gaz de combustion vers l'atmosphère à pression constante (gaz d'échappement et d'admission dans le cycle ouvert)

3.4.2. Bilan massique du cycle :

Après l'application de la première loi de la thermodynamique, nous constatons:

1-2 : Travail massique absorbé par le compresseur : $W_c = C_p(T_2 - T_1)$

Puissance du compresseur :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

2 – 3 : Chaleur massique fournie par la combustion : $Q_1 = C_p(T_3 - T_2)$

3 – 4 : Travail massique récupéré sur la turbine : $W_t = C_p(T_3 - T_4)$

Puissance de la turbine : $\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4)$ (3.2)

4-1 : Refroidissement des gaz d'échappement : $Q_2 = C_p(T_4 - T_1)$

Travail de cycle total : $W_{cyc} = W_t - W_c$ (3.3)

Rendement thermique du cycle : $\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{Q_{fournie}} = \frac{W_t - W_c}{Q_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$

Autre formulation :

On introduit deux grandeurs caractéristiques : $\lambda = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T_1}$, $r = \frac{T_3}{T_1}$

En remarquant que $P_3 = P_2$ et $P_4 = P_1$, on démontre facilement que :

$$\lambda = \frac{T_3}{T_4} \text{ Et } T_4 = T_1 \left(\frac{r}{\lambda}\right)$$

La chaleur supplémentaire amenée au système :

$$Q_{23} = \dot{m}_f x LHV_{comb} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3) - \dot{m}_a h_2 \quad (3.4)$$

$$\text{Ainsi, l'efficacité du cycle global est : } \eta_{cyc} = \frac{W_{cyc}}{Q_{23}} \quad (3.5)$$

L'augmentation du rapport de pression et de la température de mise à feu dans la TG augmente l'efficacité du cycle de Brayton. Ce rapport d'efficacité est fondé sur certaines hypothèses de simplification comme :

1. $\dot{m}_a \gg \dot{m}_f$ le débit d'air est très important par rapport au combustible.
2. Le gaz est thermiquement parfait, et les chaleurs spécifiques à pression (C_p) et à volume (C_v) sont constantes, le rapport des chaleurs spécifiques γ reste aussi constant dans tout le cycle.
3. Le taux de compression (τ_p) dans le compresseur et de détente à la turbine sont identiques.
4. Tous les composants fonctionnent à une efficacité de 100%.

Avec ces hypothèses, l'effet sur le rendement du cycle idéal en fonction du taux de compression pour l'exploitation de la TG au cycle Brayton idéal entre la température ambiante (T_1) et la température de mise à feu (T_3) est donné par la relation suivante :

$$\eta_{ideal} = 1 - \left(\frac{1}{\tau_p^{(\gamma-1)/\gamma}}\right) \quad (3.6)$$

L'équation (3-6) montre que le rendement thermique croit avec le taux de compression. En supposant que le taux de pression est le même dans le compresseur et la turbine, les relations suivantes sont vérifiées à l'aide du taux de compression :

$$\eta_{idéal} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (3.7)$$

En utilisant le même taux de pression dans la turbine :

$$\eta_{idéal} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \quad (3.8)$$

Dans le cas du cycle réel, l'effet du rendement du compresseur et de la turbine (η_c), (η_t) doit également être pris en considération pour obtenir le rendement du cycle global entre la T_3 et la température ambiante T_{amb} à l'entrée du compresseur :

$$\eta_{cyc} = \left[\frac{n + T_f - \frac{T_{amb} \tau_p^{(\gamma-1)/\gamma}}{\eta_c}}{T_f - T_{amb} - T_{amb} \left(\frac{\tau_p^{(\gamma-1)/\gamma}}{\eta_c} \right)} \right] \left(1 - \frac{1}{\tau_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \right) \quad (3.9)$$

3.5. Le cycle réel :

Le cycle simple est le type de cycle le plus commun, utilisé dans le domaine des TG. Le cycle réel simple ouvert (Figure 3-5) indique l'inefficacité du compresseur et de la turbine et la perte de pression dans le brûleur. La puissance réelle du compresseur et de la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1)/\eta_c \quad (3.10)$$

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_{2a} - h_4)/\eta_t \quad (3.11)$$

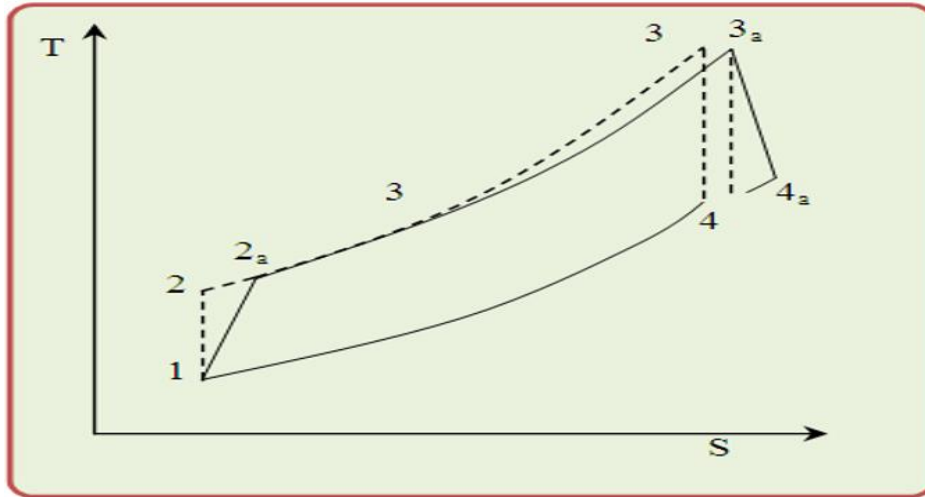


Figure 3-5 Diagramme (T, S) du cycle simple ouvert réel.

Ainsi, la puissance totale réelle produite est :

$$\dot{W}_{cy} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (3.12)$$

Le débit de carburant réel nécessaire pour élever la température de 2a à 3a est :

$$\dot{m}_f = \frac{h_{3a} - h_{2a}}{(LHV)\eta_c} \quad (3.13)$$

Ainsi, l'efficacité globale du cycle thermique adiabatique peut être calculée à partir de l'équation suivante :

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_{cy}}{\dot{m}_f(LHV)} \quad (3.14)$$

L'analyse de ce cycle indique qu'une diminution de la température d'entrée dans le système d'admission du compresseur entraîne une augmentation de la température d'entrée à la turbine qui elle-même entraîne une augmentation de l'efficacité du cycle et vice versa. Ainsi, le taux de compression optimal pour une efficacité maximale varie avec la température d'entrée de la turbine, qui passe d'environ (15.5:1) pour une température de 816°C à environ 43:1 pour une température de 1316°C. Le rapport de pression pour le travail maximal, varie d'environ 11.5:1 à environ 35:1 pour les mêmes températures respectives [3].

3.5.1. Le cycle simple à deux arbres :

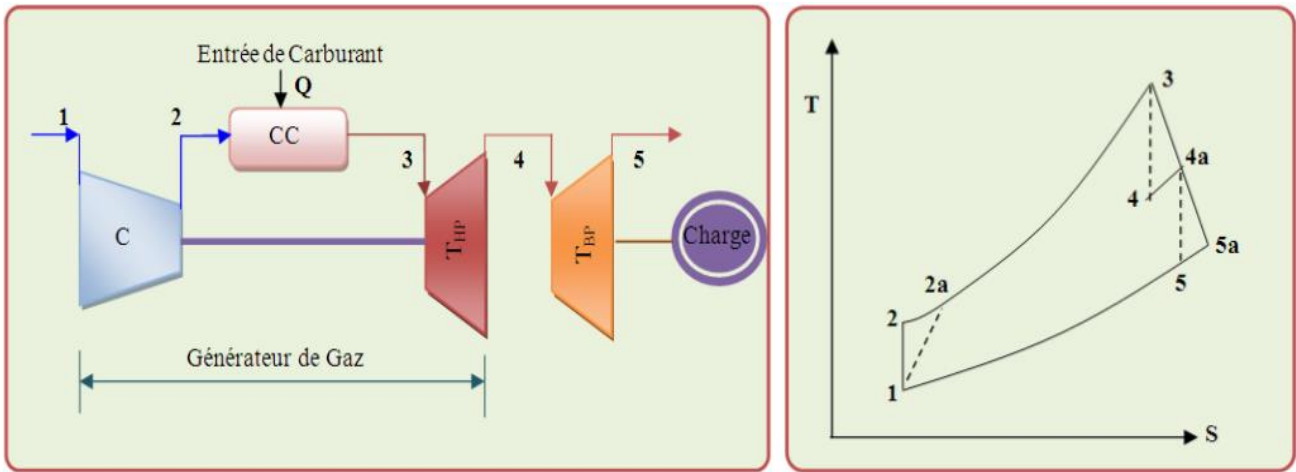


Figure 3-6 Cycle simple à deux arbres

Ce cycle est principalement utilisé pour un couple élevé et une variation de charge importante (Figure 3-6). La première turbine entraîne le compresseur, la deuxième est utilisée comme source d'énergie. Si on suppose que le nombre des étapes dans un cycle simple à deux arbres soit plus élevé que dans un arbre, alors l'efficacité du cycle à deux arbres est légèrement plus élevée aux charges de conception en raison du facteur du réchauffeur [55]. Toutefois, si le nombre des étapes est identique, alors il n'y a aucun changement dans l'efficacité globale. D'après le diagramme (H-S) on peut trouver certaines relations entre les turbines, puisque le travail de la turbine à haute pression est utilisé pour entraîner le compresseur d'air, alors que la basse pression est utilisée pour entraîner la charge utile, les équations à utiliser sont :

$$h_{4a} = h_3 - \dot{W}_c \quad (3.15)$$

$$h_4 = h_{3 - (\dot{W}_c / \eta_t)} \quad (3.16)$$

Ainsi, le travail de production peut être représenté par la relation :

$$W_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_{4a} - h_5)\eta_t \quad (3.17)$$

Les deux arbres peuvent fonctionner à des vitesses entièrement différentes. L'avantage de la TG à deux arbres réside dans sa souplesse de fonctionnement. Une turbine libre donne un couple très élevé aux bas régimes. Ce dernier est pratique pour l'industrie des véhicules, mais avec un fonctionnement à pleine puissance.

3.5.2. L'augmentation du rendement de la TG :

On peut augmenter le rendement et la puissance d'une TG par le refroidissement intermédiaire et le réchauffage de l'air avant l'entrée dans la chambre de combustion.

A. Refroidissement intermédiaire et effet de réchauffage :

Le travail net du cycle de la Tàg est donné par la relation :

$$W_{cy} = W_t - W_c \quad (3.18)$$

On peut augmenter le travail utile soit en diminuant le travail du compresseur soit en augmentant le travail de la turbine.

La compression multi-étages est parfois utilisée pour permettre un refroidissement entre les étages afin de réduire l'apport du travail total. La Figure 3-6 montre un processus de compression poly tropique (1-a)

en (P.V). S'il n'y a aucun changement de l'énergie cinétique, le travail effectué est représenté par la surface (1 → a → j → k → 1). La ligne de température constante est indiquée par (1-x). Si la compression poly tropique de l'état 1 à l'état 2 est divisée en deux parties, (1-c) et (d-e) avec une pression constante de refroidissement à (Td = T1) entre eux, le travail effectué est représenté par la surface (1 → c → d → e → I → K → 1). La surface (c → a → e → d → c) représente le travail enregistré au moyen de la compression en deux étapes avec le refroidissement intermédiaire à la température initiale. La pression optimale pour le refroidissement intermédiaire pour les valeurs spécifiques de P1 et P2 est :

$$P_{opt} = \sqrt{P_1 P_2} \quad (3.19)$$

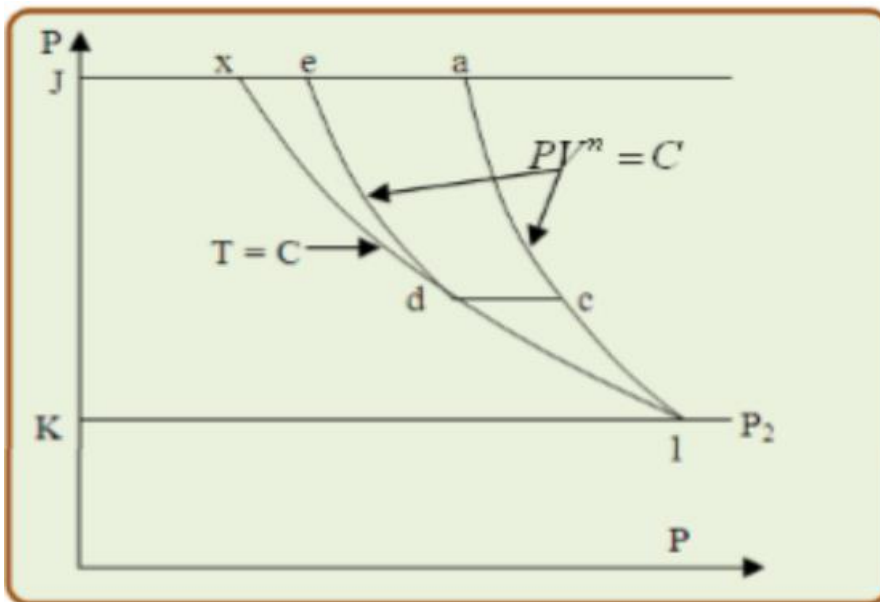


Figure 3-7 Diagramme de compression multi étapes avec refroidissement intermédiaire

Par conséquent, si un cycle simple de la TG est modifié avec la compression effectuée en deux ou en plusieurs processus adiabatiques avec refroidissement intermédiaire entre eux, le travail net du cycle est augmenté sans changement de travail de la turbine.

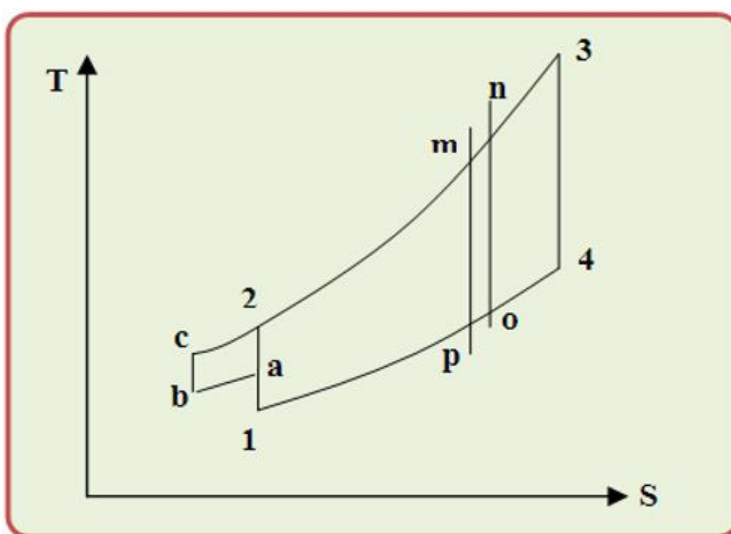


Figure 3-8 Diagramme du cycle de refroidissement intermédiaire d'une Tàg

L'efficacité thermique d'un cycle simple idéal est diminuée par l'addition d'un refroidisseur intermédiaire, la (Figure 3-8) montre le cycle simple idéal d'une Tàg (1 → 2 → 3 → 4 → 1), et le cycle idéal avec refroidissement intermédiaire ajouté (1 → a → b → c → 2 → 3 → 4 → 1). Les deux cycles sous leur forme

idéales sont réversibles et peuvent être simulés par un certain nombre de cycles de Carnot. Ainsi, si le cycle simple d'une TG ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$) est divisé en un certain nombre de cycles comme ($m \rightarrow n \rightarrow o \rightarrow p \rightarrow m$), ces cycles s'approchent du cycle de Carnot lorsque leur nombre augmente. L'efficacité de ce cycle de Carnot est donnée par l'équation :

$$\eta_{carnot} = \frac{T_m}{T_p} \quad (3.20)$$

On remarque que si les chaleurs spécifiques sont constantes, alors :

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_m}{T_p} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.21)$$

Tous les cycles de Carnot composant le cycle simple d'une TG ont la même efficacité. De même, tous les cycles de Carnot ($a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow 2 \rightarrow a$) peuvent être divisés et avoir une efficacité inférieure aux cycles de Carnot ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$). Ainsi, le rajout d'un refroidisseur intermédiaire au cycle ($a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow 2 \rightarrow a$), réduit son efficacité. Le rajout d'un refroidisseur intermédiaire à un cycle régénérateur augmente le rendement thermique et le travail de production grâce à une grande partie de la chaleur nécessaire pour le processus c-3 (Figure 2-7). Un gain de combustible supplémentaire à brûler peut être obtenu à partir du gaz d'échappement chaud passant par le régénérateur.

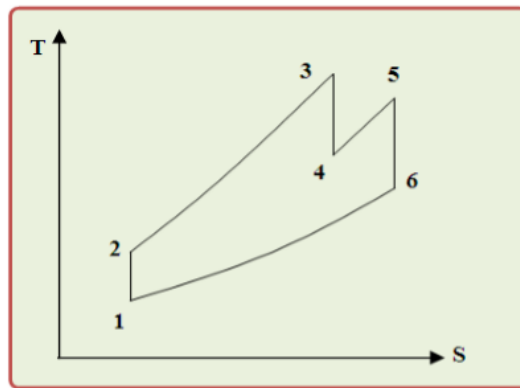


Figure 3-9 Le cycle de réchauffage et le diagramme de (T, S)

Le cycle de réchauffage augmente le travail de la turbine, par conséquent, le travail net du cycle peut être augmenté sans changer le travail du compresseur ou la température d'admission de la turbine, et ceci, en divisant l'expansion de la turbine en deux ou plusieurs parts avec le chauffage avant chaque expansion. Cette modification du cycle est connue comme réchauffage, ce qui est expliqué sur la Figure 3-9. Par un raisonnement semblable à celui utilisé en liaison avec le refroidissement intermédiaire, on peut constater que l'efficacité thermique d'un cycle simple est abaissée par l'ajout du réchauffage, alors que la production du travail est augmentée. Cette combinaison du régénérateur et réchauffeur peut augmenter le rendement thermique.

B. Cycle simple avec refroidisseur intermédiaire :

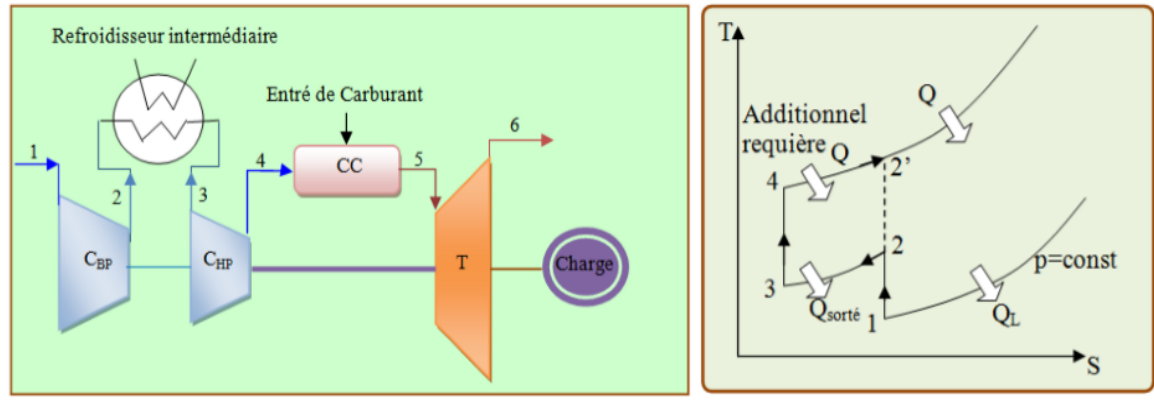


Figure 3-10 Schéma de la TG avec refroidisseur intermédiaire

Le cycle simple avec refroidisseur intermédiaire peut réduire le travail total du compresseur et peut améliorer le rendement [4]. Les hypothèses faites en évaluant ce cycle sont :

- (1) La température d'entrée à l'étage du compresseur égale la température d'admission de l'air.
- (2) Le rendement des compresseurs est identique,
- (3) Les rapports de compression dans les deux compresseurs sont les mêmes et égalent :

$$\text{à } \sqrt{P_2/P_1}.$$

Le cycle simple du refroidisseur intermédiaire réduit la puissance consommée par le compresseur. Une réduction de la puissance consommée est accomplie en refroidissant la température d'admission à l'entrée du seconde étage du compresseur ou à l'entrée d'autres étages successivement et qui devient la même que l'air ambiant, et cela en maintenant le même rapport global de pression. Le travail du compresseur peut alors être représenté par l'expression :

$$W_c = (h_a - h_1) + (h_c - h_1) \quad (3.22)$$

- Le travail nécessaire pour comprimer l'air dans un dispositif à flux continu peut être réduit par la compression pour l'étage.
- Le refroidissement de la température de l'air réduit son volume spécifique et son travail nécessaire à la compression.
- La compression avec refroidissement ne prévoit pas une augmentation significative de l'efficacité de la Tàg, car la température à l'entrée de la chambre de combustion exigerait un transfert de chaleur supplémentaire pour atteindre la température souhaitée à l'entrée de la turbine.
- La température, plus basse à la sortie du compresseur, augmente le potentiel de régénération, à savoir une plus grande ΔT à travers l'échangeur de chaleur.

C. Cycle de Brayton avec réchauffage :

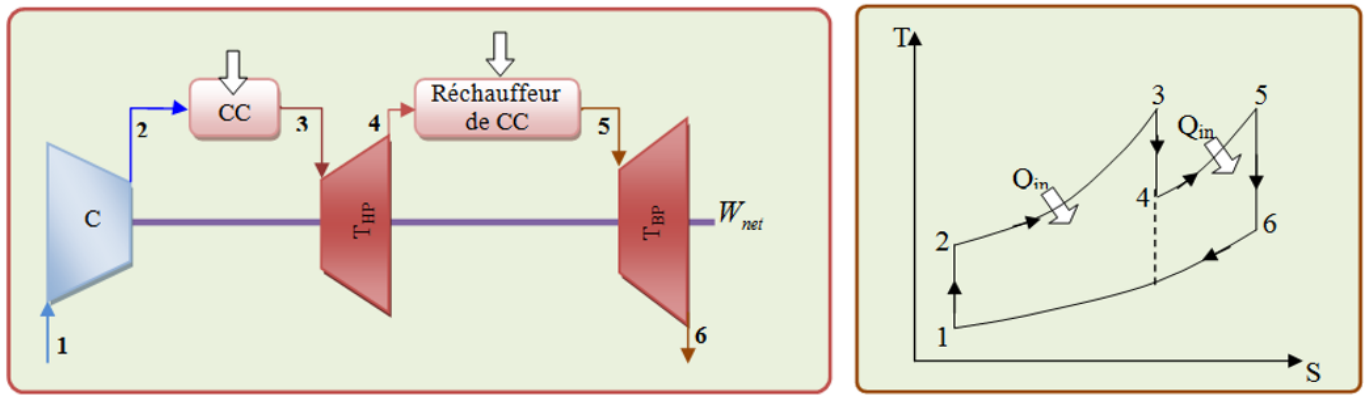


Figure 3-11 Schéma et diagramme (T, S) du cycle Brayton avec réchauffage

- T3 est limité en raison des contraintes métallurgiques du matériau.
- L'excès d'air est extrait et introduit dans la chambre de combustion de la turbine au deuxième étage.
- La température de sortie de la turbine est augmentée avec le réchauffage ($T_6 > T_4$), donc il y a un potentiel de régénération amélioré.
- Lorsque le réchauffage et la régénération sont utilisés ensemble, l'efficacité thermique peut augmenter de manière significative [4].

D. Cycle avec refroidisseur intermédiaire, réchauffage et régénération :

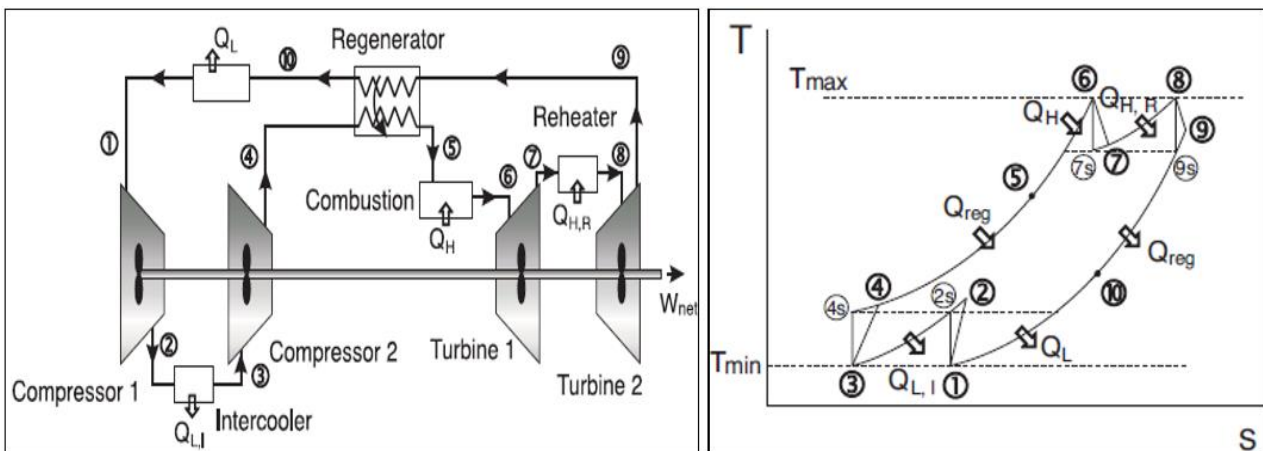


Figure 3-12 Cycle simple avec refroidisseur intermédiaire, réchauffage et régénération.

Rendement du compresseur et de la turbine :

Rendements isentropiques :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{C_p(T_{2s} - T_1)}{C_p(T_2 - T_1)} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{C_p(T_3 - T_4)}{C_p(T_3 - T_{4s})} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$$

$$\eta_{cy} = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Compte tenu des rendements de la turbine, du compresseur, de la valeur maximale de (T_3), de la valeur minimale de (T_1) et des températures dans le processus, on peut trouver le rendement du cycle (η_{cy}) [4]

3.5.3. Exemple d'application sur l'amélioration des performances des cycles de la turbine à gaz :

Cycle simple :

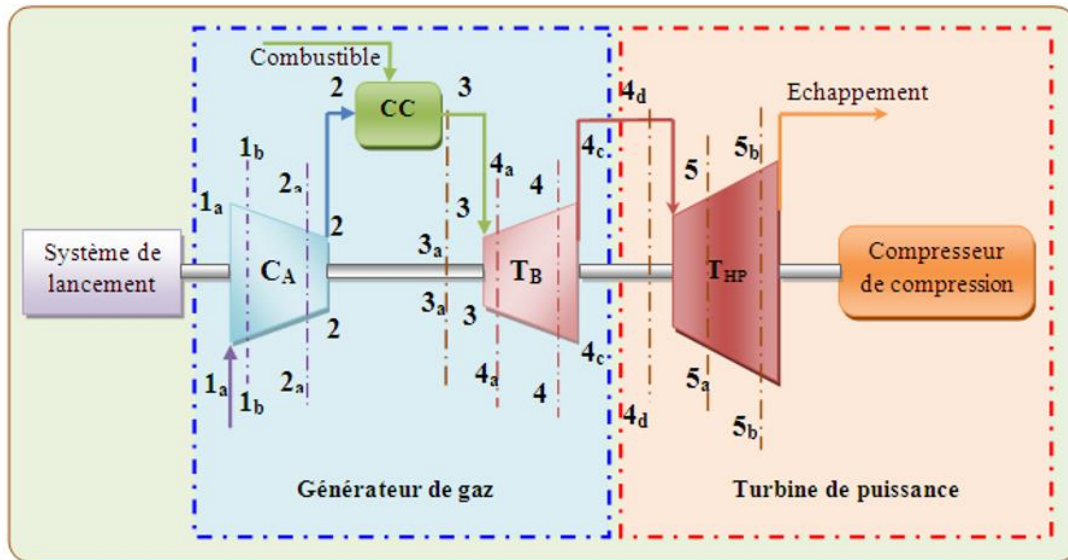


Figure 3-13 Schéma thermique de l'installation de Tàg à deux arbres

Calcul thermodynamique :

La société SONATRACH utilise dans la plupart des stations de compression et de réinjections de gaz ainsi que dans les puits pétroliers des turbines à deux d'arbres. Pour le calcul nous avons pris une installation de TAG MS5002 ayant un rapport de pression $\tau = 7$ et une puissance $P_u = 26MW$

Les Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz :

Puissance de la turbine (constructeur)	$P_{const}(KW)$	26 MW
Température de la chambre de combustion	$T_{cc}(^{\circ}c), T_3$	930/1230 $^{\circ}c$
Pouvoir calorifique inférieur du combustible GN	$PCI(KJ/KG.k)$	44550(KJ/Kg.k)
Rendement polytropique du compresseur	$\eta_c(\%)$	87%
Rendement polytropique de la turbine T_{HP}	$\eta_{T_{HP}}(\%)$	88%
Rendement polytropique de la turbine T_{BP}	$\eta_{T_{BP}}(\%)$	88%
Rendement de la combustion	$\eta_{cc}(\%)$	97%
Rendement mécanique	$\eta_{méc}(\%)$	96%
Taux de compression du compresseur axial	ε	7
Température de l'air ambiant	T_{adm}	15 $^{\circ}c$, 288K
Pression de l'air ambiant	P_{adm}	1.013bar
Vitesse de la turbine	N	5100(tr/mn)
Vitesse de rotation de la turbine T_{BP}	$N_{T_{BP}}$	4670(tr/mn)
Coefficient de perte de pression à l'entrée	σ_e	0.98

Chaleur spécifique de l'air	$C_{p_{air}}$	1005(j/kg.K)
Chaleur spécifique de gaz	$C_{p_{gaz}}$	1105(j/Kg.K)
	\dot{m}_{air}	123.6(Kg/s)

Les calculs

Toutes les applications numériques sont calculées et résumées dans un tableau à la fin de cette analyse analytique, on précise qu'on a utilisé les données du constructeur aux conditions standard et du site d'installation de la TG.

Calcul du coefficient d'excès d'air α :

Débit massique théorique de l'air (Le pouvoir comburivore du carburant) L_0 :

$$L_0 = \lambda_k \cdot P_{ci} \quad (3.23)$$

$\lambda_k = 1.43 * 10^{-3}$: Caractéristique de MEKONOVALOV

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$P_{ci}\eta_{cc} = \alpha \cdot \dot{m}_a \cdot C_{pa}(T_3 - T_{2c}) \quad (3.24)$$

La chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre température d'entrée $T_{2a}^* = 530k$ et de sortie T_3 de la chambre de combustion.

On calcule la température T_m entre la sortie de compresseur et la sortie de chambre de

$$\text{Combustion : } T_m = \frac{(T_{2c} + T_3)}{2}$$

$$\text{D'après l'annexe on détermine la chaleur spécifique : } \alpha = \frac{(P_{ci} \cdot \eta_{cc})}{L_0 \cdot C_{pa}(T_3 - T_{2a}^*)}$$

Les paramètres après les filtres d'air :

$$T_0 = T_{amb} = 288k$$

$$P_0 = P_{amb} = 1.013bar$$

$$\text{La densité de l'air à l'entrée du filtre : } \rho_0 = \frac{P_0}{r \cdot T_0} = \frac{1.013}{286.288} = 1.23 \text{ Kg/m}^3 \quad (3.25)$$

$$P_0 = 1.013bar, \rho_0 = 1.23 \text{ Kg/m}^3, T_0 = 288k$$

Paramètre d'air avant le premier étage du compresseur :

$$\text{La pression : } P_1 = P_0 - \Delta P_c \quad (3.26)$$

$$\Delta P_c = \Delta P_{c1} + \Delta P_{c2} + \Delta P_{c3} \quad (3.27)$$

ΔP_{c1} : Perte de pression d'arrêt dans le filtre d'air ;

ΔP_{c2} : Perte de pression dans la conduite ;

ΔP_{c3} : Perte de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

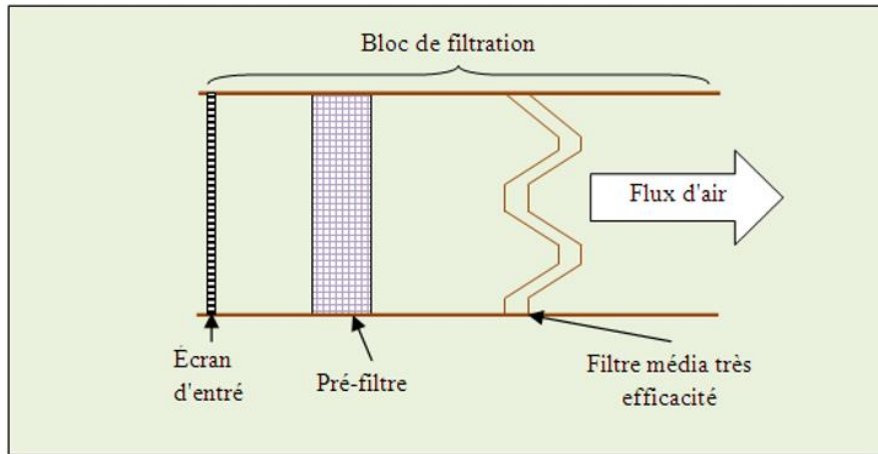


Figure 3-14 Bloc de filtration

- ❖ La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une TG moderne est très faible, elle est d'habitude entre 50 et 250 mm H_2O , on prend $P_{c1} = 0.02bar$
- ❖ Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air V_a qui est de 30 à 50 m/s

On a les pertes de pression sont égales : $\Delta P_{c2} = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{V_a^2}{2}$

Admettant que la perte de pression dans cette conduite du compresseur est égale à :

$$\Delta P_2 = 50mmH_2O = 0.06bar$$

La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante :

$$\Delta P_{c3} = \frac{1-\eta_{dec}}{\eta_{dec}} \rho \frac{V_{sd}^2 - V_{ed}^2}{2} \quad (3.28)$$

Le rendement de diffuseur varie : $0.95 \geq \eta_{dec} \geq 0.85$ on pose : $\eta_{dec} = 0.90$

La vitesse V_{s2} : $200 \geq V_{s2} \geq 100$ on pose : $V_{s2} = 120 m/s$

$$\Delta P_{c3} = \frac{(1 - 0.9) (120^2 - 45^2)}{0.9 * 1.23} = 0.00845bar$$

$$\Delta P_c = (0.02 + 0.006 + 0.00845) = 0.033bar$$

D'où $P_1 = 1.013 - 0.033 = 0.980bar$

La température : $T_1 = T_0 = 288k$

$$\text{La masse volumique : } \rho_1 = \frac{P_1}{r.T_1} = \frac{0.98 * 10^5}{286.288} = 1.19 Kg/m^3 \quad (3.29)$$

$$P_1 = 0.980bar, \rho_1 = 1.19 Kg/m^3, T_1 = 288k$$

Paramètre d'air après le dernier étage du compresseur :

$$\text{La pression : } P_2 = \tau_p \cdot P_1 \Rightarrow P_2 = 7 * 0.98 = 6.86bar \quad (3.30)$$

$$\text{La température théorique : } T_{2th} = T_1 \left[1 + \frac{\tau_p m}{\eta_{ic}} \right] \quad (3.31)$$

Évaluant la température à la sortie du compresseur à $T_{2a} = 540k$, Alors la température Moyenne de l'air dans le compresseur est : $T_m = \frac{(T_1+T_{2a})}{2}$ (3.32)

$$T_m = \frac{(288+540)}{2} = 414k$$

En utilisant l'annexe pour déterminer les valeurs moyennes de C_p et γ :

$$C_p = 1030 \text{ J/kg.k}, \gamma = 1.396, m = \frac{\gamma-1}{\gamma} = 0.284$$

$$\text{Comme : } r = m \cdot C_p \Rightarrow r = 289 \text{ J/kg}$$

$$\text{D'où : } T_2 = 288 \left[1 + \frac{70.284}{0.87} \right] = 532.25k$$

$$\text{Et : } \rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} = \frac{6.86 \cdot 10^5}{289.532.25} = 4.46 \text{ Kg/m}^3 \quad (3.33)$$

$$P_2 = 6.86 \text{ bar}, \rho_2 = 4.46 \text{ Kg/m}^3, T_2 = 532.25k \quad (3.34)$$

Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion :

$$\text{La pression : } P_{2c} = P_2 - \Delta P_{acc} \quad (3.35)$$

$$\text{Où } \Delta P_{acc} = \Delta P_{acc1} + \Delta P_{acc2} \quad (3.36)$$

ΔP_{acc1} : Perte de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$$\Delta P_{acc1} = (1 - \eta_{dsc}) \rho_2 \frac{V_{ed}^2 - V_{sd}^2}{2} \quad (3.37)$$

Où : $\eta_{dsc} = 0.5$ à 0.7 rendement du diffuseur à la sortie du compresseur $V_{sd} = 45 \text{ m/s}$

$$\text{A.N : } \Delta P_{acc1} = (1 - 0.6) 491 \frac{120^2 - 45^2}{2} = 11115.22 \text{ pa}$$

ΔP_{acc2} : Pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion.

$$\Delta P_{acc2} = \varepsilon \cdot P_2 = 0,01 \cdot 6,86 \cdot 10^5 = 0,686 \cdot 10^5$$

$$\Delta P_{acc} = \Delta P_{acc1} + \Delta P_{acc2} = 0,11115 + 0,686 \cdot 10^5$$

$$\Delta P_{acc} = 17975,22 \text{ Pa}$$

$$P_{2c} = 6860000 - 17975,22$$

$$P_{2c} = 6,68 \text{ bar}$$

$$T_{2c} = T_2 = 532,25k$$

$$\rho_{2c} = \frac{6.68 \cdot 10^5}{288.532.25} = 4.373 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{2c} = 6.68 \text{ bar}, \rho_{2c} = 4.373 \text{ Kg/m}^3, T_{2c} = 532.25k$$

Les paramètres du gaz après la chambre de combustion :

$$P_3 = P_{2c} - \varepsilon \cdot P_{2c} = 6,68 - 0,01 \cdot 6,68 = 6,613 \text{ bar} \quad (3.38)$$

$$\text{D'après l'annexe 2 : } T_3 = 1203 \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} C_p = 1190 \text{ J/kg.k} \\ \gamma = 1.328 \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} m = 0.247 \\ r = 294 \text{ J/kg.k} \end{array} \right\}$$

$$\text{Alors : } \rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} = \frac{6.613 \cdot 10^5}{294 \cdot 1203} = 1.87 \text{ Kg/m}^3 \quad (3.39)$$

$$P_3 = 6.613 \text{ bar}, \rho_3 = 1.87 \text{ Kg/m}^3, T_3 = 1203 \text{ K}$$

Les paramètres du gaz avant le premier étage de la THP :

$$P_{3HP} = P_3 - \Delta P_{HP} \quad (3.40)$$

$$\text{Avec : } \Delta P_{HP} = \Delta P_{HP1} + \Delta P_{HP2} \quad (3.41)$$

ΔP_{HP1} : Perte de pression dans la conduite.

$$\Delta P_2 = 0.005 P_3 + 0,005 * 6,613 * 10^5 = 3306,5 \text{ Pa} \quad (3.42)$$

ΔP_{HP2} : Perte de pression dans le diffuseur d'entrée de la T_{HP} :

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta_d}{\eta_d} \rho \frac{V_{sd}^2 - V_{ed}^2}{2} = \frac{(1-0.9)}{0.9} 1.87 \frac{(120^2 - 45^2)}{2} = 1046,68 \text{ Pa} \quad (3.43)$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 3306,5 + 1046,68 = 4353,18 \text{ Pa}$$

$$P_{3HP} = 6,613 * 10^5 - 4353,18 = 6,57 \text{ bar}$$

$$T_{3HP} = T_3 = 1203 \text{ K}$$

$$\rho_{3HP} = \frac{P_{3HP}}{r \cdot T_{3HP}} = \frac{6.57 * 10^5}{294 * 1203} = 1.857 \text{ Kg/m}^3 \quad (3.44)$$

$$P_{3HP} = 6.57 \text{ bar}, \rho_{3HP} = 1.857 \text{ Kg/m}^3, T_{3HP} = 1203 \text{ K}$$

Les paramètres du gaz après le dernier étage de la T_{HP}

η_{mcr} et η_{mTHP} : Rendement mécanique du compresseur et de la T_{HP} qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple [63]) :

$$P_{cr} = P_{THP} \Rightarrow \dot{m}_a \cdot W_c \frac{(1)}{\eta_{mcr}} \dot{m}_a \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mTHP}$$

$$W_c = \eta_{mTHP} \cdot \eta_{mcr} \cdot W_{THP}$$

$$\text{Alors nous obtenons : } C_{pa} \cdot T_{1b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} (\tau_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} C_{pg} T_{3b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} \eta_{mTHP} (1 - \varepsilon_{THP}^{m_g}) \quad (3.45)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_1 \\ T_2 \end{array} \Rightarrow T_m = 410 \text{ K} \Rightarrow C_{pa} = 1020 \text{ J/kg.k} \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} r = 285.6 \text{ J/kg.k} \\ \gamma = 1.39 \\ m = 0.28 \end{array} \right\}$$

$$C_{pg} = 1180, \gamma = 1.34 \Rightarrow m = 0.254$$

$$\frac{1020.288.1}{0.87} (7^{0.280} - 1) = (0.906^2) * 1180 * 1203 * 0.88(1 - \varepsilon_{THP}^{-0.254}) \Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2.54$$

$$P_4 = \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}} \Rightarrow P_4 = \frac{6.57}{2.63} = 2.59 \quad (3.46)$$

$$T'_4 = \frac{P_{3HP}}{\frac{m}{\varepsilon_{THP}}} \quad (3.47)$$

$$T_4 = T_{3HP} - \left[T_3 + \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}} \right] = T_3 - \eta_{THP} T_3 (1 - \varepsilon^{-m}) = T_3 [1 - \eta_{THP} (1 - \varepsilon^{-m})]$$

$$T_4 = 1203 [1 - 0,88(1 - 2.59^{0.254})] = 975.70k$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r.T_4} = \frac{2.59 * 10^5}{301 * 975.70} = 0.88 \text{ Kg}/m^3$$

Alors :

$$P_4 = 2.59bar, \quad \rho_4 = 0.88 \text{ Kg}/m^3, T_4 = 975.70k$$

Paramètres du gaz avant le premier étage de la T_{BP} :

$$P_{4BP} = P_4 - \Delta P_{BP} \quad , \quad P_{4BP} = P_4 - (\Delta P_{BP1} + \Delta P_{BP2} + \Delta P_{BP3}) \quad (3.48)$$

ΔP_{BP1} : Les pertes dans le diffuseur de sortie de la T_{BP} :

$$\Delta P_{BP1} = (1 - \eta_{dHP}) \rho_4 \frac{C_{edHP}^2 - C_{sdHP}^2}{2} = (1 - 0.6) 0.853 \frac{(90^2 - 40^2)}{0.9} = 1108.9Pa$$

ΔP_{BP2} : Les pertes de pression dans la conduite entre la T_{HP} et T_{BP} :

$$\Delta P_{BP2} = 0.005 . P_4 = 0,005.2,59 = 1249Pa$$

ΔP_{BP3} : Les pertes dans les diffuseurs à l'entrée de la T_{BP} :

$$\Delta P_{BP3} = \frac{1 - \eta_{BP}}{\eta_{BP}} \rho_4 \frac{V_{edBP}^2 - V_{sdBP}^2}{2} = \frac{(1 - 0.9)}{0.9} 0.853 \frac{(120^2 - 45^2)}{2} = 606.58Pa \quad (3.49)$$

$$\Delta P = 1108,9 + 1249 + 606,58 = 2964bar$$

$$P_{4BP} = 259000 + 2964,48 = 2,47bar$$

On prend: $T_{4BP} = T_4 = 975.7k$

$$\rho_{4BP} = \frac{P_{4BP}}{r.T_{4BP}} = \frac{2.47 * 10^5}{301 * 975.70} = 0.8872 \text{ Kg}/m^3$$

$$P_{4BP} = 2.47bar, \quad \rho_{4BP} = 0.8872 \text{ Kg}/m^3, T_{4BP} = 975.70k \quad (3.50)$$

Les paramètres après le dernier étage de la T_{BP} :

La pression statique à la sortie du silencieux P_{5s} est égale à la pression atmosphérique P_a .

Si la vitesse à la sortie du silencieux $V_{5s} = 20 \text{ m}/s$ et $\rho_{5s} = 0.45 \text{ Kg}/m^3$ nous avons alors :

$$P_{5s} = P_{5s} + \rho_{5s} \frac{V_{5s}^2}{2} = 1,033 + 0,45 \frac{20^2}{2} = 1.0339bar \quad (3.51)$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la T_{HP} est du $C_s = 90 \text{ m/s}$ et que les pertes de pression dans les parties 5a:5b et 5b:5 sont égales à 1,5%.

$$P_5(1 - 0.015) = P_{5s} \Rightarrow P_5 = \frac{P_{5s}}{(1 - 0.015)} = \frac{1.0339}{(1 - 0.015)} = 1.049 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la T_{BP} est le : $\varepsilon_{TBP} = \frac{P_{4BP}}{P_5} = \frac{2.59}{1.049} = 2.47$

$$T'_5 = \frac{T_{4BP}}{\varepsilon_{TBP}^m} = \frac{975.7}{2.47^{0.25}} = 778.3 \text{ k} \quad (3.52)$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{T_{HP}}[T_{4BP} - T'_5] = 975.7 - 0.88(975.7 - 778.3) \quad (3.53)$$

$$T_5 = 802 \text{ k}$$

$$\rho_5 = \frac{P_5}{r \cdot T_5} = \frac{1.049 \cdot 10^5}{287 \cdot 802} = 0.456 \text{ Kg/m}^3$$

Alors :

$$P_5 = 1.049 \text{ bar}, \quad \rho_5 = 0.456 \text{ Kg/m}^3, \quad T_5 = 802 \text{ k}$$

Calcul du débit:

Débit spécifique de la combustion :

$$G_g = \frac{P_u}{P_{ci} \cdot \eta_{th}} = \frac{26100}{44550 \cdot 0.28} = 2.1 \text{ kg/s} \quad (3.54)$$

Débit massique global d'air :

Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre de combustion :

$$\dot{m}'_a = 4.2, 15.22 = 127,85 \text{ Kg/s} \quad (3.55)$$

Débit massique global d'air en tenant compte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine :

$$\dot{m}_a = 1.02 \dot{m}'_a = 1.2 * 127.85 = 130.41 \text{ Kg/s} \quad (3.56)$$

Débit massique de gaz d'échappement :

Le débit massique de gaz d'échappement :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a \cdot G_g = 127,85 + 2,1 = 129,95 \text{ Kg/s} \quad (3.57)$$

Calcul du rendement global :

Le travail spécifique du compresseur axial :

$$W_c = C p_a \frac{T_{1.1}}{\eta_{icr}} (\varepsilon^m - 1) = 2.01 * 288 * \frac{1}{0.87} (7^{0.28} - 1) = 244.6 \text{ Kj/Kg} \quad (3.58)$$

Calcul de la puissance du compresseur axial :

η_{mcr}, η_{icr} : Rendement mécanique et isentropique du compresseur :

$$\dot{P}_c = W_c \frac{\dot{m}_a}{\eta_{mcr}} = 244.6 \frac{130.41}{0.96} = 33.2 * 10^2 \text{ Kw} \quad (3.59)$$

Calcul du travail spécifique de la T_{HP} :

$$W_{T_{HP}} = C p_a T_3 \eta_{iT_{HP}} (1 - \varepsilon_{T_{HP}}^m) = 1,18.1203.0,88(1 - 2.54^{0.254}) = 263.3 \text{ Kj/Kg} \quad (3.60)$$

Calcul de la puissance fournie à la turbine :

$$\dot{P}_{THP} = W_{THP} \dot{m}_g \eta_{mTHP} = 263,3.129,95.0,96 = 33,1.10^3 Kw \quad (3.61)$$

Calcul du travail spécifique de la T_{BP} :

$$W_{TBP} = Cp_g T_4 \eta_{iTBP} (1 - \varepsilon_{TBP}^m) = 1160.975,7.0,88(1 - 2,54^{0,258}) = 207,5 Kj/Kg \quad (3.62)$$

Donc la puissance utile de l'installation à Tàg est :

$$\dot{P}_u = 207,5.0,96.129,15 = 25,9.10^3 Kw$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_u}{P_{ci.Gg}} = \frac{25,9.10^3}{44500.2,1} = 0,277 \quad (3.63)$$

Vérification du coefficient d'excès d'air :

$$\alpha = \frac{m_a}{L_0 * G_g} = \frac{130,41}{15,22.2,1} = 4 \quad (3.64)$$

Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur :

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1 = 0,980 \text{ bar}$	$T_1 = 288,00 \text{ K}$	$\rho_1 = 1,190 \text{ Kg/m}^3$
$P_2 = 6,860 \text{ bar}$	$T_2 = 532,25 \text{ K}$	$\rho_2 = 4,460 \text{ Kg/m}^3$
$P_3 = 6,613 \text{ bar}$	$T_3 = 1203,00 \text{ K}$	$\rho_3 = 1,870 \text{ Kg/m}^3$
$P_4 = 2,590 \text{ bar}$	$T_4 = 975,70 \text{ K}$	$\rho_4 = 0,880 \text{ Kg/m}^3$
$P_5 = 1,049 \text{ bar}$	$T_5 = 802,00 \text{ K}$	$\rho_5 = 0,456 \text{ Kg/m}^3$

$\dot{P}_c = 33,2 * 10^2 Kw$
$\dot{P}_{THP} = 33,1.10^3 Kw$
$\dot{P}_u = 25,9.10^3 Kw$
$\dot{m}_a = 130,41 Kg/s$
$\dot{m}_g = 129,95 Kg/s$
$\eta_{th} = 0,277$

Calcul thermodynamique à partir des données réelles :

Données de départ :

Température ambiante : $T_a = 50^\circ c = 323k$

Pression atmosphérique : $P_a = 1,033bar$

Pression de refoulement du compresseur axial : $P_2 = 6,5bar$

Pouvoir calorifique du gaz naturel : $P_{ci} = 44500 Kj/Kg . k$

Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site) :

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1 = 0,980 \text{ bar}$	$T_1 = 323,00 \text{ K}$	$\rho_1 = 1,057 \text{ Kg}/\text{m}^3$
$P_2 = 6,500 \text{ bar}$	$T_2 = 580,00 \text{ K}$	$\rho_2 = 3,864 \text{ Kg}/\text{m}^3$
$P_3 = 6,277 \text{ bar}$	$T_3 = 1203,00 \text{ K}$	$\rho_3 = 1,775 \text{ Kg}/\text{m}^3$
$P_4 = 2,277 \text{ bar}$	$T_4 = 963,42 \text{ K}$	$\rho_4 = 0,768 \text{ Kg}/\text{m}^3$
$P_5 = 1,049 \text{ bar}$	$T_5 = 819,87 \text{ K}$	$\rho_5 = 0,446 \text{ Kg}/\text{m}^3$

$\dot{P}_c = 27,44 * 10^2 \text{ Kw}$
$\dot{P}_{THP} = 27,4 * 10^3 \text{ Kw}$
$\dot{P}_u = 17,75 * 10^3 \text{ Kw}$
$\dot{m}_a = 108,67 \text{ Kg/s}$
$\dot{m}_g = 108,29 \text{ Kg/s}$
$\eta_{th} = 0,24$

Tableau comparatif des résultats obtenus :

données / Résultats	$\dot{m}_a (\text{Kg/s})$	$\dot{m}_g (\text{Kg/s})$	$\dot{P}_u (\text{Kw})$	η_{th}
Données du constructeur : $T_0 = 288\text{k}, \dot{P}_u = 26\text{Mw}$	130.41	129.95	$25,9 * 10^3$	0.277
Données sur site : $T_0 = 323\text{k}, P_2 = 6,5\text{bar}$	180.67	108.29	$17,75 * 10^3$	0.24

Enfin on observe les résultats principaux obtenus. Dans le régime considéré nous avons les Diminutions des caractéristiques principales :

$$\frac{\Delta \dot{P}_u}{\dot{P}_u} = \frac{\dot{P}_u - \dot{P}'_u}{\dot{P}_u} = \frac{25900 - 17750}{25900} = 31\%$$

$$\frac{\Delta \eta_{th}}{\eta_{th}} = \frac{0,277 - 0,24}{0,277} = 13\%$$

3.6. Conclusion :

À travers le calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial, et son effet sur la charge massique en fluide moteur sur la diminution de la puissance utile de l'installation. Ce calcul numérique assez détaillé pour la TG MS5002 installée dans un site à $T_{amb} = 50^\circ\text{c}$ montre que rendement thermique passe de 27.7% à 24%, ce qui influe négativement sur l'exploitation de l'installation. Pour assurer le bon fonctionnement de la Tàg et rattraper les pertes de puissance, il faut faire un refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur en utilisant avantageusement l'énergie des gaz d'échappement.

II. Cycle à Air

3.7. Cycle à air (Brayton avec régénérateur):

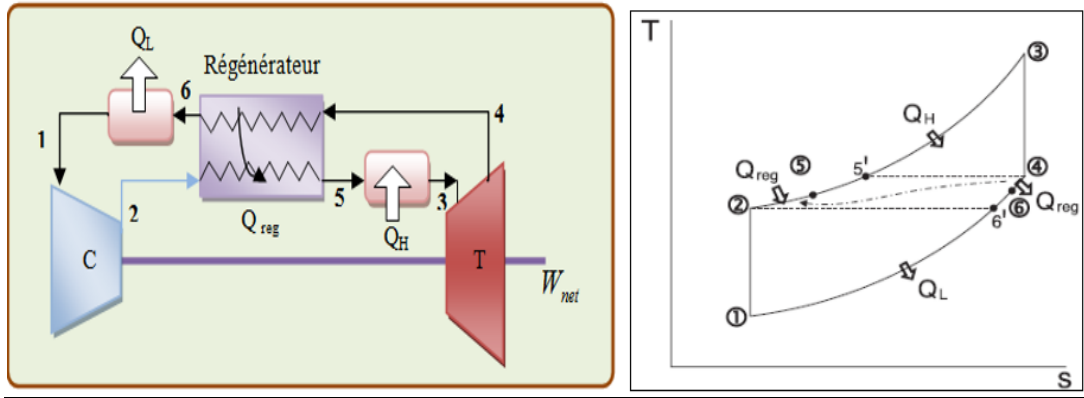


Figure 3-15 Schéma et diagramme (T, S) du cycle régénérateur de la TG

- Un régénérateur (échangeur de chaleur) est utilisé pour réduire la consommation du carburant pour fournir la quantité nécessaire de chaleur $H Q$ [4].
- L'efficacité avec un régénérateur peut être déterminée comme suit :

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H}$$

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T_6 - T_1)}{C_p(T_3 - T_5)} \Rightarrow (\text{Pour un régénérateur réel})$$

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T'_6 - T_1)}{C_p(T_3 - T'_5)} \Rightarrow (\text{Pour un régénérateur idéal})$$

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_4)} \quad \text{Et} \quad \eta = 1 - \left(\frac{T_{min}}{T_{max}}\right) \tau_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Pour un rapport $\frac{T_{min}}{T_{max}}$, l'utilisation d'un régénérateur se traduira par une réduction du η lorsqu'augmente (τ_p) [38].

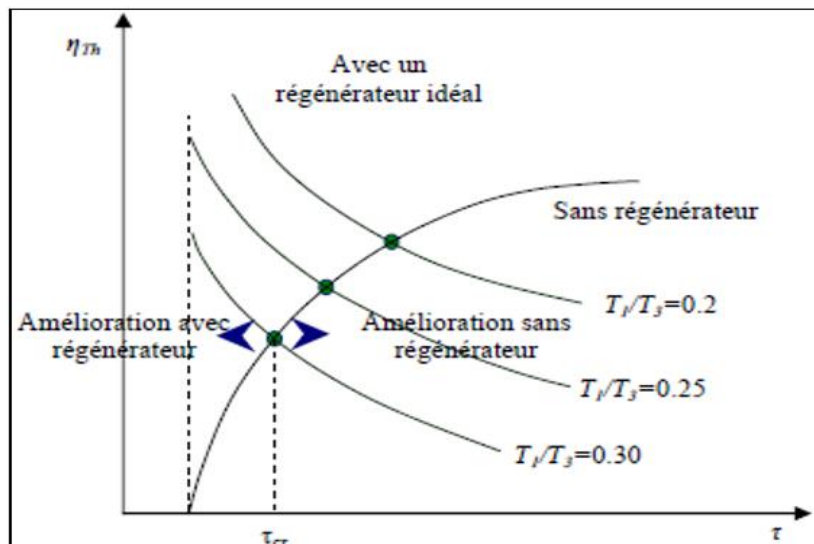


Figure 3-16 L'effet du taux de compression et du rapport de température sur η_{th}

L'efficacité de régénérateur :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{rég,actuel}}}{\dot{Q}_{\text{rég,idéal}}} = \frac{h_5 - h_2}{h'_5 - h_2} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

Les valeurs typiques de l'efficacité sont $\leq 0,7$

Le refroidissement intermédiaire répété, le réchauffage et la régénération fourniront un système qui se rapproche du cycle Ericsson, qui a pour rendement l'expression de Carnot :

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Il y a deux types d'échangeurs de chaleur, à savoir régénérateur et de récupération. Le terme « échangeur de chaleur régénérateur » est employé pour un système dans lequel le transfert de chaleur entre deux jets est affecté par l'exposition d'un troisième milieu alternativement aux deux écoulements. Les débits calorifiques successivement, dans et hors du troisième milieu, lui font subir une température cyclique. Ces types d'échangeurs de chaleur sont employés couramment là où la compacité est essentielle.

Dans un échangeur thermique de récupération, chaque élément du transfert surfacique a une température constante et arrange les chemins du gaz en contresens, la répartition de la température dans la matrice dans le sens de circulation est celle qui donne des performances optimales par les conditions de transfert de chaleur données. Cette répartition de température optimale peut-être réalisée, de préférence, dans un régénérateur à contresens à flux croisés.

CHAPITRE 4 : Cycle Combiné (Gaz-Air)

4.1. Revue de littérature

Le cycle de Brayton a été proposé par George Brayton en 1870 pour l'utilisation dans le moteur à pistons alternatifs. Aujourd'hui, il est utilisé uniquement pour les turbines à gaz où les processus de compression et d'expansion se déroulent dans des machines tournantes [1]. L'intérêt pour l'opération du cycle combiné a été suscité dans le monde au milieu des années 1970. L'énormité de l'état actuel de la recherche sur les cycles combinés en fait un défi de taille. La recherche dans de nombreux domaines tels que la combustion, l'émission, le cycle avancé, l'augmentation de puissance et l'exergie a atteint une myriade d'aujourd'hui. Ce chapitre tente de passer en revue les plus pertinents dans une approche chronologique.

4.2. Définition général :

L'expression cycle combiné (CC), déclinée en (CCPP pour *combined cycle power plant*), ou CCGT (*combined cycle gas turbine*) caractérise un mode combiné de production d'énergie ou une centrale utilisant plus d'un cycle thermodynamique.

4.2.1. Principe :

Une turbine à combustion transforme une partie de l'énergie fournie par le combustible en énergie mécanique pouvant ensuite être convertie en électricité au moyen d'un générateur électrique.

Cette fraction (généralement moins de 50 %), dépend du cycle thermodynamique choisi ainsi que des températures supérieure et inférieure atteintes par le cycle.

En combinant deux cycles, voire plus, tels que le cycle de Brayton et le cycle à air, on peut augmenter l'efficacité énergétique du système. Les plus récentes centrales à cycle combiné au gaz atteignent ainsi des rendements sur pouvoir calorifique inférieur (PCI) de plus de 62 % (Centrale thermique de Bouchain avec 62,22 % en mars 2016, centrale japonaise de Chubu Electric Power's Nishi-Nagoya Thermal Power Station Unit 7-1 avec 63,08 % en mars 2018), contre 37 % pour les centrales thermiques au gaz classiques avec chaudière. Le gaz naturel et le fioul peuvent être utilisés directement. Il existe également des installations utilisant la gazéification d'autres combustibles comme le charbon : les centrales de type cycle combiné à gazéification intégrée (CCGI).

4.3. Cycles combinés gaz et environnement :

Les CCGT permettent de réduire de 50 % les émissions de CO₂, de diviser par trois les oxydes d'azote (NO_x) et de supprimer les rejets d'oxydes de soufre (SO₂) par rapport aux moyens de production thermique à flamme « classiques ». En outre, lorsque la combustion utilise du gaz naturel, cela ne produit ni particules de poussières, ni odeurs ; malgré leur nom, la plupart des turbines dites "à gaz" peuvent brûler divers combustibles liquides, et c'est la teneur en soufre du combustible utilisé qui provoque la présence d'oxydes de soufre à l'échappement. L'utilisation du gaz naturel comme combustible dans les CCGT présente donc des avantages notables en termes de pollution atmosphérique.

4.4. Evolution du cycle ABC et analyse générale

En ce qui concerne la technologie des turbines à gaz à cycle simple, l'augmentation des conditions de traitement (température et pression) grâce aux progrès réalisés dans les matériaux et les méthodes de refroidissement constitue le principal facteur d'amélioration des performances du moteur. Le développement continu et l'introduction à court terme de turbines à gaz perfectionnées amélioreront l'efficacité de l'opération à cycle simple de plus de 40%. La combinaison du cycle de la turbine à gaz (cycle de Brayton) avec un cycle de température moyenne ou basse (comme le cycle de Rankine), connu sous le nom de cycle combiné conventionnel, est le moyen le plus efficace d'augmenter le rendement thermique d'un cycle de turbine à gaz. Les turbines à gaz à gaz naturel à usage industriel en combinaison avec des générateurs de vapeur à récupération de chaleur et des turbines à vapeur représentent l'état de l'art de cette approche [2].

La production d'électricité à petite échelle est souvent caractérisée par une faible efficacité, qui est causée par des contraintes physiques et économiques. Par exemple, les turbines à gaz à cycle simple en dessous de 1 MW n'ont pas une efficacité supérieure à 25% [3]. Pour obtenir des valeurs plus élevées, certaines modifications sont nécessaires. Comme l'échappement d'une turbine à gaz a une température relativement élevée et un débit massique important, l'utilisation de cette chaleur perdue est la solution la plus courante. La chaleur perdue peut être récupérée directement dans la turbine à gaz par récupération thermique, ou indirectement en utilisant un autre fluide de travail (injection de vapeur). Alternativement, la conversion de la chaleur résiduelle en énergie peut être effectuée dans un cycle de fond.

Plusieurs moteurs qui utilisent la récupération ont été développés. À l'exception de la turbine Westinghouse / Rolls-Royce de 21 MW, il s'agit de petits moteurs allant de 65 kW (Allied Signal, NREC) à 1,4 MW (Heron) et 4,2 MW (Solar Mercury). Ces turbines ont été spécialement conçues pour fonctionner en mode récupératif. Pour que les turbines non récupérées existantes atteignent un rendement supérieur, deux autres options sont disponibles: l'injection de vapeur ou un cycle de fond. L'injection de vapeur, tout en étant une solution relativement simple, peut poser des problèmes lorsqu'elle est appliquée aux moteurs qui n'ont pas été conçus. Ces problèmes comprennent l'érosion des aubes de turbine, une surcharge de l'expandeur, une augmentation de la production de CO et des hydrocarbures imbrûlés. En outre, un traitement de l'eau est nécessaire [4].

Dans le cas du steam bottoming, le besoin d'un générateur de vapeur à haute pression, d'une turbine à vapeur et d'un condenseur pourrait être irréalisable à petite échelle. Il convient de mentionner que des exigences particulières sont imposées à la qualité de l'eau, à l'équipement à haute pression et aux opérateurs de la centrale à vapeur.

Une alternative est ABC (air bottoming cycle). Dans l'ABC, le flux d'échappement d'une turbine à gaz existante est envoyé à un échangeur de chaleur gaz-air, qui chauffe l'air dans le cycle de turbine à gaz secondaire. Le cycle air bottoming a été breveté par Farrell de General Electric Company en 1988 [5]. William Farrell affirme que l'ABC offre une efficacité thermodynamique supérieure à celle de la seule turbine à gaz, tout en conservant la flexibilité opérationnelle de la turbine à gaz. Il note qu'un cycle combiné de turbines à vapeur et à gaz présente un certain nombre d'inconvénients tels que des difficultés à manipuler de la vapeur d'eau et la nécessité d'importants investissements en capital. L'application spéciale du cycle d'aération a également été inventée en novembre 1988 par ED Alderson [6].

En 1995, Kambanis [7] a montré qu'une turbine à gaz LM2500 couplée à l'ABC offrait une performance hors-design nettement meilleure, en particulier à des niveaux de puissance plus faibles, où les turbines à gaz fonctionnent très inefficacement. Toujours en 1996, O. Bolland [8] a constaté que l'ABC ajoute 10,5% de points à l'efficacité d'une turbine à gaz LM2500PE. Il a également affirmé que, selon l'étude de faisabilité, l'ABC est une alternative économique pour la production d'électricité sur les deux nouvelles plates-formes pétrolières / gazières et sur les plates-formes existantes avec la demande de plus de puissance. En 1996, Najjar et al. [9], a proposé une analyse paramétrique d'une turbine à gaz avec cycle de fond de l'air à l'aide d'un programme informatique. Il a constaté qu'en plus de réduire le coût des installations matérielles, il pouvait atteindre un rendement thermique supérieur à celui d'une simple turbine à gaz qui ne se détériore pas à la charge partielle, comme cela se produit dans une turbine simple. En 1998, Korobitsyn [10] a discuté des turbines à gaz avancées et a comparé le cycle conventionnel de la vapeur avec un cycle de fond de l'air. Il a démontré que l'ABC montre des valeurs de performance proches et supérieures à celles du cycle de vapeur. Korobitsyn [4] a également conclu en 2002 que la combinaison d'une turbine à gaz et d'un ABC représente une centrale de production combinée de chaleur et d'électricité (PCCE) (Combined Heat and Power (CHP)) à haut rendement qui fournit de l'air propre et chaud pour les besoins du procédé [11]. L'analyse technico-économique a montré qu'une mise en œuvre de ce système dans les industries nécessitant de l'air chaud entraînera des économies de carburant significatives et aura une période de récupération de 3 ans. Korobitsyn note que l'ABC permet des coûts de maintenance réduits et un temps de démarrage court. De plus, l'usine peut être implantée dans des régions où les ressources en eau sont limitées.

4.5. Exemple d'une Analyse thermodynamique du cycle combiné :

L'analyse du système thermodynamique consiste en trois énoncés concernant trois propriétés du système: la masse, l'énergie et l'entropie. Ceux-ci ont encapsulé la loi de conservation de masse, la loi de conservation d'énergie (première loi de thermodynamique) et l'exergie (deuxième loi de thermodynamique). L'exergie n'est pas conservée en tant qu'énergie, qui est détruite dans le système en raison d'irréversibilités internes et externes. Pour un processus réel, l'entrée d'exergie dépasse toujours les sorties d'exergie; ce déséquilibre est dû à des irréversibilités, un processus connu sous le nom de destruction exergétique. Ainsi, les inefficacités thermodynamiques et les processus qui les provoquent sont identifiés. L'illustration des trois formes mathématiques différentielles ci-dessus peut être montrée comme suit.

Le bilan de masse pour les volumes de contrôle avec plusieurs entrées et sorties couramment utilisées en ingénierie est,

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum i \dot{m}_i - \sum e \dot{m}_e \quad (4.1)$$

Où, les indices cv, i et e = contrôlent respectivement le volume, l'entrée et la sortie;
 \dot{m} = débit massique du flux de fluide.

Où, $\frac{dE_{cv}}{dt}$ représente le taux de variation de l'énergie du volume de contrôle; Q_{cv} & W_{cv} sont le temps d'entrée de chaleur et de sortie de travail dans le volume de contrôle; ; h = enthalpie, V = vitesse en vrac du fluide de travail, z = altitude du courant au-dessus du niveau de la mer, g = force gravitationnelle spécifique

Le volume de contrôle exergetique du débit exergetique considérant plusieurs entrées et existe dans le volume de contrôle est,

Où, le terme $\frac{dm_{cv}}{dt}$ représente le taux de changement de l'exergie du volume de contrôle.

Le terme Q_j représente le temps de transfert de chaleur à l'endroit sur la frontière où la température instantanée est T_j , le taux de transfert exergetique est donné par $(1 - \frac{T_0}{T_j})$. Le terme W_{cv} représente le taux d'énergie du temps transfert par le travail autre que le travail d'écoulement, le transfert d'exergie d'accompagnement est donné par

$(W_{cv} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt})$, où $\frac{dV_{cv}}{dt}$ est le taux de changement de volume de temps. Les termes $\dot{m}_i e_{fi}$ et $\dot{m}_e e_{fe}$ représentent le temps de transfert exergetique qui accompagne le débit massique et le débit à l'entrée et à la sortie. E_d représente le taux de destruction exergetique en raison des irréversibilités dans le volume de contrôle. L'exergie de flux spécifique est donnée par,

$$e_f = h - h_0 - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.2)$$

Où h et s représentent l'enthalpie et l'entropie spécifiques, respectivement, à l'entrée ou à la sortie considérée; h_0 et s_0 représentent les valeurs respectives de ces propriétés lorsqu'elles sont évaluées à l'état neutre.

Le premier cycle appelé cycle de Brayton est en fait un moteur à turbine à gaz à cycle ouvert, comme le montre la figure 4.1. Dans ce cycle, l'air comprimé filtré de la sortie du compresseur entre dans la chambre de combustion, où il se mélange avec le carburant et après la combustion, les gaz d'échappement sont détendus dans une turbine à gaz pour obtenir du travail. Qui à son tour produit de l'énergie électrique avec l'aide d'un générateur, tandis que les gaz de combustion va à l'environnement à travers une pile.

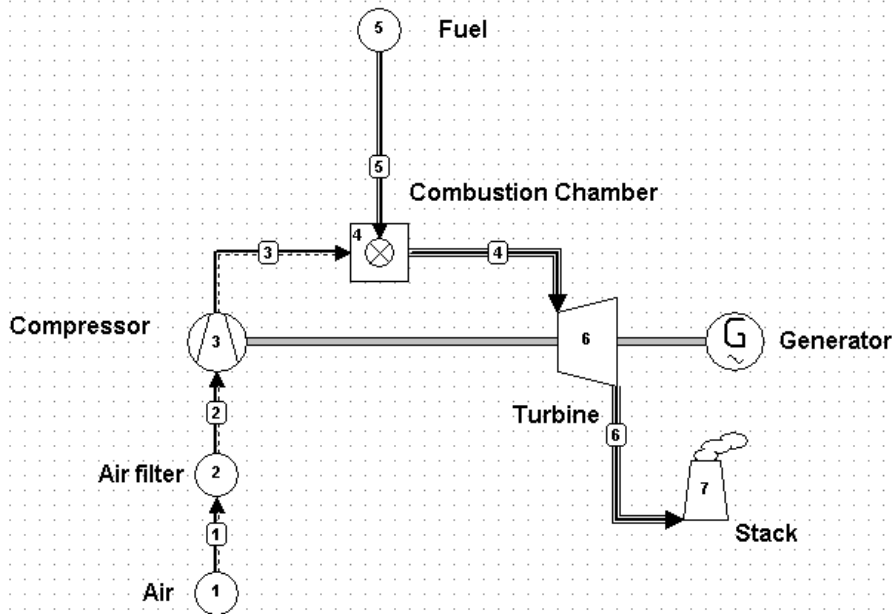


Figure 4.1: Moteur à turbine à gaz à cycle ouvert simple

Le troisième cycle est un cycle combiné, illustré à la Fig. 4.2. Il s'agit d'un cycle combiné spécial, connu sous le nom de cycle combiné ABC (turbine à gaz). Dans ce cycle, le flux d'échappement d'une turbine à gaz existante est acheminé vers un échangeur de chaleur gaz-air qui chauffe l'air dans le cycle de la turbine à gaz secondaire. L'échangeur de chaleur dans le cycle de chauffage à l'air a supplanté le besoin d'une chambre de combustion, tandis que la fonction d'une chambre de combustion conventionnelle du cycle de garniture est la même que pour le cycle de Brayton simple. La puissance de sortie est obtenue dans ce cycle combiné en deux étapes à travers deux générateurs séparés. Deux piles placées à la fin du cycle de garnissage et de fond ont pour rôle de disperser les produits d'échappement à cycle dans l'environnement.

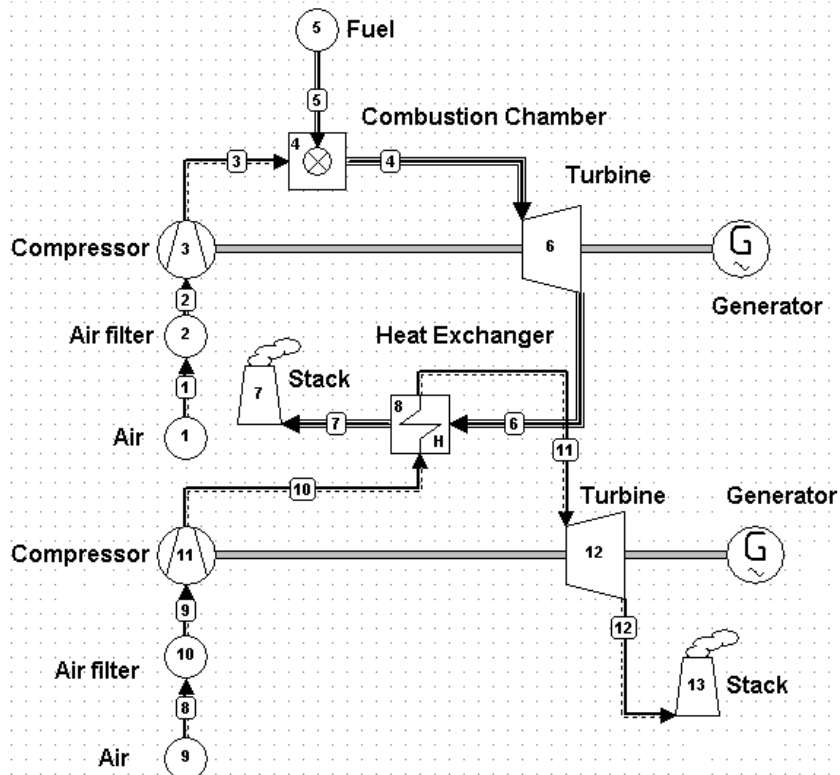


Figure 4.2: Turbine à gaz avec ABC (air bottoming cycle)

4.4.1. Analyse énergétique des composants du cycle :

Pour analyser les performances réalistes possibles, une analyse énergétique détaillée du cycle simple de la turbine à gaz et de la turbine à gaz avec centrale thermique à cycle combiné a été réalisée en ignorant le changement d'énergie cinétique et potentiel. Pour un écoulement en régime permanent, le bilan énergétique d'un système thermique peut être écrit en modifiant l'Equation. 4.14 Comme ci-dessous:

$$0 = Q_{cv} - W_{cv} + \sum m_i (h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i) - \sum m_e (h_e + \frac{v_e^2}{2} + g z_e) \quad (4.3)$$

L'énergie ou l'efficacité de première loi η_I d'un système et / ou d'un composant de système est définie comme le rapport de la production d'énergie à l'entrée d'énergie sur le système / composant, c'est-à-dire.

$$\eta_I = \frac{\text{Desired Output Energy}}{\text{Input Energy Supplied}} \quad (4.4)$$

4.4.1.1. Compresseur d'air

Pour analyser le compresseur du système de cogénération à turbine à gaz de base, un rapport de pression est sélectionné. Sur la base du rapport de pression, la température de sortie est évaluée. La température et la pression ambiantes sont supposées. Afin d'évaluer la température de sortie du compresseur, on suppose que l'air est comprimé isentropiquement. La température T_{3s} est ainsi estimée.

$$\frac{T_{3s}}{T_2} = (R_p)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.5)$$

Où, rapport de pression $R_p = \frac{P_3}{P_2}$ et k- rapport de chaleur spécifique

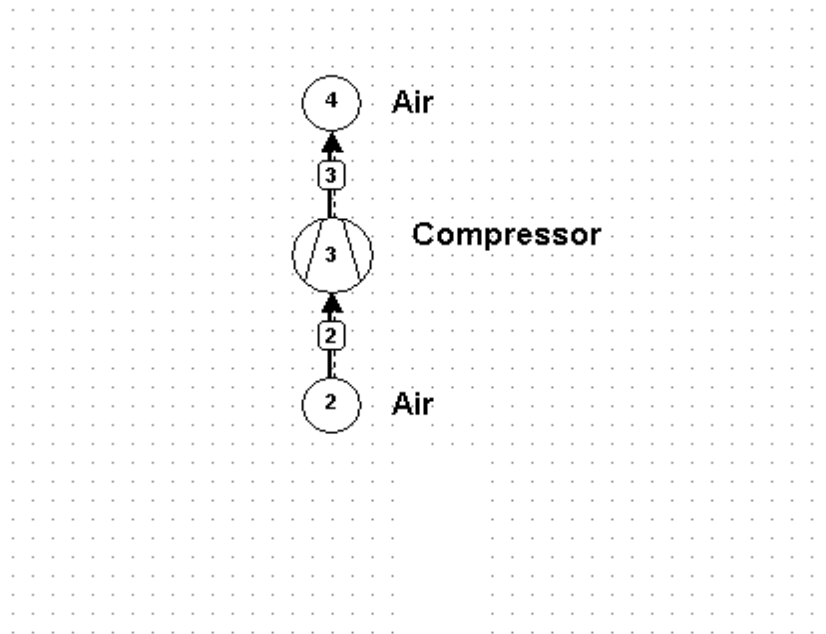


Figure 4.3: Schéma du compresseur du cycle de base de la turbine à gaz.

La température réelle peut être calculée par efficacité isentropique et enthalpie. L'efficacité isentropique du compresseur est η_{comp} . Ainsi, la température réelle T_3 est déterminée par l'équation. 4.6.

$$\eta_{comp} = \frac{T_{3s} - T_2}{T_3 - T_2} \quad (4.6)$$

En se référant à la Figure 4.3, la masse d'air ambiant entrant dans le compresseur et la masse d'air comprimé entrant dans le système sont considérées comme égales. On suppose qu'il n'y a pas de fuites à l'étape de compression. Ainsi, l'équation de bilan de masse aux états "2" et "3" peut s'écrire

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_a \quad (4.7)$$

De même, compte tenu de l'enthalpie de l'air à l'entrée du compresseur et de l'enthalpie de l'air comprimé, l'équation du bilan énergétique peut être développée pour obtenir la puissance de travail nécessaire au compresseur. On suppose que le compresseur est adiabatique et qu'il y a une perte d'énergie pendant que l'air est comprimé. Ainsi, l'équation du bilan énergétique aux états "2" et "3" peut être formulée comme

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_3) - \text{perte d'énergie} \quad (4.8)$$

Où, W_c - travail de compresseur, alternativement l'équation peut s'écrire comme:

$$W_c = \dot{m}a c_p (T_2 - T_3) - \text{perte d'énergie} \quad (4.9)$$

La première loi de l'efficacité

$$\eta_I = \frac{\text{perte d'énergie}}{W_c} = \frac{\dot{m}a(h_2 - h_3)}{W_c} \quad (4.10)$$

4.4.1.2. Chambre de combustion :

L'air chaud sous pression provenant du compresseur pénètre dans la chambre de combustion où le carburant est injecté.

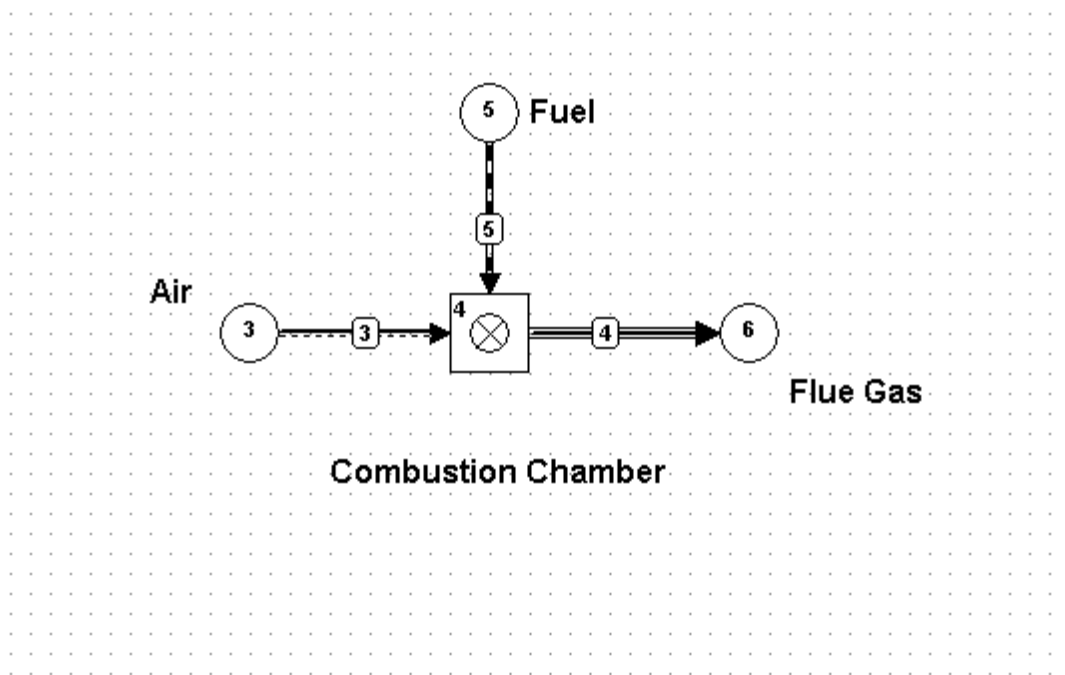


Figure 4.4: Schéma de la chambre de combustion du cycle de base de la turbine à gaz

Le produit de combustion qui est le milieu de travail est étendu à travers la turbine pour produire de l'énergie. On suppose que la combustion s'effectue adiabatiquement avec une pression constante. Les produits de la combustion sont le dioxyde de carbone, la vapeur d'eau, l'azote et l'énergie thermique. Pratiquement, il n'y a pas de conditions de combustion idéales ou spécifiques. Une quantité spécifique d'oxygène est nécessaire pour brûler le combustible et c'est l'air théorique nécessaire pour compléter la combustion.

L'air insuffisant dans la chambre de combustion conduit à un carburant non brûlé, à la fumée de suie, au monoxyde de carbone qui affecte le transfert de chaleur, la pollution, la performance et l'efficacité du système. Dans cette étude, les chaleurs spécifiques des produits de combustion sont déterminées en ajoutant la chaleur spécifique de

chaque composé dans les produits de combustion dans la température du mélange de gaz de combustion et la composition des gaz en termes de fraction molaire ou massique. La chaleur spécifique moyenne pour le gaz de combustion a été déterminée à partir des équations de chaleur spécifiques variables.

Pour les calculs d'excès d'air, il faut connaître le rapport air-carburant stœchiométrique. Le rapport air-carburant stœchiométrique est le rapport air-carburant avec une proportion chimiquement correcte. Pendant le processus de combustion, tout l'air et le carburant sont consommés. En pratique, l'excès d'air est toujours introduit dans la chambre de combustion pour brûler complètement le carburant. Pour éviter cela, l'excès d'air est fourni.

En référence à la figure 4.4, la masse entrant dans la chambre de combustion et la masse sortant de la chambre de combustion peuvent être équilibrées. Dans la chambre de combustion, l'air comprimé et le carburant se mélangent dans la réaction de combustion. Le gaz de combustion chaud formé à la suite des réactions de combustion sort de la chambre de combustion. On suppose que la chambre de combustion est étanche. Ainsi, l'équation de bilan massique à l'étape de combustions "3" et "4" peut être formulée comme suit:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (4.11)$$

Cette équation peut également être représentée comme

$$\dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_g \quad (4.12)$$

Où, \dot{m}_a , \dot{m}_f , \dot{m}_g sont le débit massique d'air, de carburant et de gaz de combustion, respectivement.

Dans le processus de combustion, l'enthalpie de l'air comprimé et l'enthalpie du combustible injecté (valeur calorifique) jouent un rôle important dans la réaction chimique qui produit le gaz de combustion chaud à très forte enthalpie. Compte tenu de la perte de chaleur, le bilan énergétique de la chambre de combustion peut être formulé comme suit:

$$\dot{m}_a h_3 + \dot{m}_f h_f = \dot{m}_g h_4 + Q_L, \quad (4.13)$$

Où, h_f est l'enthalpie du carburant injecté qui est le plus faible pouvoir calorifique du carburant. Q_L , cc est la perte de chaleur dans la chambre de combustion, qui est directement liée à l'énergie du combustible, $\dot{m}_f h_f$.

L'efficacité de la chambre de combustion peut être définie comme,

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_g h_4 - \dot{m}_a h_3}{\dot{m}_f h_f} \quad (4.14)$$

En utilisant l'équation (4.12), (4.13) et (4.14) de masse d'air, de carburant et, enfin, l'enthalpie du gaz de combustion est évalué.

4.4.1.3. Turbine à gaz

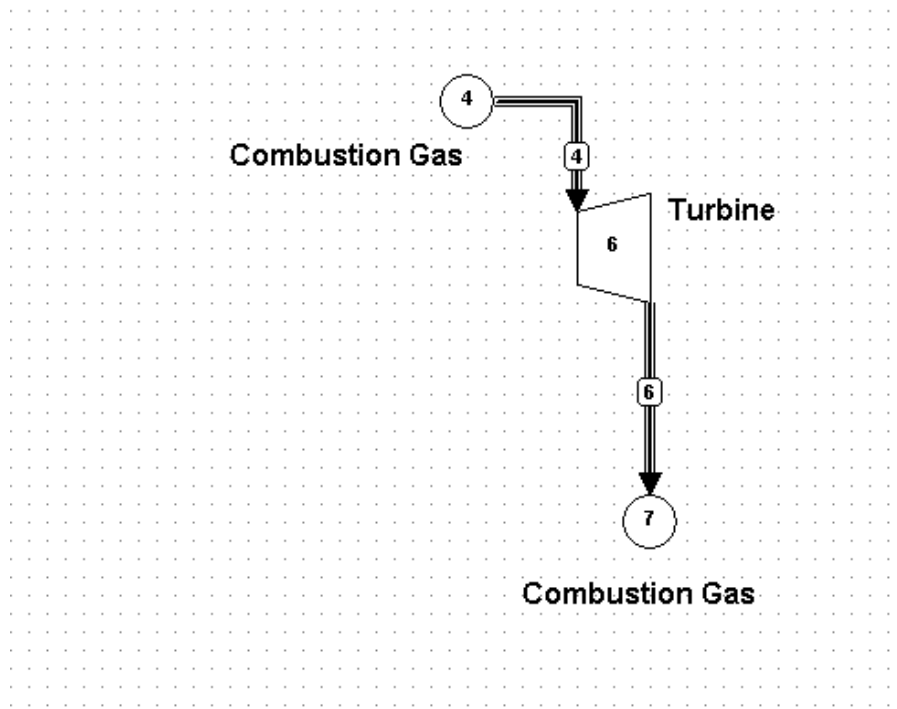


Figure 4.5: Schéma de la turbine du cycle de base de la turbine à gaz

La turbine à gaz génère de l'énergie en dilatant le gaz de combustion chaud de la chambre de combustion. Une température d'entrée élevée de la turbine et une température de sortie inférieure du gaz de combustion sont souhaitables afin d'obtenir une efficacité thermique et une puissance de travail élevées. En raison des contraintes métallurgiques, la température d'entrée de la turbine doit être maintenue à une limite maximale admissible.

Afin de déterminer la température de sortie de la turbine, l'expansion des gaz de combustion est supposée être isentropique. La température des gaz d'échappement (isentropique) de la turbine T_{4s} est estimée comme suit:

$$\frac{T_4}{T_{6s}} = \left(\frac{P_4}{P_6} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (4.15)$$

La température réelle peut être calculée par efficacité isentropique et enthalpie. L'efficacité isentropique de la turbine est $\eta_{turbine}$. Ainsi, la température réelle T_6 est déterminée par l'équation. 4.16.

$$\eta_{turbine} = \left(\frac{T_6 - T_4}{T_{6s} - T_4} \right) \quad (4.16)$$

En se référant à la figure 4.5, l'équation de bilan de masse peut être développée en équilibrant la masse de gaz de combustion entrant dans la turbine à gaz et la masse de gaz de combustion à la sortie de la turbine. L'équation est formulée comme suit:

$$m_4 = m_6 = m_g \quad (4.17)$$

En outre, l'équation d'équilibre énergétique est développée pour la turbine à gaz afin d'établir la relation entre l'enthalpie entrant dans le système à l'état "4"; débit de travail de la turbine et enthalpie des gaz de combustion à la sortie de la turbine. On suppose que la turbine est étanche et adiabatique.

Compte tenu de la perte d'énergie possible, l'équilibre énergétique à travers la turbine à gaz est formulé comme suit:

$$W_{GT} = m_g (h_4 - h_6) - \text{perte d'énergie} \quad (4.18)$$

Où, W_{GT} - travail de turbine, alternativement l'équation peut s'écrire comme:

$$W_{GT} = m g \dot{c} (T_4 - T_6) - \text{perte d'énergie} \quad (4.19)$$

La première loi de l'efficacité

$$\eta I, = \frac{\text{perte d'énergie}}{m g \dot{c} p g (T_4 - T_6)} = \frac{W_{GT}}{m g \dot{c} p g (T_4 - T_6)} \quad (4.20)$$

4.4.1.4. Échangeur de chaleur gaz-air

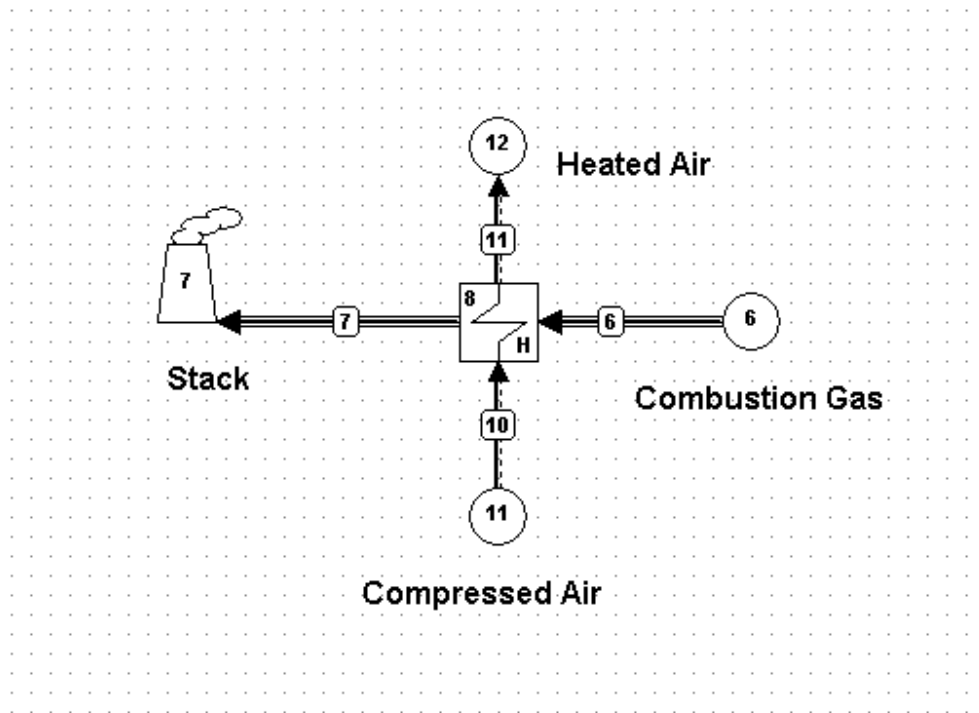


Figure 4.6: Schéma de principe de l'échangeur de chaleur gaz-air de la turbine à gaz avec cycle combiné à circulation d'air

Avant d'être évacué dans l'environnement, les produits de combustion du cycle d'étêtage traversent un échangeur de chaleur gaz-air, où il transfère l'énergie thermique à l'air comprimé du cycle de l'air de fond.

Ici, l'efficacité de l'échangeur de chaleur peut être définie comme

$$\varepsilon_{HE} = \frac{C_6 (T_6 - T_7)}{(\min\{C_6, C_{10}\}) (T_6 - T_{10})} \quad (4.21)$$

Où, C est la chaleur spécifique du flux d'écoulement respectif.

En considérant tout le flux d'écoulement autour de l'échangeur de chaleur, le bilan énergétique devient:

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{11} h_{11} \quad (4.22)$$

L'équation 4.22 peut également être arrangée comme

$$m g \dot{c} (h_6 - h_7) + \dot{m} (h_{10} - h_{11}) = 0 \quad (4.23)$$

Où, \dot{m}_a & \dot{m}_g sont le débit massique de l'air et du gaz de combustion, respectivement.

Dans l'état du débit massique donné et de l'efficacité de l'échangeur de chaleur, en utilisant l'équation (4.22), (4.23), on évalue les propriétés de la sortie de la turbine du cycle et de l'entrée de la turbine.

Chapitre 5 : Modélisation et simulation du cycle gaz/air

I. Modélisation :

5.1.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons une analyse théorique du cycle combiné gaz/air. Une modélisation numérique a été effectuée sur l'influence des conditions standards sur les performances de la turbine à gaz en utilisant le programme EES.

On a utilisé des méthodes d'amélioration des performances du cycle par l'introduction de plusieurs méthodes :

- ✓ Premièrement, on a utilisé un cycle à gaz simple comme un cas isolé, on essaye de l'améliorer en ajoutant deux autres turbines identique pour un refroidissement par air frais ensuite on rajoute une autre turbine identique pour la détente réchauffée tout en variant la température d'entrée au compresseur (température ambiante) et aussi la température d'entrée à la turbine (T_{max}) ainsi que le taux de compression. Nous appliquons l'analyse élaborée par l'EES.
- ✓ Deuxièmement, on rajoute au cycle à gaz améliorée un cycle à air et on la combine à l'aide d'un échangeur de chaleur tout en variant l'efficacité de l'échangeur.

5.1.2. Description du système proposé :

Notre étude est basée sur le cycle gaz/air, en utilisant plusieurs méthodes pour but de l'améliorer, du cycle à gaz, ce principe de fonctionnement est détaillé dans le chapitre 3, ainsi que le cycle à air. Le schéma du Cycle combiné est présenté à la Figure 5-1.

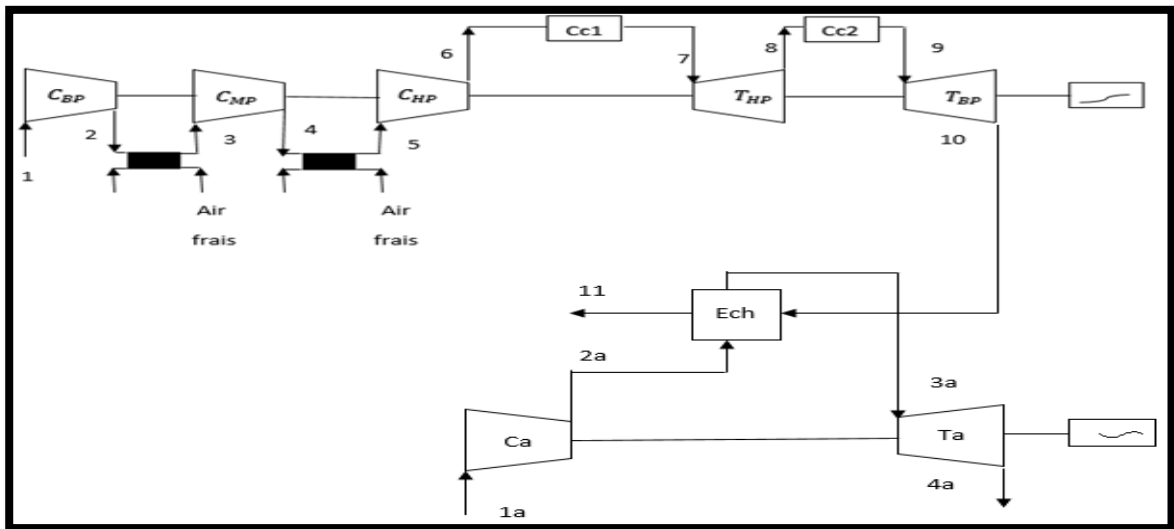


Figure 5.1 : Schéma du cycle combiné gaz/air.

5.1.3. Description mathématique :

- i. Cycle à gaz améliorée (cycle simple+ refroidissement+ détente réchauffée) :

$$P_{i_{CBP}} = P_{i_{CMP}}$$

$$P_{i_{CBP}} = P_{i_{CMP}}$$

$$P_{i_{CBP}} * P_{i_{CBP}} * P_{i_{CMP}} * p_{i_{r1}} * p_{i_{r2}} = P_h / P_l$$

- Point1 :

$$P_1 = P_{amb}$$

$$T_1 = T_{amb}$$

- Point2 :

$$P_2 = P_1 * P_{i_{CBP}}$$

$$T_{is2} = T_1 * P_{i_{CBP}}$$

$$\varepsilon_{isc} = \frac{T_{is2} - T_1}{T_2 - T_1}$$

- Point3 :

$$P_3 = P_2 * pi_{r1}$$

$$Er1 = \frac{T_3 - T_2}{T_{amb} - T_2}$$

➤ **Point4 :**

$$P_4 = pi_{CMP} * P_3$$

$$T_{is4} = T_3 * pi_{CMP}^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}}$$

$$\epsilon_{isc} = \frac{T_{is4} - T_3}{T_4 - T_3}$$

➤ **Point5 :**

$$P_4 = P_4 * pi_{r2}$$

$$Er2 = \frac{T_5 - T_4}{T_{amb} - T_4}$$

➤ **Point6 :**

$$P_6 = pi_{CHP} * P_5$$

$$T_{is6} = T_5 * pi_{CBP}^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}}$$

$$\epsilon_{isc} = \frac{T_{is6} - T_5}{T_6 - T_5}$$

➤ **Point7 :**

$$T_7 = T_{max}$$

$$P_2 = P_1 * pi_{cc1}$$

$$f_1 = \frac{Cp_t * T_7 - Cp_c * T_6}{\epsilon_{cc1} * P_{ci} - Cp_t * T_7}$$

➤ **Turbines identiques :**

$$P_2 = \frac{P_2}{0.98}$$

$$pi_{THP} = pi_{TBP}$$

$$pi_{THP} * pi_{cc2} * pi_{TBP} = P_{10} / P_7$$

➤ **Point8 :**

$$P_8 = pi_{THP} * P_7$$

$$T_{is8} = T_7 * pi_{THP}^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}}$$

$$\epsilon_{ist} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_{is8}}$$

➤ **Point9 :**

$$P_9 = pi_{cc2} * P_8$$

$$T_1 = T_{max}$$

$$f_2 = \frac{(1 + f_1) * (Cp_t * T_9 - Cp_t * T_8)}{\varepsilon_{cc2} * P_{ci} - Cp_t * T_9}$$

➤ **Point10 :**

$$T_{10} = pi_{TBP} * T_9$$

$$\varepsilon_{ist} = \frac{T_9 - T_{10}}{T_9 - T_{is10}}$$

➤ **Grandeurs énergétiques :**

$$W_{CBP} = Cp_c * (T_2 - T_1)$$

$$W_{CMP} = Cp_c * (T_4 - T_3)$$

$$W_{CHP} = Cp_c * (T_6 - T_5)$$

$$W_C = W_{CBP} + W_{CMP} + W_{CHP}$$

$$W_t = (1 + f_1)Cp_t(T_7 - T_8)(1 + f_1 + f_2) Cp_t(T_9 - T_{10})$$

$$W_u = W_t - W_C$$

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{sc}}$$

$$P_u = \dot{m}_{air} * W_u$$

$$Q_{sc} = (1 + f_1)Cp_t * T_7 - Cp_c * T_6 + (1 + f_1 + f_2)Cp_t * T_9 - (1 + f_1)Cp_t * T_8$$

$$C_s = \frac{f_1}{W_u}$$

ii. Cycle à air :

➤ **Point1a :**

$$Pa_1 = P_{amb}$$

$$Ta_1 = T_{amb}$$

➤ **Point2 :**

$$Pa_2 = Pa_1 * pi_{ca}$$

$$Ta_{is2} = Ta_1 * pi_{ca}$$

$$\varepsilon_{a_{isc}} = \frac{Ta_{is2} - Ta_1}{Ta_2 - Ta_1}$$

➤ **Point3 :**

$$E_{reg} = \frac{Ta_3 - Ta_2}{T_{10} - Ta_2}$$

$$Pa_3 = Pa_2 * pi_{rech}$$

➤ **Point4 :**

$$Pa_4 = \frac{Pa_1}{0.98}$$

$$pi_{ta} = \frac{Pa_4}{Pa_3}$$

$$Ta_{is4} = Ta_3 * pi_{ta}^{\frac{\gamma_{ta}-1}{\gamma_{ta}}}$$

$$\epsilon_{ist} = \frac{Ta_3 - Ta_4}{Ta_3 - Ta_{is4}}$$

➤ **Grandeurs énergétiques :**

$$W_{ca} = Cp_{ca} * (Ta_2 - Ta_1)$$

$$W_{ta} = Cp_{ta} * (Ta_3 - Ta_4)$$

$$W_{ua} = W_{ta} - W_{ca}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{ua}}{Q_{sca}}$$

$$P_{ua} = \dot{m}_{air} * W_{ua}$$

$$Q_{sca} = Cp_{ta} * Ta_3 - Cp_{ca} * Ta_2$$

iii. Cycle combiné :

La turbine à gaz est couplée au cycle à air, on obtient les grandeurs suivantes :

$$Q_{sc,comb} = Q_{sc}$$

$$W_{u,comb} = W_u + W_{ua}$$

$$P_{u,comb} = \dot{m}_{air} * W_{u,comb}$$

$$\eta_{th,comb} = \frac{W_{u,comb}}{Q_{sc,comb}}$$

II. Simulation et validation :

Les données d'entrées :

$$P_u = 150000w$$

$$\gamma_c = 1.37$$

$$\gamma_t = 1.3$$

$$P_{amb} = 1bar$$

$$T_{amb} = 300k$$

$$T_{max} = 1500k$$

$$\epsilon_{isc} = 0.78$$

$$\epsilon_{ist} = 0.86$$

$$Cp_c = 1 \text{ kj/kg.k}$$

$$Cp_t = 1.2 \text{ kj/kg.k}$$

$$Cp_{ta} = 1.2 \text{ kj/kg.k}$$

$Pi_c = 16$
 $pi_{r1} = 0.98$
 $pi_{r2} = 0.98$
 $E_{r1} = 0.9$
 $E_{r2} = 0.9$
 $pi_{cc1} = 0.95$
 $pi_{cc2} = 0.95$
 $\varepsilon_{cc1} = 0.95$
 $\varepsilon_{cc2} = 0.95$
 $\varepsilon_{cc} = 0.95$
 $E_{reg} = 0.9$
 $\gamma_{ca} = 1.37$
 $\gamma_{ta} = 1.3$
 $pi_{rech} = 0.98$
 $pi_{ca}=16$

Un code de calcul EES (Engineering Equation Solver) a été utilisé pour appliquer une méthodologie analysant le potentiel du cycle combiné gaz/air.

Dans notre travail, nous avons introduit les données et les équations dans l'EES, et nous avons obtenu les bilans énergétiques de l'installation avec cycle simple.

Unit Settings: [kJ]/[K]/[bar]/[kg]/[degrees]

$Cp_c = 1$ [Kj/kg-K]	$Cp_{ca} = 1$ [Kj/kg-K]	$Cp_t = 1,2$ [Kj/kg-K]	$Cp_{ta} = 1,2$ [Kj/kg-K]	$C_s = 73,28$	$C_{s,1} = 305,6$	$C_{s,2} = 300,9$	$C_{s,3} = 73,28$
$\eta_{cc} = 0,95$	$\eta_{cc1} = 0,95$	$\eta_{cc2} = 0,95$	$\eta_{isc} = 0,78$	$\eta_{ist} = 0,86$	$\eta_{th} = 0,2702$	$\eta_{th,1} = 0,2755$	$\eta_{th,2} = 0,2799$
$\eta_{th,3} = 0,2702$	$\eta_{th,a} = 0,1806$	$\eta_{th,comb} = 0,3292$	$E_r = 0,9$	$E_{r1} = 0,9$	$E_{r2} = 0,9$	$E_{reg} = 0,9$	$f1 = 0,0335$
$f1_3 = 0,0335$	$f2 = 0,01029$	$f2_3 = 0,01029$	$f_1 = 0,02616$	$f_2 = 0,0335$	$\gamma_c = 1,37$	$\gamma_{ca} = 1,37$	$\gamma_t = 1,3$
$\gamma_{ta} = 1,3$	$\dot{m}_{air} = 296,6$	$\dot{m}_{air,1} = 486,7$	$\dot{m}_{air,2} = 374,2$	$\dot{m}_{air,3} = 296,6$	$Pi_c = 16$	$pi_{ca} = 16$	$pi_{cbp} = 2,554$
$pi_{cbp,2} = 2,554$	$pi_{cbp,3} = 2,554$	$Pi_{cc} = 0,95$	$pi_{cc1} = 0,95$	$pi_{cc2} = 0,95$	$pi_{chp} = 2,554$	$pi_{chp,2} = 2,554$	$pi_{chp,3} = 2,554$
$pi_{cmp} = 2,554$	$pi_{cmp,2} = 2,554$	$pi_{cmp,3} = 2,554$	$pi_t = 0,98$	$pi_{t1} = 0,98$	$pi_{t2} = 0,98$	$pi_{rech} = 0,98$	$pi_t = 0,06713$
$pi_{ta} = 0,06508$	$pi_{tbp} = 0,2658$	$pi_{tbp,3} = 0,2658$	$pi_{thp} = 0,2658$	$pi_{thp,3} = 0,2658$	$pi_{t,2} = 0,06713$	$P_{amb} = 1$ [bar]	$P_{ci} = 45000$ [kj/kg]
$P_h = 16$	$P_1 = 1$ [bar]	$P_u = 150000$	$P_{u,a} = 32764$	$P_{u,comb} = 182764$	$Q_{sc} = 1872$	$Q_{sca} = 611,8$	$Q_{sc,1} = 1118$
$Q_{sc,2} = 1432$	$Q_{sc,3} = 1872$	$Q_{sc,comb} = 1872$	$T_{amb} = 300$ [k]	$T_{max} = 1500$ [k]	$W_c = 341,3$	$W_{ca} = 428,6$	$W_{cbp} = 110,8$
$W_{cbp,2} = 110,8$	$W_{cbp,3} = 110,8$	$W_{chp} = 115,5$	$W_{chp,2} = 115,5$	$W_{chp,3} = 115,5$	$W_{cmp} = 114,9$	$W_{cmp,2} = 114,9$	$W_{cmp,3} = 114,9$
$W_{c,1} = 428,6$	$W_{c,2} = 341,3$	$W_{c,3} = 341,3$	$W_t = 847,1$	$W_{ta} = 539,1$	$W_{t,1} = 736,8$	$W_{t,2} = 742,1$	$W_{t,3} = 847,1$
$W_u = 505,8$	$W_{u,1} = 308,2$	$W_{u,2} = 400,8$	$W_{u,3} = 505,8$	$W_{u,a} = 110,5$	$W_{u,comb} = 616,3$		

5.2.1 L'état du cycle combiné vue les cycles précédents :

a) L'influence de la température d'entrée à la turbine sur le rendement :

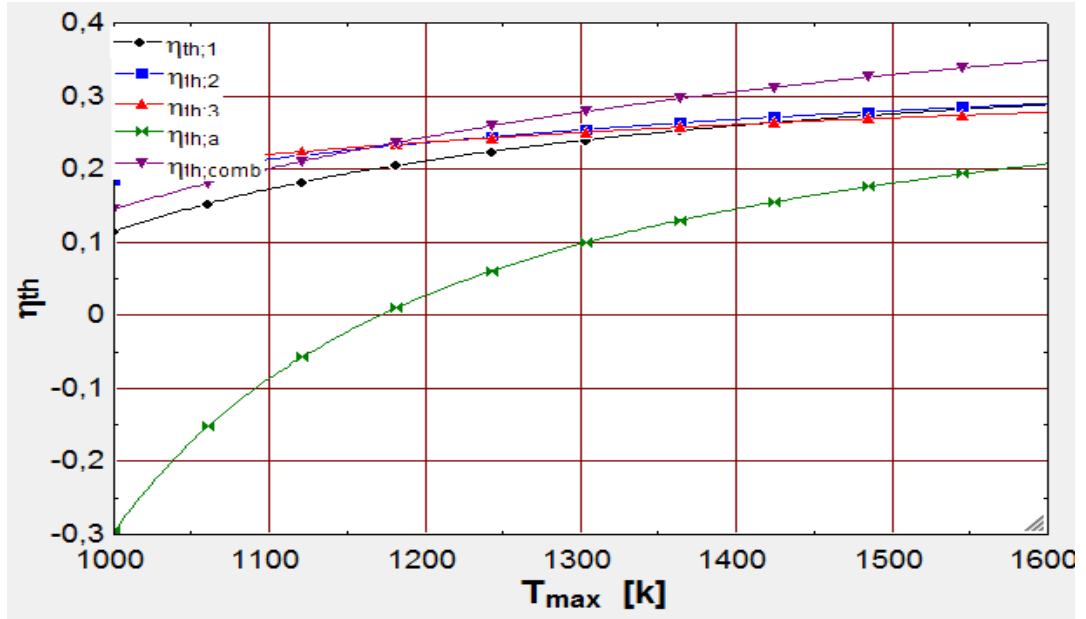


Figure 5.1 : la variation du rendement en fonction de T_{max} et ses comparaisons

Dans ce cas (figure5-1) on peut voir l'augmentation des différents rendements des cycles après une variation de température d'entrée de la turbine (TET) (1000K-1600K).

Au début de cette variation les cycles à gaz ont presque le même rendement, après la combinaison avec le cycle à air on remarque que le rendement du cycle combiné est meilleur, il atteint une valeur maximale de 0.34 à une température de 1600k.

b) L'influence de la température ambiante sur le travail utile

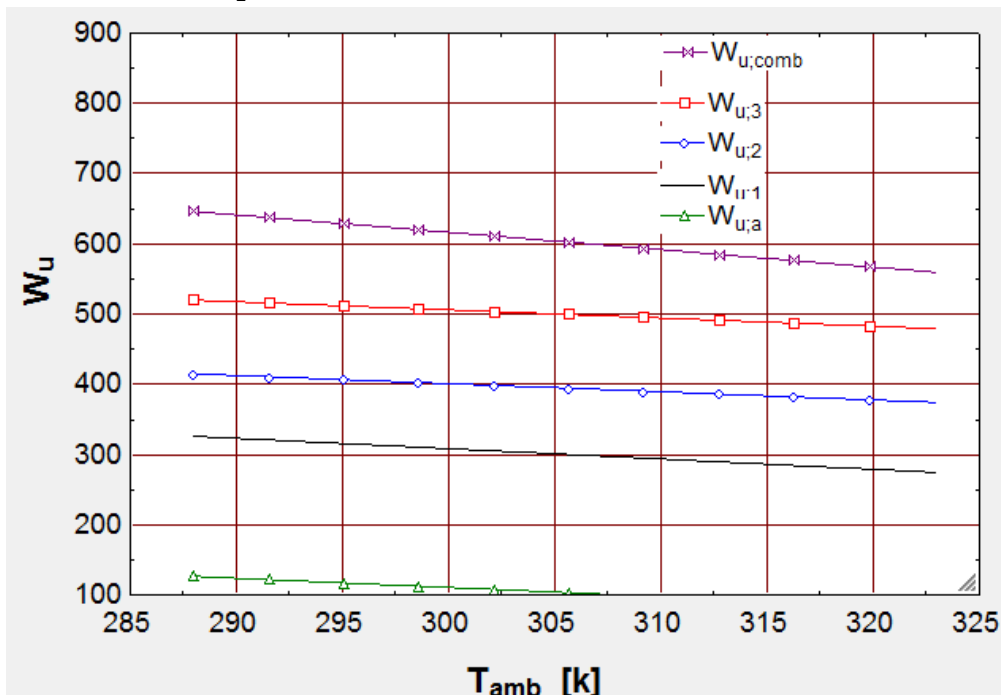


Figure 5-2: la variation de W_u en fonction de la température ambiante.

La figure 5-2 montre que le travail du cycle combiné est supérieur à celui des autres cycles, et on remarque qu'il diminue quand la température ambiante augmente

Car il y a une récupération de flux de chaleur réinjecter dans le cycle à air.

Le travail utile diminue à cause de l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur lorsque la température de l'air ambiant augmente.

c) L'influence du taux de compression sur le rendement :

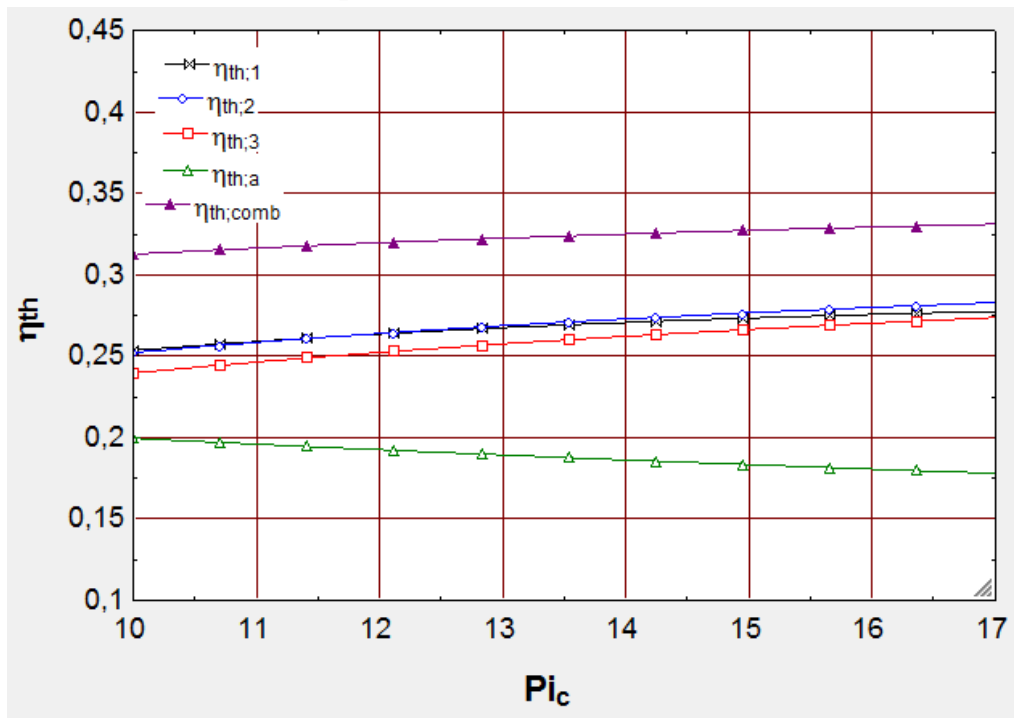


Figure 5-3 Variation du P_{i_c} en fonction du rendement

Il y a une variation de (10 à 17) du taux de compression, et une fixation de celui de cycle à air.

Dans la figure 5-3, on remarque une augmentation du rendement des cycles avec une cependant le cycle à air se diminue donc le taux de compression influe sur la température du sortie de compresseur et du travail de compresseur, Alors que le taux de compression de cycle à air reste constant.

On remarque que le rendement du cycle combiné est toujours meilleur que les autres cycles car le travail de ce dernier est supérieur.

d) L'influence de la température d'entrée à la turbine sur le travail utile :

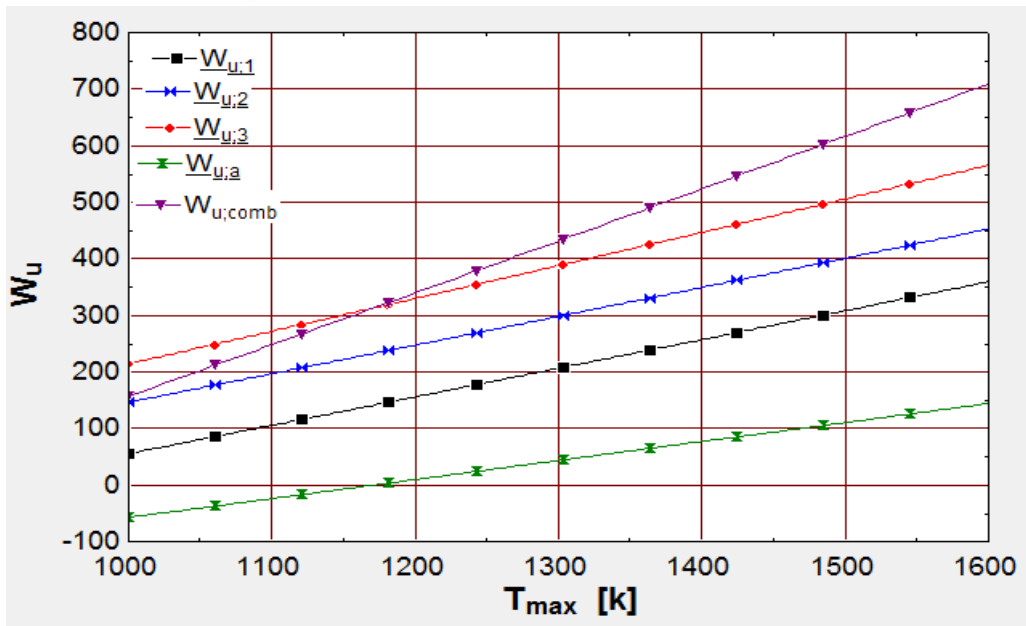


Figure 5.4 la variation de travail en fonction de T_{max}

On constate dans la figure 5-4 une augmentation du travail suite à la variation de température d'entrée à la turbine

(1000-1600), l'augmentation du travail est proportionnelle de la température (TET).

Donc cette augmentation de température sert à maximiser le travail de la turbine ainsi que le travail utile.

e) L'influence de la température ambiante sur la consommation spécifique :

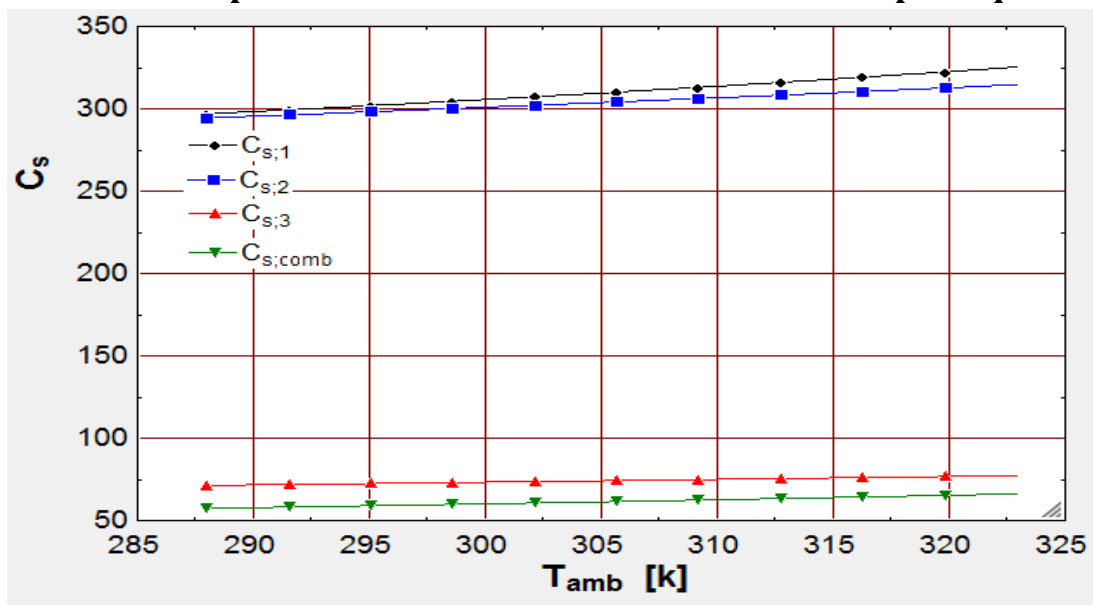


Figure 5-5 : la variation de la consommation en fonction de T_{amb}

Dans la figure 5-5 il y'a une augmentation de consommation spécifique tout en remarquant que le cycle simple a une grande augmentation suite à la variation de T_{amb} , donc la diminution du travail utile cause l'augmentation de la consommation spécifique.

f) L'influence de la température d'entrée à la turbine sur la production de puissance :

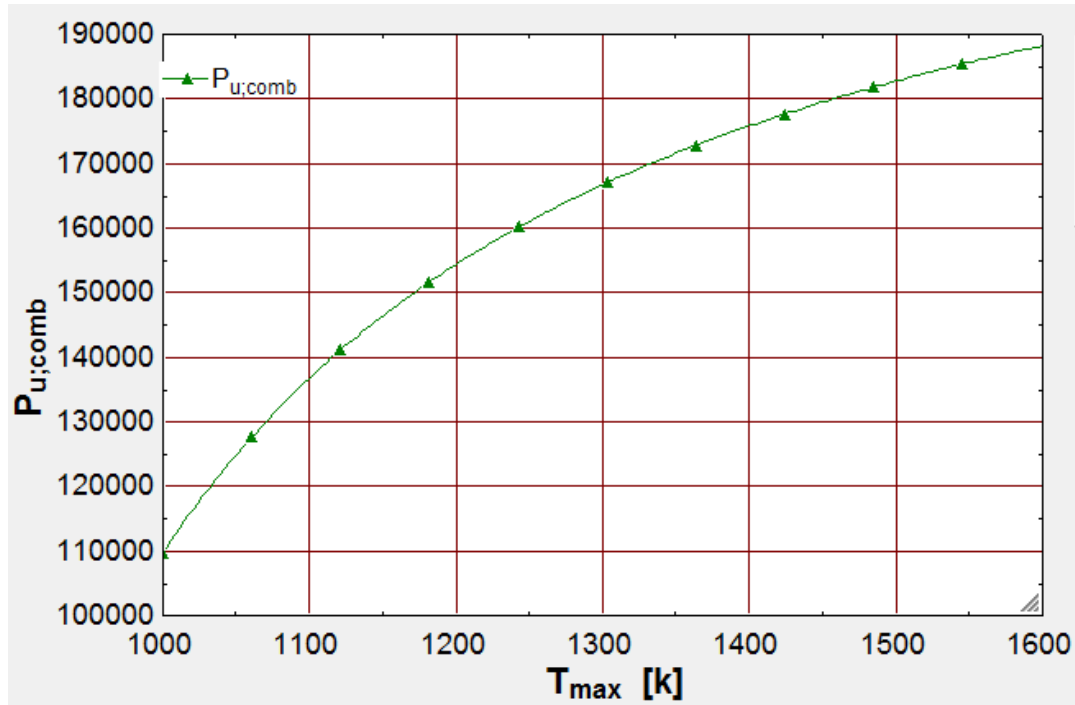


Figure 5-62 la variation de puissance en fonction de T_{max}

Lors de la variation de TET on remarque dans la figure 5-6 une augmentation de puissance parallèlement à la TET à cause de l'augmentation du travail.

g) Effets du régénérateur sur le cycle combiné :

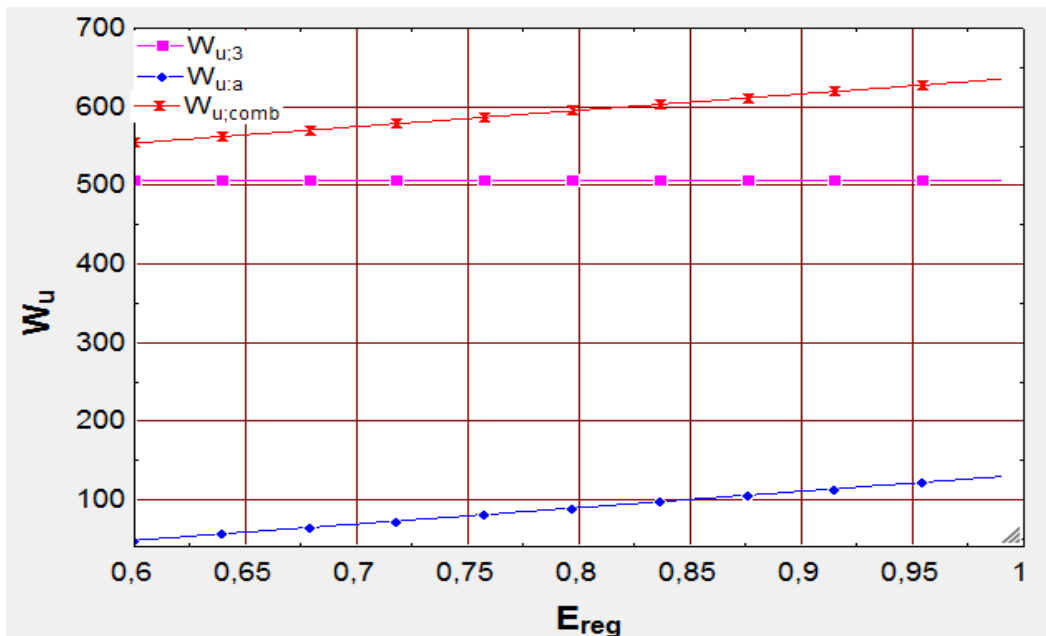


Figure 5-7 : La variation de travail en fonction de l'efficacité d'échangeur

Dans la figure 5-7 la variation de l'efficacité de l'échangeur de chaleur affecte sur le travail utile, le travail du cycle à air et celui du cycle combiné augmente tandis que celui du cycle à gaz reste constant.

La température à l'entrée de la turbine à air augmente le travail de la turbine ce qui provoque une augmentation de travail utile ainsi que le rendement.

h) Effets de régénérateur sur la production de puissance :

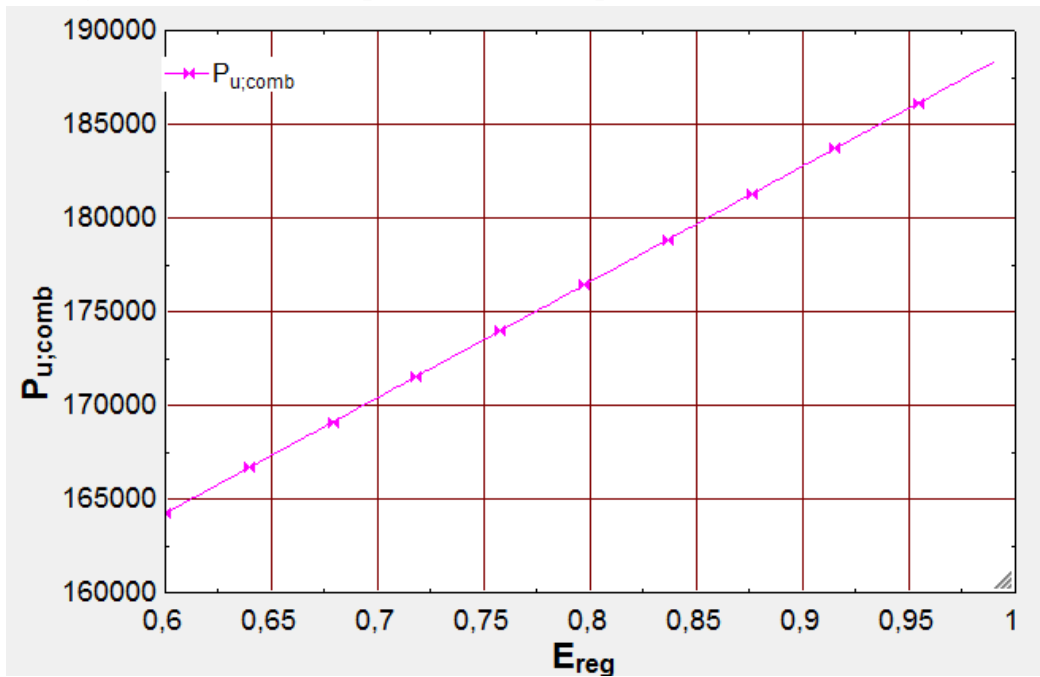


Figure 5-8 : la variation de puissance en fonction de l'efficacité de l'échangeur

Dans la figure 5-8 on a varié l'efficacité de l'échangeur (0.6 à 0.99) la puissance augmente linéairement suite à l'augmentation de la TET du cycle à air donc il y'aura une meilleur production de puissance.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Devant l'utilisation croissante des turbines à gaz dans différents domaines de l'industrie (pétrolière, gazière, production d'électricité ...), et vu le facteur coût d'énergie, qui est très élevé, le développement des moyens d'amélioration de leurs performances est devenu nécessaire tant sur le plan scientifique que technologique. En effet, l'optimisation du rendement de ces machines est liée à la maîtrise de plusieurs facteurs essentiels que sont : La connaissance précise des caractéristiques de la turbine, de ses performances, compte tenu de l'endroit géographique et des conditions climatiques du lieu d'installation.

Au terme de ce travail, nous avons présenté une étude sur l'amélioration des performances d'un cycle combiné Gaz-Air, l'effet de variables de fonctionnement telles que la température ambiante, le taux de compression et la température d'admission de la turbine sur les caractéristiques de performance telles que travail spécifique, consommation spécifique et le rendement du cycle simple de la turbine à gaz, cycle à gaz amélioré et Cycle combiné gaz-air.

D'après la recherche bibliographique, le refroidissement de l'air ambiant est lié aux conditions climatiques, il est peu fréquent dans le monde, car employé dans les régions chaudes de la planète (le cas de l'Algérie). Cette recherche a permis de trouver des travaux similaires traitant le refroidissement de l'air d'admission par différentes méthodes d'utilisation dans d'anciennes études. Ces études ont été nos points de référence pour la validation de nos résultats.

Les résultats de la simulation numérique nous ont permis de sortir avec plusieurs constatations sur les effets des conditions in-situ sur le rendement de la TG. Nous résumons dans ce qui suit, les principaux résultats obtenus :

1. Les performances de la TG ont une forte dépendance des conditions climatiques.
2. La production de puissance a une dépendance avec TET.
3. Le refroidissement de la température de l'air d'admission produit une augmentation de la densité de l'air, ce qui influe sur la charge massique du fluide en circulation entraînant ainsi une augmentation de puissance.
4. L'augmentation de l'efficacité de l'échangeur affecte sur l'amélioration des performances.
5. Ces techniques d'amélioration ont permis d'optimiser la consommation spécifique et le rendement de la Tag ainsi le travail utile.

Ce chapitre se termine par les conclusions résumées du présent travail et des recommandations pour la poursuite de la recherche en cours.

Perspectives et recommandations :

Le modèle numérique développé dans le cadre de la présente étude ouvre la voie à des études expérimentales ou des simulations concernant le refroidissement de l'air pour améliorer les cycles simple et avec cogénération des Tag. Parmi les points qui restent à étudier dans les perspectives d'une continuation de cette étude, on peut citer :

- Dans cette analyse thermodynamique, les calculs ont été effectués sur la base de conditions simulées. Afin de simplifier l'analyse, les conditions d'état ont été définies et les hypothèses

appropriées ont été faites. En raison des contraintes de temps et de ressources, il n'a pas été possible d'analyser les systèmes d'alimentation réels. Ce travail peut être étendu en analysant les systèmes de turbine à gaz réels en tenant compte des conditions d'état réelles.

- Des analyses exergo-économiques peuvent également être menées sur l'étude existante, ainsi que sur la combinaison différente des cycles.
- L'application expérimentale de la technique proposée dans un cas réel, pendant une période où la température est très élevée.
- Effectuer un modèle de couplage de plusieurs méthodes d'amélioration, de récupération, de traitement de l'air à l'amont du compresseur et d'injection de vapeur dans un cycle simple, pour arriver à mettre en place un modèle qui fonctionne continuellement.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Introduction Général

- [1] M.M.El-Wakil. *Power plant Technology*. McGraw-Hill Education, 1984.
- [2] Najjar Yousef SH, Zaaout Mahmoud S. Performance analysis of gas turbine airbottoming combined system. *Energy conversion and Management*, 37(4):399-440, 1996.
- [3] Gailloreto Sheila. 33rd power generation order survey, diesel & GAS turbine worldwide; October 2009.
- [4] Poullikkas Andreas. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies, electricity authority of Cyprus. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 9:409-43, 2005.
- [5] M.A. Korobitsyn, 1998. "New And Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis Of Cogeneration, Combined And Integrated Cycles". Laboratory of Thermal Engineering of the University of Twente, Netherland.
- [6] Lucien Borel & Daniel Farvat. *Thermodynamics and Energy Systems Analysis*. EPFL press, 2010.
- [7] M. Korobitsyn. Industrial applications of the air bottoming cycle. *Energy Conversion and Management*, 43: 1311–1322, 2002.
- [8] O. Bolland, M. Forde, B.Hande. Air bottoming cycle: Use of gas turbine waste heat for power generation. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 118: 359-368, 1996.
- [9] T.J.Kotas. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Paragon Publishing, 2012.
- [10] M.J.Moran. *Availability analysis: a guide to efficient energy use*. ASME Press, 1989.
- [11] K.Wark. *Advanced thermodynamics for engineers*. Mc Graw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill Higher Education, 1995.
- [12] E.Querol. Practical approach and thermodynamic analyses of industrial processes. *Springer Briefs in Energy* 2013.
- [13] Chuck Jones, John A.Jacobs. Economic and technical consideration for combinedcycle performance-enhancement options. GER 4200, 1996.
- [14] Reddy BV, Butcher CJ. Second law analysis of a waste heat recovery based power generation system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50: 2355-63, 2007.

Chapitre 1

- [1] Scalzo. A. J, Bannister R. L, DeCorso. M, et Howard. G. S., « Evolution of heavy-duty power generation and industrial combustion turbines in the United States », ASME Paper No. 94-GT-488 (1994).
- [2] Bannister R. L, Cheruvu N. S, Little D. A, and Mc Quiggan G., « Development requirements for an advanced gas turbine system », ASME Paper No. 94-GT-388 (1994).
- [3] Lucia M, Bronconi R, Carnevale E., « Performance and economic enhancement of cogeneration gas turbines through compressor inlet air cooling. Trans », ASME, 116: 360-365 (1994).
- [4] Jeffs. E, « Franz Stolze: gas turbine engineer ahead of his time », *Gas Turbine World*, May-June (1986).
- [5] Eckardt. D and Ruffli. P., « Advanced gas turbine technology - ABB/BBC historical firsts », ASME PaperNo. 2001-GT-0395, (2001).
- [6] « The world's first industrial gas turbine set at Neuchatel (1939) », An international historic mechanical engineering landmark, ASME publication, September 2, (1988).
- [7] Beshkani A, Hosseini R., « Numerical modeling of rigid media evaporative cooler », *Applied Thermal Engineering* ;26:636–43 (2006).
- [8] Chase. D. L., « Combined Cycle development evolution and future », GE Power Systems, GER-4206, April (2001).
- [9] Termuehlen. H., « Forty years of combined cycle power plants », *Energy-Tech*, ASME Publication, October (2002).
- [10] Maria J, Jinyue Y., « Humidified gas turbines - A review of proposed and implemented cycles », *Ener.*, 30: 1013-1078 (2005).

Chapitre 2

- [1] Ayachi, M. F. (2013). Intégration des cycles de Rankine organiques dans la valorisation de la chaleur fatale industrielle à basses et moyennes températures (thèse).
- [2] Merlin, K., Delaunay, D., Soto, J., & Traonvouez L (2014) [Étude expérimentale de l'intensification du transfert de chaleur dans un matériau à changement de phase](#)
- [3] Bhargava, R. and Meher-Homji, C.B. Parametric Analysis of Existing Gas Turbines With Inlet Evaporative and Overspray Fogging. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Amsterdam, 3-6 june 2002. GT-2002-30560.

- [4] Meher-Homji, C.B and Mee, T.R. III. Gas turbines power augmentation by fogging of 107 inlet air. Proceedings of 28th Turbomachinery Symposium, 1999.
- [5] Chuck Jones, John A.Jacobs. Economic and technical consideration for combinedcycle performance-enhancement options. GER 4200, 1996.
- [6] Lukas, H., "Power Augmentation through Inlet Cooling," Global Gas Turbine News, 37:3, 1997.
- [7] Mee, T. R., "Inlet Fogging Augments Power Production," Power Engineering, February 1999.
- [8] GT PRO/PEACE and GT MASTER/PEACE Users Menu, THERMOLOW INC.
- [9] Loud, R. L., and Slaterpryce, A.A., "Gas Turbine Inlet Air Treatment," GER 3419A, 1991.
- [10] De Lucia, M. Lanfranchi, C. and Boggio, V. Benefits of compressor inlet air cooling for gas turbine cogeneration plants. Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Houston, Texas, 1995.
- [11] Alhazmy, M.M. and Najjar, Y.S.H. Augmentation of gas turbine performance using air coolers. Applied Thermal Engineering, 24: 415-429, 2004.
- [12] Utamura M., Takehara I. and Karaswa, H. Mat. A novel open cycle gas turbine for power augmentation. Energy Conversion and Management, 39(16-18):1631-1642, 1998.
- [13] Tawney R., Pearson C. and Brown M. Options to maximize power output for merchant plants in combined cycle application. ASME, GT-0409, 2001.
- [14] Ingistov, S. Fog system performance in power augmentation of heavy duty power generating gas turbine model 7EA. Proceedings of ASME Turbo Expo, Munich, 8-11 May 2000, GT-2000-305.
- [15] Chaker, M. and Meher-Homji, C.B. Inlet fogging of gas turbines engines: Climatic analysis of gas evaporative cooling potential of international locations. Proceedings of ASME Turbo Expo, Amsterdam, 3-6 June 2002. GT-2002-30559.
- [16] Bhargava, R., Bianchi, M., Melino, F. and Peretto, A. Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging. Proceedings of ASME Turbo Expo, Atlanta, 16-19 June 2003. GT-2003-38187.
- [17] Kamal NA, Zuhair AM., « Enhancing gas turbine output through inlet air cooling », Sudan Eng. Soc. J., 52(4-6): 7-14 (2006).
- [18] Lucia M, Bronconi R, Carnevale E., « Performance and economic enhancement of cogeneration gas turbines through compressor inlet air cooling. Trans », ASME, 116: 360-365 (1994).
- [19] Ondryas IS Wilson DA, Kawamoto M, Haub GL., « Option in gas turbine power augmentation using inlet air chilling », J. Eng. Gas Turbines Power, 113(2): 203-211 (1991).
- [20] Sadrameli SM, Goswami DY., « Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle », Appl. Ener., 84: 254-265 (2007).
- [21] Paepe M De, Dick E., « Technological and Economical Analysis of Water Recovery in Steam Injected Gas Turbines », Applied Thermal Engineering, Vol. 21, 135-156 (2001).
- [22] Pankaj K. Patel B.E., « Better power generation from gas turbine along with improved heat rate », International Conference – Power gen Intl 2000-Florida, Power Asia 2000-Bangkok, ASME 2003 –Atlanta (2001).
- [23] Ameri M, Hejazi SH, Montaser K., « Performance and economic of the thermal energy storage systems to enhance the peaking capacity of the gas turbines », Appl. Ther. Eng., 25: 241-251 (2005).
- [24] GEPS Oil & Gas Technical Training., « Turbine a gaz ms 5002 C LHE –manuel de formation pour la conduite et l'entretien », Nuovo Pignone, AFFAIRE N.P. : SONATRACH SRGA2, LOCALITE':ALGERIE (2001).

Chapitre 3

- [1] GEPS Oil & Gas Technical Training., « Turbine à gaz ms 5002 C LHE –manuel de formation pour la conduite et l'entretien », Nuovo Pignone, AFFAIRE N.P. : SONATRACH SRGA2, LOCALITE':ALGERIE (2001).
- [2] Jonsson M, Yan J., « Humidified gas turbines », A review of proposed and implemented cycles, Energy 30: 1013-1078 (2005).
- [3] Meherwan P. Boyce, Ph.D., P.E., « Gas Turbine Engineering Handbook », Third Edition., Copyright © (2006).
- [4] Razak Y. A. M., « Industrial gas Turbines Performance and operability », by Taylor & Francis Group, LLC (2007).

Chapitre 4

- [1] Norio A, Hiroshi T, Kunihiko M, Takefumi N. Exergy analysis on combustion and energy conversion processes. Energy, 30:111–7, 2005.
- [2] Poullikkas A. Parametric study for the penetration of combined cycle technologies into Cyprus power system. Applied Thermal Engineering, 24:1675–85, 2005.
- [3] Gas Turbine World 1998–1999 Handbook. Southport: Pequot Publishing, Inc. 1998.
- [4] Mikhail Korobitsyn. Industrial applications of the air bottoming cycle. Energy Conversion and Management, 43: 1311–1322, 2002.

- [5] Farell William M. Air cycle thermodynamic conversion system. United State, Patent Number 4751814; June 1988.
- [6] Alderson ED. Air bottoming cycle for coal gasification plant. United State, Patent Number 4785621; November 1988.
- [7] Leonidas MTH, Kambanis. Analysis and modeling of power transmitting system for advanced marine vehicles. Submitted to Department of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology 1995.
- [8] Bolland O. Air bottoming cycle: use of gas turbine waste heat for power generation. Division of Thermal Energy and Hydropower, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, NORVEGE, Cogen-Turbo Power, Vienna,118: 359-368,1996.
- [9] Najjar Yousef SH, Zaaout Mahmoud S. Performance analysis of gas turbine airbottomingvcombined system. Energy conversion and Management, 37(4):399-440,1996.
- [10] M.A. Korobitsyn, 1998. "New And Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis Of Cogeneration, Combined And Integrated Cycles". Laboratory of Thermal Engineering of the University of Twente, Netherland.
- [11] Poullikkas Andreas. An overview of current and future sustainable gasvturbinevtechnologies, electricity authority of Cyprus. Renewable & Sustainable EnergyvReviews, 9: 409-43, 2005.

Pages Web

[ACADEMIC JOURNALS] : <http://www.academicjournals.org>

[CASTAING] : <http://www.castaing.free.fr>

[CETIAT] : <http://www.cetiat.fr>

[GALILEO] : <http://galileo.cyberscol.qc.ca/InterMet/eau/evaporation.htm>

[THERMEXCEL] : <http://www.thermexcel.com/french/program/psychrom.htm>

[Wikipedia] : <https://fr.wikipedia.org>

[Thermodynamique] : <http://www.thermodynamique.com>

ANNEXE

- Les Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz

Puissance de la turbine (constructeur)	$P_{Const} (kW)$	26 MW
Température de la chambre de combustion	$t_{CC} (^{\circ}C) , t_3$	930 /1230 °C
Pouvoir calorifique inférieur du combustible GN	$PCI (kJ / kg.K)$	44550 kJ/kg.K
Rendement polytropique du compresseur	$\eta_C (\%)$	87%
Rendement polytropique de la turbine T_{HP}	$\eta_{T_{HP}} (\%)$	88%
Rendement polytropique de la turbine T_{BP}	$\eta_{T_{BP}} (\%)$	88%
Rendement de la combustion	$\eta_{CC} (\%)$	97%
Rendement mécanique	$\eta_{méc} (\%)$	96%
Taux de compression du compresseur axial	ε	7
Température de l'air ambiant	t_{Adm}	15 °C, 288 K
Pression de l'air ambiant	P_{Adm}	1,0132 bar
Vitesse de la turbine T_{HP} :	N	5100tr/mn
Vitesse de rotation de la turbine T_{BP} :	$N_{T_{BP}}$	4670tr/mn
Coefficient de perte de pression à l'entrée	σ_e	0,98
Chaleur spécifique de l'air	$C_{p \text{ air}}$	1005 j /Kg.k
Chaleur spécifique de gaz	$C_{p \text{ gaz}}$	1105 j /Kg.K
	\dot{m}_{air}	123,6 Kg/s

NOMENCLATURE

Variable Designation:

ASME	American Society of Mechanical Engineers
BBC	Brown Boveri & Cie's LiBr Bromure de lithium
CC	Chambre de combustion
CET	Changement de l'efficacité thermique
SO ₂	Dioxyde de soufre GE Général Electric
GG	Générateur de gaz
HRSGN	Générateur de vapeur de rétablissement de la chaleur
CO	Monoxyde de carbone
RGP	Rapport de gain de puissance
SAT	Systèmes Anticipés de Turbine
TET	Température d'entrée à la turbine
TG	Turbine à gaz
ABC	Air bottoming cycle
TET	Température d'entrée de la turbine
P_u	Puissance utile
P_{amb}	Pression ambiante
T_{amb}	Température ambiante
T_{max}	Température maximale
Cp_c	Chaleur spécifique du compresseur
Cp_t	Chaleur spécifique du compresseur
Cp_{ta}	Chaleur spécifique du compresseur
Pi_C	Taux de compression
E_{reg}	Efficacité du régénérateur
η_{th}	Rendement thermique
C_s	Consommation spécifique
Q_{sc}	Quantité de chaleur chaude

Sommaire

Résumé.....	1
LISTE DES FIGURES	2
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	3
Objectif de la thèse	5
CHAPITRE 1 : Étude bibliographique.....	6
1.1. Introduction :	6
1.2. Historique de création et de développement de la Tàg :	6
1.2.1. Les cinquante premières années du 20ème siècle :	6
1.2.2. La seconde moitié du 20ème siècle :	7
1.3. Principales utilisations de la TG :.....	7
1.3.1. Production d'électricité :.....	7
1.3.2. Production combinée chaleur-force :	8
1.3.3. Pompage et compression :	8
1.4. Classement des TG :	8
1.4.1. Turbines industrielles :	8
1.4.2. Turbines de type " Aviation " (Aéro-dérivée) :.....	9
1.5. Pollution.....	9
1.5.1. Pollution physique	9
1.5.2. Pollution chimique	10
CHAPITRE 2 : RECUPERATION DE CHALEUR.....	11
2.1. Introduction :	11
2.2. Enjeux :.....	11
2.3. Technologies d'Augmentation et Analyse Exercée :.....	11
2.4. Les méthodes de refroidissement.....	14
2.4.1. Introduction :	14
2.4.2. Les méthodes actuellement préférées par l'industrie :.....	14
CHAPITRE 3 : Cycle de Turbine à Gaz & Cycle à Air.....	18
I. Cycle à Gaz	18
3.1. Introduction :	18
3.2. Principe de fonctionnement :	18
3.3. Éléments principaux d'une turbine à gaz :.....	18
3.3.1. Compresseur (Section de compression) :	19
3.3.2. Chambre de combustion (section de combustion) :.....	19
3.3.3. Turbine (section de la turbine) :.....	19
3.3.4. Système d'échappement :.....	20
3.4. Le cycle de Brayton :	20

3.4.1. Principe de fonctionnement :	21
3.4.2. Bilan massique du cycle :	21
3.5. Le cycle réel :	23
3.5.1. Le cycle simple à deux arbres :	23
3.5.2. L'augmentation du rendement de la TG :	24
3.5.3. Exemple d'application sur l'amélioration des performances des cycles de la turbine à gaz :	29
3.6. Conclusion :	37
II. Cycle à Air	38
3.7. Cycle à air (Brayton avec régénérateur):	38
CHAPITRE 4 : Cycle Combiné (Gaz-Air)	39
4.1. Revue de littérature	39
4.2. Définition général :	39
4.2.1. Principe :	39
4.3. Cycles combinés gaz et environnement :	40
4.4. Evolution du cycle ABC et analyse générale	40
4.5. Exemple d'une Analyse thermodynamique du cycle combiné :	41
4.4.1. Analyse énergétique des composants du cycle :	44
Chapitre 5 : Modélisation et simulation du cycle gaz/air	49
I. Modélisation :	49
5.1.1. Introduction :	49
5.1.2. Description du système proposé :	50
5.1.3. Description mathématique :	50
i. Cycle à gaz améliorée (cycle simple+ refroidissement+ détente réchauffée) :	50
ii. Cycle à air :	52
iii. Cycle combiné :	53
II. Simulation et validation :	53
5.2.1 L'état du cycle combiné vue les cycles précédents :	55
a) L'influence de la température d'entrée à la turbine sur le rendement :	55
b) L'influence de la température ambiante sur le travail utile	55
c) L'influence du taux de compression sur le rendement :	56
d) L'influence de la température d'entrée à la turbine sur le travail utile :	57
e) L'influence de la température ambiante sur la consommation spécifique :	57
f) L'influence de la température d'entrée à la turbine sur la production de puissance :	58
g) Effets du régénérateur sur le cycle combiné :	58
h) Effets de régénérateur sur la production de puissance :	59
CONCLUSION GÉNÉRALE	60
Perspectives et recommandations :	60
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	62

ANNEXE	65
• Les Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz.....	65
NOMENCLATURE.....	66
Variable Designation:.....	66