الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Yahia FARES de MEDEA

Faculté de la Technologie

Département du Génie Mécanique

Mémoire de projet de Fin d'Etude

Pour l'obtention du diplôme Master

En Génie Mécanique

Option : *Energétique*

Thème

Etude paramétrique d'un cycle De turbine à gaz de la centrale de Berrouaghia 'SKB'

« Performances et amélioration »

Proposé et codirigé :

ALLICHE Mounire

REBHI Redha

Présenté par :

REBBOUD Mahfoudh

DEBAB Mourad

2018

ملخص

إن استخدام توربينات الغاز على نطاق واسع في صناعة النفط والغاز وإنتاج الطاقة الكهربائية، على الرغم من مزاياها الكثيرة، حساسيتها العالية لتأثير درجة حرارة الهواء المحيط التي تختلف إلى حد كبير بين ليل ونهار، صيف وشتاء، مما يجعل كفاءة التشغيل لهذه الآلات تتأثر.

تعتبر دورة التوربين الغازي مرنة للغاية بحيث يمكن تحسين أدائها بإضافة مكونات إضافية إلى دورة بسيطة، واستعادة الغازات الساخنة عند مخرج التوربين بواسطة مُجَدِّد (مُبادل معاكس)، إن حقن بخار الماء في أعلى غرفة الاحتراق وإثراء الاحتراق بالهيدروجين هي طرق تؤدي إلى تحسن في الكفاءة الحرارية والطاقة واستهلاك الوقود وانبعاثات ثاني أكسيد الكربون من التوربين الغازي.

Abstract

The use of gas turbines is widespread in the hydrocarbon industry and the production of electrical energy, despite their many advantages, their high sensitivity to the influence of the ambient air temperature which varies considerably between the day and night, summer and winter, makes the operating thermal efficiency of these machines is affected.

The cycle of a gas turbine is very flexible so that its performance can be improved by adding the additional components to a simple cycle, recovery of hot gases at the outlet of the turbine by a regenerator (countercurrent exchanger), the injection of water vapor upstream of the combustion chamber and the combustion enrichment by hydrogen are methods leads to an improvement in thermal efficiency, power, fuel consumption and carbon dioxide emissions d a gas turbine.

Introduction générale

L'énergie, et en particulier l'électricité, est une ressource capitale pour le développement économique et humain. La disponibilité en électricité sous-tend la fourniture de services essentiels comme l'éducation, en apportant la lumière dans les écoles et les foyers, la sécurité sanitaire des aliments par la réfrigération, l'accès aux technologies de communication ou encore l'amélioration de la productivité des activités agricoles et économiques. Pourtant, le Programme des Nations unies pour le développement (PNUD) estimait en 2005, qu'1,6 milliard de personnes n'avaient encore aucun accès à une source d'électricité – l'essentiel de cette population vivant dans les pays les moins avancés. L'Afrique est particulièrement concernée : dans une vingtaine de pays, plus de 75 % des habitants ne disposent pas d'accès à l'électricité, une situation difficile partagée par la Birmanie, l'Afghanistan, la Corée du Nord, la Papouasie Nouvelle-Guinée ou le Cambodge.

La turbine à gaz est un moteur rotatif qui transforme l'énergie calorifique en énergie mécanique par un procédé continu qui comprime, chauffe et évacue un gaz. La première turbine à gaz fût brevetée en 1791 en Angleterre par John Barber. En 1930, toujours en Angleterre, Frank Whittle dépose le premier de nombreux brevets pour des moteurs à réaction d'aviation, qui sont essentiellement des turbines à gaz.

Une turbine à gaz est une machine à flux continu, à combustion interne et qui permet de transformer l'énergie contenue dans le combustible en énergie mécanique utilisable sur l'arbre de la turbine (machines industrielles) ou sous forme d'énergie propulsive dans un jet (turboréacteurs). Dans son architecture la plus simple, la turbine à gaz, qui aspire l'air ambiant et rejette les gaz brûlés à l'atmosphère, fonctionne en circuit ouvert. Elle comporte un compresseur et une turbine couplés mécaniquement sur un arbre, et une chambre de combustion intercalée entre ces deux organes.

1 Introduction

L'électricité qui arrive au bout de la prise de courant n'est pas directement disponible dans la nature. Si néanmoins elle a pris une telle importance dans nos vies, c'est parce que c'est une forme d'énergie facile à produire et à transporter en grandes quantités, facile à utiliser, tout cela à un coût très raisonnable. Mais c'est aussi et surtout parce que beaucoup d'appareils modernes fonctionnent spécifiquement à l'électricité (télévisions, ordinateurs, réfrigérateurs...).

La production d'électricité à des niveaux de puissance importants, plusieurs centaines de mégawatts, est faite à partir de la transformation de l'énergie chimique contenue dans un combustible (charbon, fioul ou gaz) ou de l'énergie nucléaire, en chaleur, puis en énergie mécanique, puis en électricité.

De nombreuses énergies primaires permettent de produire l'électricité, la méthode la plus courante étant de convertir l'énergie mécanique (ou énergie cinétique) issue d'un mouvement en électricité, grâce à un alternateur.

La conversion mécanique-électrique est du ressort des alternateurs, la conversion thermique-mécanique est l'œuvre des installations motrices à vapeur (IMV) ou des turbines à gaz (TAG), dites encore turbines à combustion (TAC). La transformation de l'énergie chimique en énergie thermique a lieu dans le générateur de vapeur (GV) des IMV ou dans le foyer de la turbine pour les TAC.

1.1 La transformation de l'énergie en électricité

Pour devenir de l'électricité, l'énergie doit subir une série de transformations avant d'être transportée et distribuée dans nos maisons.

Il existe plusieurs sources d'énergie. Certaines énergies renouvelables sont connues depuis très longtemps comme le solaire et l'éolien. D'autres énergies, plus récentes comme l'énergie marine.

1.2 L'électricité produite dans des centrales thermiques



Figure 1-1: centrale thermique.

La production de l'électricité à base de combustible (gaz, charbon et uranium) consiste à récupérer l'énergie thermique sous forme de vapeur d'eau ou gaz chaude, en suit la utiliser pour faire tourner des turbines, ces dernières l'élément motrice de turbo-alternateurs producteur d'électricité. A la fin le transport d'énergie électrique se fera par des transformateurs à haut tension (220 KV à 1000 KV), est-ce là pour éviter les pertes joule au niveau ligne de transport.

1.3 L'électricité produite par les éoliennes



Figure 1-2:L'électricité produite par les éoliennes.

Les éoliennes installées sur terre ou en mer transforment l'énergie du vent en électricité. Une éolienne est constituée d'un mat et d'une hélice (ou pales du rotor). Lorsque le vent souffle, l'hélice tourne. Comme les moulins à vent, l'énergie éolienne dépend de la force du vent. L'énergie produite passe alors par un multiplicateur, une sorte de boite de vitesse, qui accélère la vitesse du rotor. Dans son mouvement il entraîne une génératrice (une grosse dynamo), qui, en tournant, convertit le vent et produit de l'électricité. Le courant produit descend ensuite le long de la tour et rejoint le réseau de distribution d'électricité.

1.4 L'électricité produite par le soleil

Inépuisable et bien répartie dans le monde, l'énergie solaire permet de produire de l'électricité à travers différents procédés de captation.

1.4.1 Le procédé photovoltaïque

La production d'électricité à partir de l'énergie solaire se fait au moyen du procédé photovoltaïque utilisé sur les panneaux solaires. Le phénomène de transformation de la lumière en électricité est ce que l'on appelle « l'effet photovoltaïque ».



Figure 1-3:La production d'électricité à partir de l'énergie solaire.

Un panneau solaire est composé de plusieurs cellules. Ces cellules sont composées de silicium, un matériau semi-conducteur contenu dans le sable. Les rayons du soleil viennent heurter la surface des cellules et mettre en mouvement les électrons. Ces électrons vont se déplacer vers d'autres noyaux en créant du courant électrique. La production du courant continu est relayée vers un onduleur (convertisseur) puis convertie en courant alternatif pour être compatible avec le réseau de distribution d'électricité.

1.4.2 Le procédé thermodynamique

Ce type de production d'électricité est actuellement plus utilisé que les photovoltaïques surtouts dans l'endroit très ensoleillée.

Une centrale solaire thermodynamique transforme l'énergie du soleil en électricité. Les rayons solaires sont concentrés grâce à des miroirs et des paraboles. On obtient alors de très fortes températures, permettant la production de vapeur d'eau capable d'actionner des turbines et donc de produire de l'électricité. La production d'électricité est ensuite envoyée vers le réseau de distribution d'électricité.

1.5 L'électricité produite par la géothermie



Figure 1-4 : La géothermie.

La géothermie désigne la récupération de chaleur des sols et notamment des nappes d'eau chaude souterraines. Une centrale géothermique se charge d'extraire l'eau à très haute température contenue dans des réservoirs présents dans le sous-sol. L'eau chaude, une fois pompée à la surface, perd sa pression et se transforme en vapeur. À la sortie du puits, l'eau et la vapeur sont séparées. La vapeur va permettre de faire tourner une **turbine** qui, à son tour, va faire tourner un **alternateur** et produire du courant électrique. Ce courant est maintenant dirigé vers un **transformateur,** qui va élever la tension du courant pour lui permettre de se déplacer facilement à travers des lignes à haute tension du réseau de transport de l'électricité.



1.6 L'électricité produite à partir de l'eau dans une centrale hydraulique

La production d'électricité grâce à l'énergie hydraulique dépend du mouvement de l'eau. Par exemple, la force de l'eau qui coule dans un fleuve crée du courant et active la rotation d'une **turbine**. La force d'une chute d'eau qui coule entre deux niveaux de hauteur provoque également la rotation d'une turbine. L'eau qui se déplace dans un fleuve peut être retenue en grande quantité dans un barrage. Lors de l'ouverture des vannes, l'eau s'écoule dans des tuyaux pour rejoindre la centrale. Ainsi, le mouvement de l'eau fait tourner une turbine, qui entraîne à son tour un **alternateur** qui produit de l'électricité. Le courant est ensuite dirigé vers un **transformateur,** qui augmente la tension de l'électricité pour lui permettre d'être diffusée dans les lignes à haute tension du réseau de distribution d'électricité**.**



1.7 Enjeux environnementaux :

L'électricité est communément présentée comme une "énergie propre". En effet les équipements l'utilisant n'émettent aucun gaz polluant ni gaz à effet de serre directement du fait de l'utilisation de l'énergie électrique.

Toutefois l'électricité n'est pas une énergie disponible naturellement sur Terre ; elle est donc produite par conversion d'autres formes d'énergie en énergie électrique.
Or la plupart des processus de production d'électricité, et en particulier ceux les plus répandus au début du XXIe siècle, ont des effets néfastes sur l'environnement :

- Les **centrales thermiques** rejettent des oxydes de soufre, d'azote et des suies et surtout émettent d'importantes quantités de CO2 (principal gaz à effet de serre)
- Les **centrales nucléaires** produisent des déchets radioactifs dont la durée de vie peut dépasser le millénaire.
- Les grands barrages **hydroélectriques** (tel que celui Barrage des Trois-Gorges en Chine) modifient profondément les écosystèmes.
- Aux yeux de certains **les éoliennes** défigurent les paysages, et émettent trop de bruit.

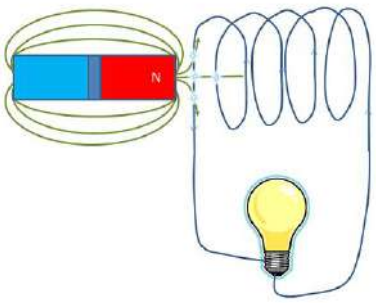
1.8 Techniques de production d'électricité

Techniques largement utilisées	Techniques nouvelles	Techniques en développement
✓ Énergie hydroélectrique. ✓ Énergie nucléaire. ✓ Énergie thermique : Centrale au charbon, au fioul ou au gaz. ✓ Énergie éolienne.	✓ Rayonnement solaire : (Panneau, Centrale solaire photovoltaïque ou thermodynamique. ✓ Centrale géothermique ✓ Biomasse. ✓ Force de la gravité : Centrale au fil de l'eau.	✓ Énergie solaire ✓ Usine marémotrice :(Énergie marémotrice) ✓ Hydrolienne : (Force des courants marins) ✓ Énergie Maré-thermique ✓ Énergie des vagues ✓ Énergie osmotique ✓ Gazéification de biomasse ✓ Turbine à hydrogène naturel

Tableau 1-1 : production d'électricité.

1.9 Produire un courant électrique

En imposant un mouvement régulier à un aimant à proximité d'une bobine de fil conducteur, un courant électrique apparaît dans ce fil et plus la vitesse de déplacement de l'aimant est grande, plus le courant généré est important. C'est le principe de l'induction électromagnétique (ou principe de Faraday).



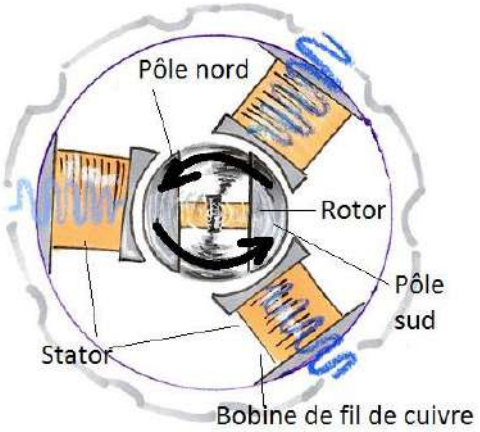
Donc pour produire un courant électrique puissant, il est nécessaire de :

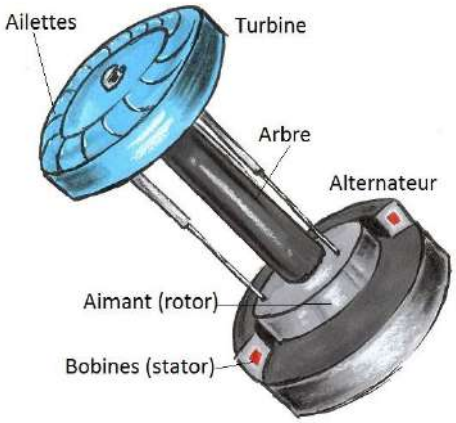
- réunir un gros aimant, une bobine de fil électrique avec plusieurs milliers de spires,
- donner à cet aimant un mouvement très rapide.

C'est l'alternateur qui permet de remplir la première condition.

L'alternateur est un type de générateur électrique. Il est constitué d'un rotor et d'un stator. Le rotor, comme son nom l'indique est une partie tournante et c'est un aimant. Le stator, lui est constitué d'un enroulement de fil de cuivre (bobines) là où va apparaître le courant électrique.

On l'appelle alternateur car il fournit un courant alternatif : les électrons voyagent dans un sens puis dans un autre, selon les pôles de l'aimant qui se présentent devant la bobine.





Pour mettre en mouvement l'aimant de l'alternateur, il faut le relier à une turbine. Celle-ci ressemble à une roue de moulin avec des aubes (ou des ailettes) sur lesquelles un fluide (air, gaz, vapeur, eau) va agir, à condition de posséder suffisamment d'énergie en entraînant la rotation de la turbine. La liaison avec le générateur se fait par l'axe de rotation : on parle d'arbre et on dit qu'ils sont « couplés ».

Plusieurs options sont possibles pour ce fluide à forte énergie : un courant d'eau (turbine hydraulique), un courant d'air (éolienne), un gaz sous pression (turbine à gaz), une vapeur sous pression (turbine à vapeur).

1.9.1 CYCLES THERMODYNAMIQUES

Cycles thermodynamiques		
Combustion externe	**Sans changement de phase**	Brayton · Carnot · Ericsson · Stirling · Stirling adiabatique (ou pseudo-Stirling) · Stoddard · Stirling-Vuilleumier
	Avec changement de phase	Kalina · Rankine (et son cycle organique) · cycle régénératif · cycle Hygroscopique · Stirling biphasique
Combustion interne		Atkinson · Brayton · Diesel · HCCI · Lenoir · Miller · cycle à deux temps · Beau de Rochas
Cycles mixtes		Cycle combiné · cycle hybride à haut rendement · cycle dual
Autres cycles		Claude · Claude à double pression · Fickett-Jacobs · Gifford-McMahon · Hirn · Humphrey · Siemens · Hampson–Linde · Linde à double pression · Heylandt · Kleemenko

Tableau 1-2 : CYCLES THERMODYNAMIQUES

1.9.2 Cycles de Stirling et Ericsson

- Les cycles idéaux Otto et Diesel sont réversibles en interne, mais pas totalement réversibles. Par conséquent, leur efficacité sera toujours inférieure à celle de l'efficacité de Carnot.
- Pour qu'un cycle se rapproche d'un cycle de Carnot, l'addition de chaleur et le rejet de chaleur doivent se faire de façon isotherme.
- Les cycles de Stirling et Ericsson comprennent l'addition de chaleur isotherme et le rejet de chaleur.

Ces deux cycles ont également un processus de régénération.

1.9.2.1 Régénération

Un processus durant lequel la chaleur est transférée à un dispositif de stockage d'énergie thermique (appelé régénérateur) pendant une partie du cycle et est renvoyée au fluide de travail pendant une autre partie du cycle.

1.9.3 Cycle de Stirling

Se compose de quatre processus totalement réversibles :

- 1-2 T = constante, l'expansion (addition de chaleur à partir de la source externe).
- 2-3 v = constante, régénération (transfert de chaleur interne du fluide de travail au régénérateur).
- 3-4 T = constante, la compression (rejet de chaleur au dissipateur externe).
- 4-1 v = constante, régénération (transfert de chaleur interne du régénérateur vers le fluide de travail).

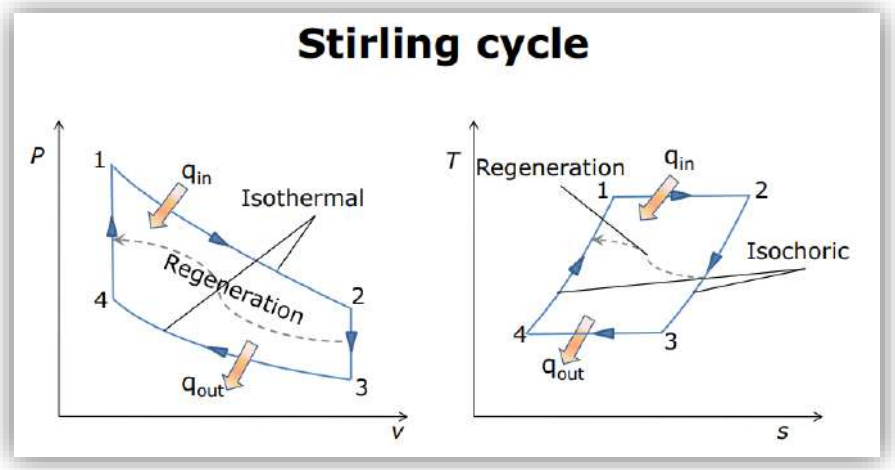


Figure 1-5: cycle de Stirling sur les diagrammes P-v et T-s.

1.9.4 Cycle d'Ericsson

Se compose de quatre processus totalement réversibles :

- 1-2 T = constante, expansion (ajout de chaleur de la source externe)
- 2-3 P = constante, régénération (transfert de chaleur interne du fluide de travail au régénérateur)
- 3-4 T = constante, compression (rejet de chaleur vers l'évier externe)
- 4-1 P = constante, régénération (transfert de chaleur interne du régénérateur vers le fluide de travail)

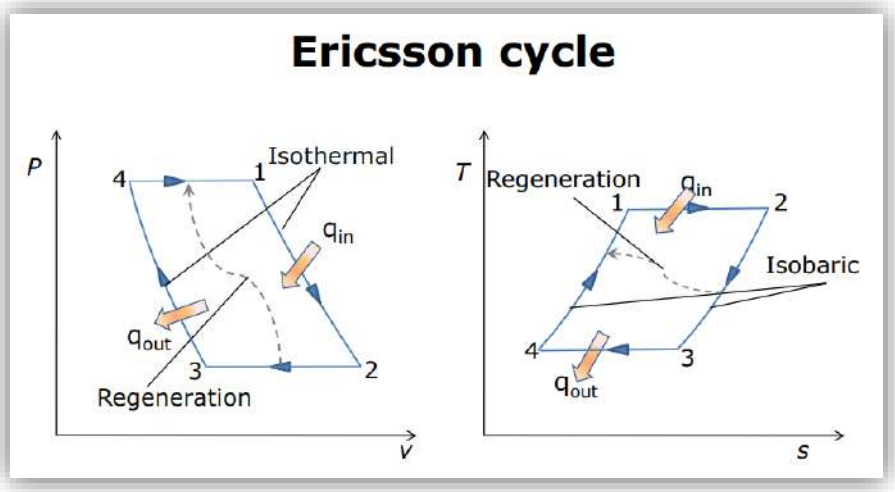


Figure 1-6 : cycle d'Ericsson sur les diagrammes P-v et T-s.

- Puisque ces deux moteurs sont des cycles totalement réversibles, leur efficacité égale l'efficacité de Carnot entre les mêmes limites de température.
- Ces cycles sont difficiles à réaliser pratiquement, mais offrent un grand potentiel.
- La régénération augmente l'efficacité.
- Ce fait est utilisé dans de nombreux cycles modernes pour améliorer l'efficacité

1.9.5 Cycle de Brayton

- Le cycle de Brayton a été proposé par George Brayton en 1870 pour être utilisé dans les moteurs à pistons.
- Les turbines à gaz modernes fonctionnent selon le cycle de Brayton et fonctionnent avec des machines rotatives.
- Les turbines à gaz fonctionnent en mode cycle ouvert, mais peuvent être modélisées en cycle fermé en utilisant des hypothèses standard.
- Combustion et échappement remplacés par l'ajout et le rejet de chaleur à pression constante.

Le cycle de Brayton se compose de quatre processus internes réversibles :

- 1-2 Compression isentropique (dans un compresseur).
- 2-3 Addition de chaleur à pression constante.
- 3-4 Détente isentropique (dans une turbine).
- 4-1 Rejet de chaleur à pression constante.

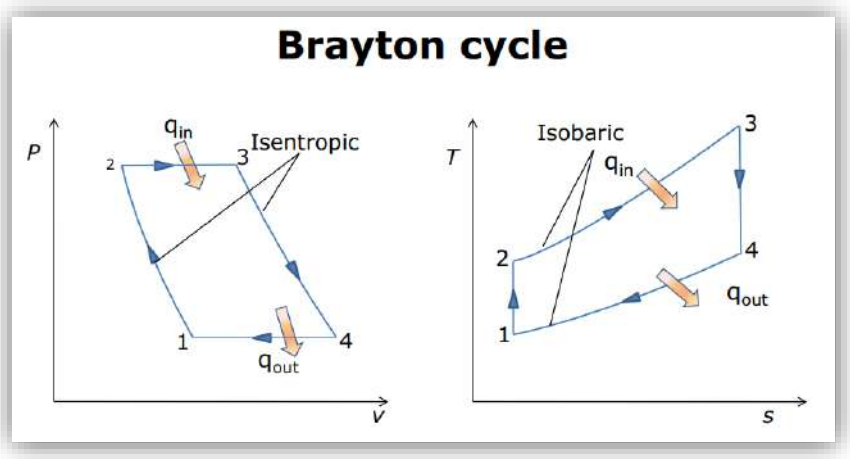


Figure 1-7 : cycle de Brayton sur les diagrammes P-v et T-s.

Le bilan énergétique d'un processus flux constant peut être exprimé sous la forme :

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = \Delta h$$

Le transfert de chaleur vers et depuis le fluide de travail peut s'écrire comme suit :

$$q_{in} = h_3 - h_2 \;\&\; q_{out} = h_4 - h_1$$

L'efficacité thermique du cycle Brayton idéal selon les hypothèses standard d'air froid devient :

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

De même que :

$$\eta_{\text{th,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Où, $r_p = \frac{P_2}{P_1}$ est le rapport de pression.

Le rendement thermique d'un cycle de Brayton est donc une fonction du rapport de pression du cycle et le rapport des chaleurs spécifiques.

La régénération peut être effectuée en utilisant l'échappement de l'air chaud provenant de la turbine pour chauffer le flux de sortie du compresseur.

L'efficacité thermique du cycle de Brayton augmente à mesure qu'une partie de la chaleur rejetée est réutilisée.

La régénération diminue les besoins d'apport de chaleur (de combustible) pour la même production nette de travail.

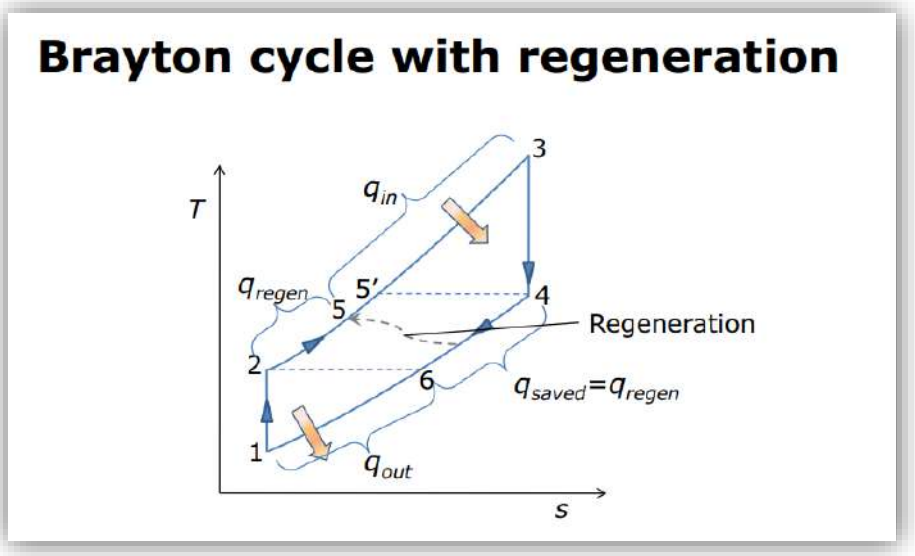


Figure 1-8 : diagramme T-s d'un cycle de Brayton avec régénération.

• La température la plus élevée dans le régénérateur est T4.

• L'air quitte normalement le régénérateur à une température plus basse, T5.

• Dans le cas limite (idéal), l'air sort du régénérateur à la température d'entrée des gaz d'échappement T4.

Les transferts de chaleur réels et maximum sont :

$$q_{regen,réel} = h_5 - h_2 \;\; \& \;\; q_{regen,max} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

La mesure dans laquelle un régénérateur se rapproche d'un régénérateur idéal est appelée efficacité, ε et est définie comme :

$$\varepsilon = \frac{q_{regen,réel}}{q_{regen,max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

1.9.6 Cycle de Rankine

• Les cycles de Rankine peuvent également être utilisés avec réchauffage et régénération.

• La température moyenne pendant le processus de réchauffage peut être augmentée en augmentant le nombre d'étages de détente et de réchauffage.

• Un cycle de Rankine avec réchauffement et régénération offre des efficacités nettement supérieures à celles d'un simple cycle de Rankine.

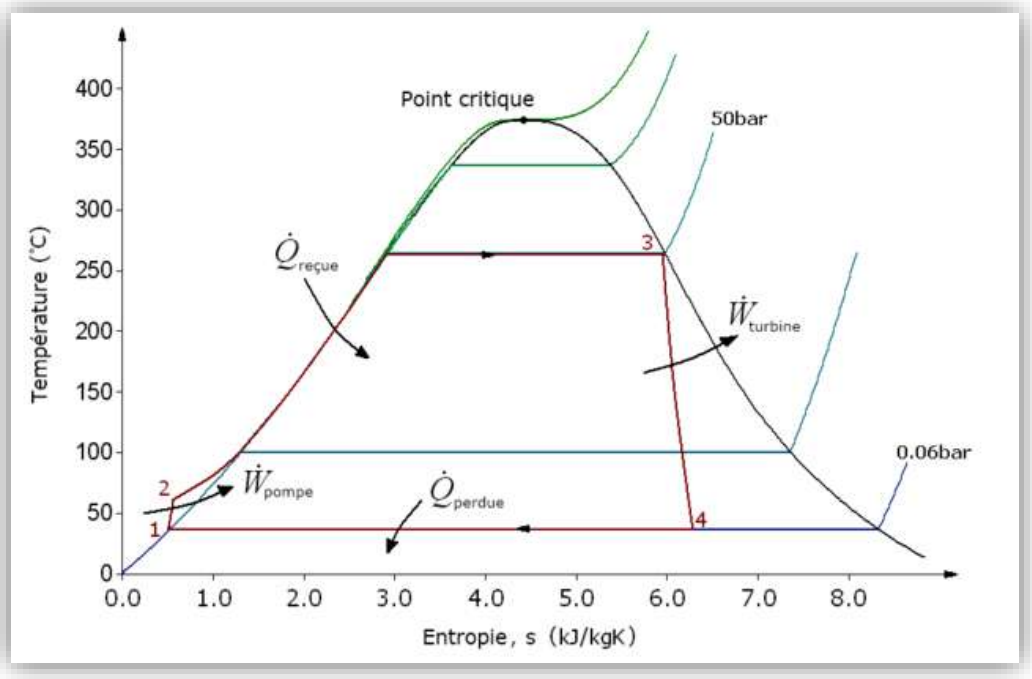


Figure 1-9 : T-s diagramme d'un cycle typique de Rankine.

Il y a quatre processus dans le cycle de Rankine. Ces états sont identifiés par des nombres (en brun) dans le diagramme T-s ci-dessus.

- 1-2 : Le fluide de travail est pompé de basse à haute pression. Comme le fluide est un liquide à ce stade, la pompe nécessite peu d'énergie d'entrée.
- 2-3 : Le liquide à haute pression entre dans une chaudière, où il est chauffé à pression constante par une source de chaleur externe pour devenir une vapeur saturée sèche. L'énergie d'entrée requise peut être facilement calculée graphiquement, en utilisant un diagramme d'enthalpie-entropie (diagramme h-s), ou numériquement, en utilisant des tables de vapeur.
- 3-4 : La vapeur saturée sèche se propage à travers une turbine, générant de l'énergie. Cela diminue la température et la pression de la vapeur, et une certaine condensation peut se produire. La sortie dans ce processus peut être facilement calculée en utilisant le tableau ou les tableaux notés ci-dessus.
- 4-1 : La vapeur humide entre ensuite dans un condenseur, où elle est condensée à une pression constante pour devenir un liquide saturé.

Dans un cycle de Rankine idéal, la pompe et la turbine seraient isentropiques, c'est-à-dire que la pompe et la turbine ne généreraient pas d'entropie et, par conséquent, maximiseraient la production nette de travail.

1.9.6.1 Cycle régénératif de Rankine

Le cycle de Rankine régénératif est ainsi nommé car après avoir émergé du condenseur (éventuellement sous forme de liquide sous-refroidi), le fluide de travail est chauffé par de la vapeur prélevée sur la partie chaude du cycle.

Sur le schéma représenté, le fluide en 2 est mélangé avec le fluide en 4 (tous les deux à la même pression) pour aboutir au liquide saturé en 7. On appelle cela "chauffage par contact direct".

Le cycle de régénération Rankine (avec des variantes mineures) est couramment utilisé dans la vraie centrale électrique.

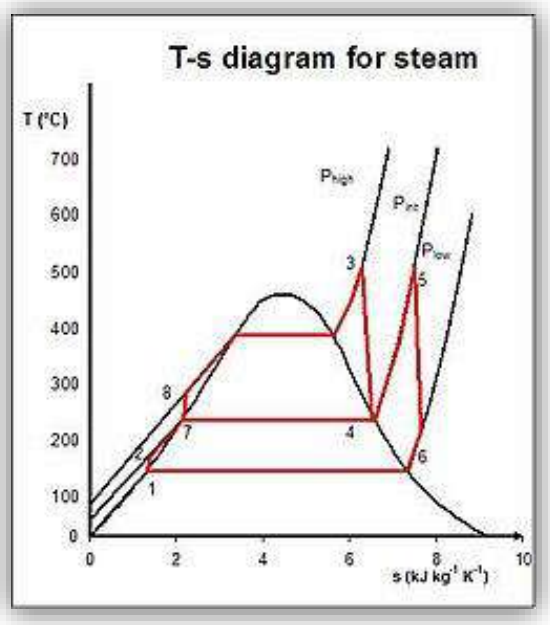


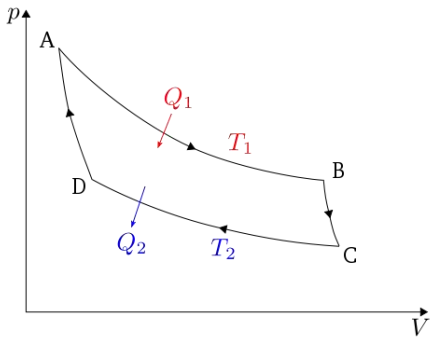
Figure 1-10 : Cycle de Rankine régénératif.

1.9.7 Cycle de Carnot

Carnot cherchait à faire un cycle avec la meilleure efficacité à possible. Ainsi l'efficacité de toute machine thermodynamique peut être comparée avec l'efficacité du cycle de Carnot. C'est un cycle théorique : en effet, le cycle étant réversible, il s'effectue en l'absence de phénomènes dissipatifs, et n'est donc pas un cycle réel (voir notamment la notion de réversibilité thermodynamique).

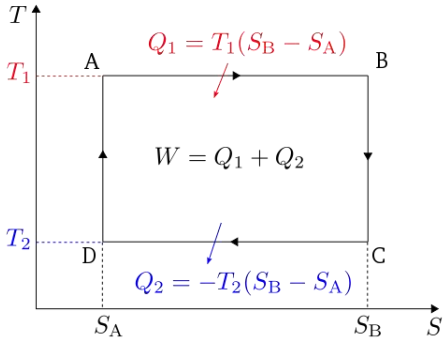
Le cycle est composé de quatre transformations successives :

- Compression isotherme réversible (C→D)
- Compression adiabatique réversible (D→A)
- Détente isotherme réversible (A→B)
- Détente adiabatique réversible (B→C)



Cycle de Carnot dans un diagramme température-entropie :

- AB : détente isotherme.
- BC : détente adiabatique.
- CD : compression isotherme.
- DA : compression adiabatique.



1.9.8 Cycle combiné

Une centrale à cycle combiné, généralement appelée CCGT (Combined Cycle Gas Turbine (en)), ou TGV (Turbine Gaz-Vapeur), est une centrale thermique qui associe deux types de turbines : la turbine à combustion et la turbine à vapeur. Chacune de ces turbines entraîne une génératrice qui produit de l'électricité (configuration "multi-arbres" ou "multi-shaft") ou les deux types de turbines sont couplées à la même génératrice (configuration "single-shaft").

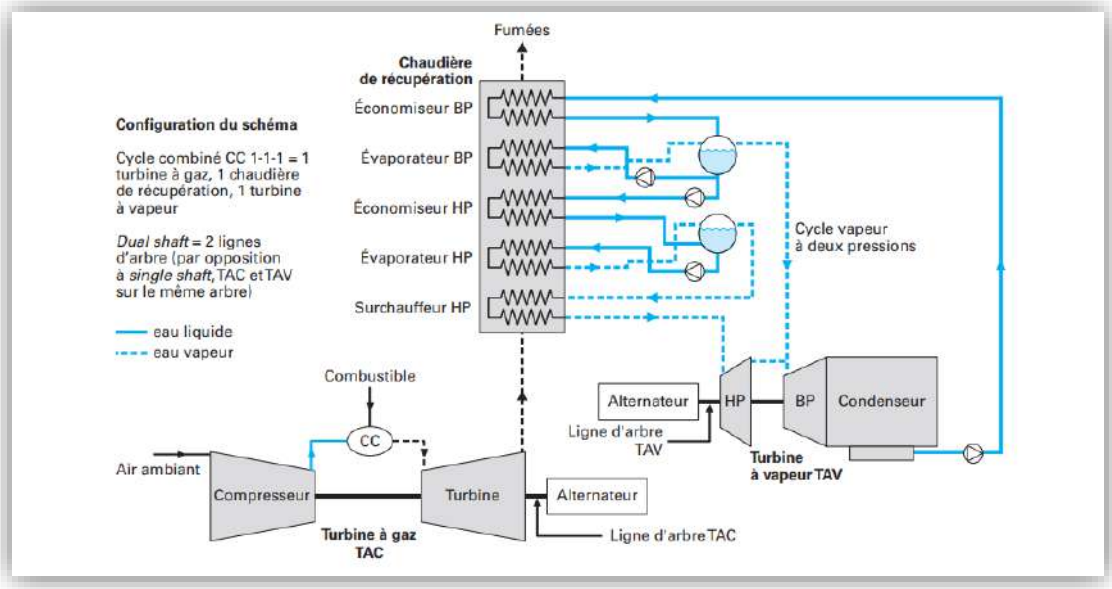


Figure 1-11: Centrale à cycle combiné de Skikda.

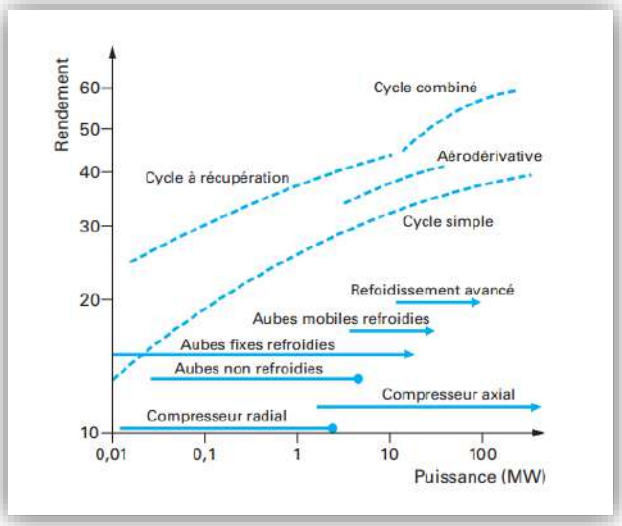
Les CCGT permettent de réduire de 50 % les émissions de CO2, de diviser par trois les oxydes d'azote (NOx) et de supprimer les rejets d'oxydes de soufre (SO2) par rapport aux moyens de production thermique à flamme « classiques ». En outre, lorsque la combustion utilise du gaz naturel, cela ne produit 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.

Concernant le processus de refroidissement, la technologie du refroidissement du circuit par air de la partie turbine à vapeur, si elle est choisie, permet de limiter les consommations d'eau de manière significative par rapport aux centrales du même type utilisant le refroidissement par eau, et permet également d'éviter d'influer sur la température des cours d'eau ou des étendues d'eau concernés.



Rendement et puissance des différents systèmes de production d'électricité à base de turbine à gaz.



2 Description générale de l'unité

Centrale électrique en berrouaghia
Algérie

Shariket Kahraba Berrouaghia



Figure 2-1 SKB

2.3 Introduction

La centrale de Shariket Kahraba Berrouaghia SKB Spa s'inscrit dans le cadre de la diversification des producteurs de l'électricité au niveau du marché national, Il s'agit du 3ème producteur d'électricité indépendant au niveau du marché Algérien.

Elle a été créée le 27 Octobre 2004.

Elle pour objectif la réalisation, l'exploitation et la maintenance de la centrale de production d'électricité, ainsi que la commercialisation de l'énergie électrique produite.



Figure 2-2 : la centrale de berroughia

2.4 Etat du site

2.4.1 Emplacement du site

Le site est à proximité de la ville de Berrouaghia qui se trouve à 130 kilomètres au sud-ouest d'Alger, capitale de l'Algérie.

Ville importante la plus proche - distance	Médéa - 30 km
Port le plus proche - distance	Alger - 130 km
Aéroport le plus proche - distance	Alger - 130 km
Route la plus proche	RN 18
Route d'approche - type et largeur	Largeur de 7 m route goudronnée

2.4.2 Données géographiques

- Altitude moyenne au-dessus du niveau de la mer : 928 m**.**
- Température moyenne, maximum et minimum sont respectivement 15.5 °C, 40 °C et - 4°C.



Figure 2-3 : Emplacement du site

2.5 Vue d'ensemble du projet

La centrale turbines à gaz simple cycle de Berrouaghia de 2 X 271 MW est une extension de la station électrique existante de 220 kV située à Berrouaghia en Algérie. La construction de la centrale est prise en charge par Shariket Kahraba Berrouaghia (SKB), le client est une

joint-venture entre Sonelgaz (51%) et Sonatrach (49%).

L'énergie est générée par 2 turbines à gaz (GT) d'une puissance de 271 MW chacune. Chaque turbine est capable de fonctionner avec du gaz naturel comme source primaire ou avec du fuel oil comme source de secours.

Le gaz naturel provenant de Hassi R'Mel est utilisé comme gaz naturel pour l'alimentation des turbines à gaz. L'approvisionnement en fuel oil est réalisé via des camions-citernes.



Figure 2-4 : Client de SKB

2.5.1 Destination du Projet

Le projet de la centrale de Berrouaghia est destiné pour répondre aux impératifs suivants :

- Assurer un renforcement du réseau général interconnecté
- Assurer la sécurité de l'alimentation de la région
- Contribuer à faire face à la demande urgente en énergie électrique croissante du pays.
- Participer à l'amélioration de la qualité du service.

2.5.2 Domaine d'activité

- Production et commercialisation de l'énergie électrique.
- Energie moyenne annuelle productible est de 3200 GWh aux conditions site.
- Puissance installée est de 489.3 MW aux conditions sites.



2.5.3 Technique d'installation

La Centrale électrique de Berrouaghia a été mise en service en juillet 2007 et est dotée de deux (02) turbines à gaz totalisant une puissance borne usine total de 489.3 MW aux conditions nominales du site (Altitude : 928 m NGA, Température moyenne + 15.5°C, Humidité moyenne 67%)

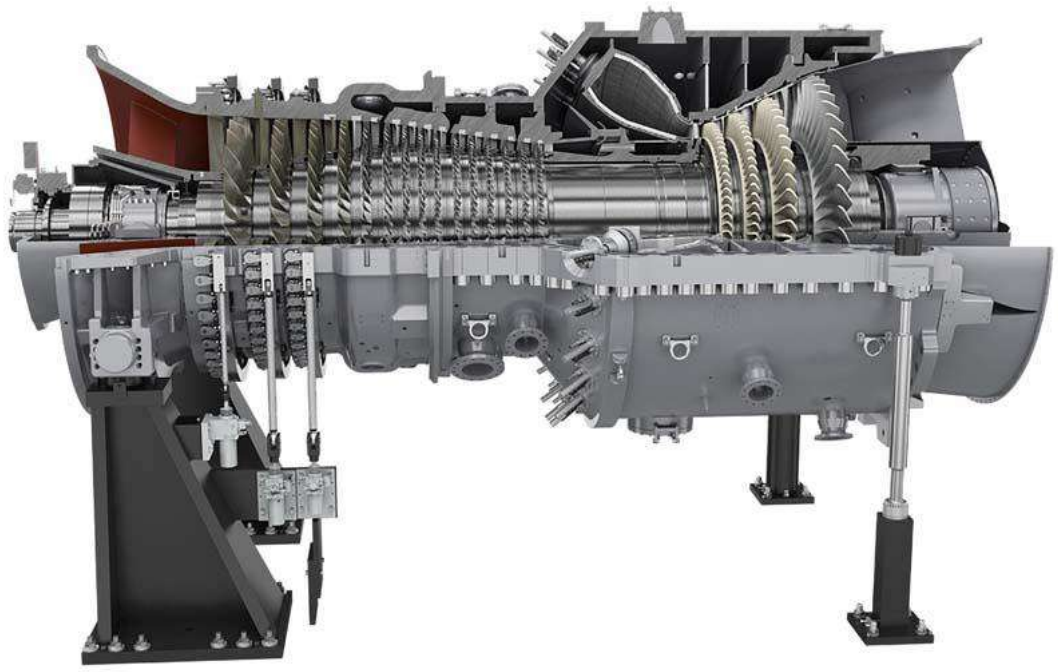
La centrale est dotée de deux (02) Turbines à gaz SIEMENS du type V94.3A(4) SGT5-4000(E) et de deux Alternateurs SIEMENS (WESTING HOUSE-USA) du type sGen5-1000A d'une puissance de 308 MVA et d'une tension de 16.5KV par groupe.

Les turbines et alternateurs des unités de production sont installés dans la salle des machines et les deux unités sont exploitées à partir d'une salle de commande.

TURBINE A GAZ V94.3A

SGT5 - 4000F

SIEMENS
Ingenuity for life



Puissance de sortie 329 MW
Fréquence & Rendement (50 Hz/41.0 %)
Température d'échappement 599°C (1,110°F)

- **Design éprouvé, grande expérience de la flotte.**
- **Maintenance facile, haute disponibilité.**
- **Haute flexibilité opérationnelle.**

2.6 Généralité

La turbine à gaz éprouvée SGT5-4000F a une conception robuste avec des passages d'air de refroidissement internes pour un fonctionnement fiable à long terme et une capacité de démarrage rapide. La chambre de combustion annulaire avancée avec écrans thermiques remplaçables individuellement permet un entretien facile et rapide.

L'optimisation du dégagement hydraulique (HCO) réduit les pertes de jeu pour augmenter l'efficacité de la turbine à gaz et minimiser la dégradation au démarrage et à l'arrêt.

La turbine à gaz est un moteur rotatif, et il est utilisé dans de nombreuses applications comme :

- La production d'énergie
- Aviation
- Transport
- Pompes d'entraînement et compresseurs pour produits pétrochimiques

La turbine à gaz est principalement composée de trois parties principales :

- Compresseur d'air :
  Compresseur axial, il fournit la pression et le débit nécessaires à la chambre de combustion
- Chambre de combustion (section d'addition de chaleur) :
  Une chambre de combustion annulaire à vingt-quatre brûleurs disposés en barillet dans laquelle est brûlé le mélange
- Turbine : qui transforme l'énergie cinétique des gaz du produit combustion en énergie mécanique dont une partie sert à l'entrainement du compresseur er l'autre à la production d'énergie électrique

2.7 Principe de fonctionnement

Imaginez que vous teniez un petit ventilateur (comme celui-là dans les jouets d'enfant) et souffliez de l'air vers ses lames, que va-t-il se passer ?

Le ventilateur tournera avec une vitesse et un couple déterminés proportionnellement à la quantité et à la vitesse de l'air soufflé, donc si nous avons un autre appareil plus fort que nos poumons soufflant de l'air vers le ventilateur, plus de puissance (couple / vitesse) sera générée. D'autre part, nous pouvons conduire un plus grand ventilateur.

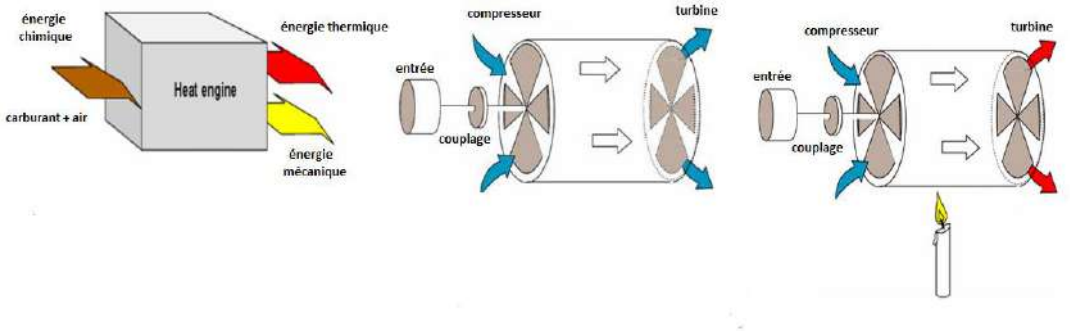


Figure 2-5 : Principe de fonctionnement de turbine à gaz.

Il est clair à partir de l'exemple ci-dessus mentionné que le ventilateur est la turbine elle-même et le dispositif de soufflage d'air est le compresseur, quelle est la fonction de la chambre de combustion ?

Pour qu'un compresseur donne un flux d'air il consommera une quantité spécifique de puissance mécanique (pour la rotation) cette quantité d'énergie pourrait être divisée en deux quantités :

- La quantité d'entraînement.
- La quantité perdue (pertes dues à la friction ... etc.)

Donc, si nous avons donné au compresseur 10 unités de puissance, supposons que le rendement du compresseur soit de 90%, alors la quantité utile de puissance qui sera convertie en débit et pression d'air sera de 9 unités et 1 unité sera perdue pendant conversion d'énergie dans le compresseur, maintenant nous avons un flux d'air provenant du compresseur transportant 9 unités de puissance, cette puissance de l'air sera responsable de l'entraînement de la turbine.

Lorsque l'air de refoulement du compresseur s'écoule sur les aubes de la turbine, un autre processus de conversion d'énergie aura lieu en convertissant les 9 unités de puissance de l'air en énergie mécanique sur le rotor de la turbine, mais la section de la turbine a aussi son propre rendement de conversion d'énergie donc, nous pouvons dire que les 9 unités de puissance de l'air seront converties en 8 unités de puissance.

Maintenant, la turbine donne la puissance inférieure à celle d'un entraînement nécessaire du compresseur, nous pouvons conclure que le moteur de la turbine est inutile, mais attendez ... .Nous pouvons résoudre ce problème, comment ?

Si les pertes pendant la conversion d'énergie dans la section du compresseur sont compensées par le même dispositif et que le niveau d'énergie d'air de décharge du compresseur augmente, la turbine fonctionnera et donnera un travail net utile après avoir donné au compresseur la puissance requise.

Qu'en est-il de réchauffer l'air de décharge ?

De cette façon, le niveau d'énergie de l'air va augmenter en raison de l'énergie thermique supplémentaire, maintenant l'air est pressurisé et chaud. Le moyen le plus efficace de chauffer l'air est d'ajouter du carburant et brûler le à l'intérieur du flux d'air (échange de chaleur direct), de sorte que la chambre de combustion sera ajoutée entre le compresseur et la turbine pour gérer le processus d'addition de chaleur, après l'addition de chaleur, nous pouvons dire que la quantité d'unités de puissance dans l'air passera de 9 unités à 19.

Les 19 unités de puissance seront à nouveau converties en puissance mécanique sur le rotor de la turbine, et en raison des pertes, cette puissance mécanique sera inférieure à 19, disons 17 selon l'efficacité de la section turbine (environ 90%), le compresseur prendra les 10 unités de puissance nécessaires et les 7 unités restantes seront le travail utile, et environ 50% à 60% de la puissance de la turbine sera consommée par le compresseur.

2.8 Cycle thermique de la turbine à gaz (cycle de Brayton)

Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz est lié au cycle de « Brayton » (Ou cycle de Joule).

Ce cycle thermique est composé de quatre processus :

- Aspiration et compression atmosphérique de l'air par le compresseur.
- Chauffe l'air dans la chambre de Combustion en brûlante le combustible y étant injecte.

- Détente adiabatique dans la turbine.
- Met les gaz d'échappement á l'air libre (refroidir l'air à pression constante jusqu'à son état initial).

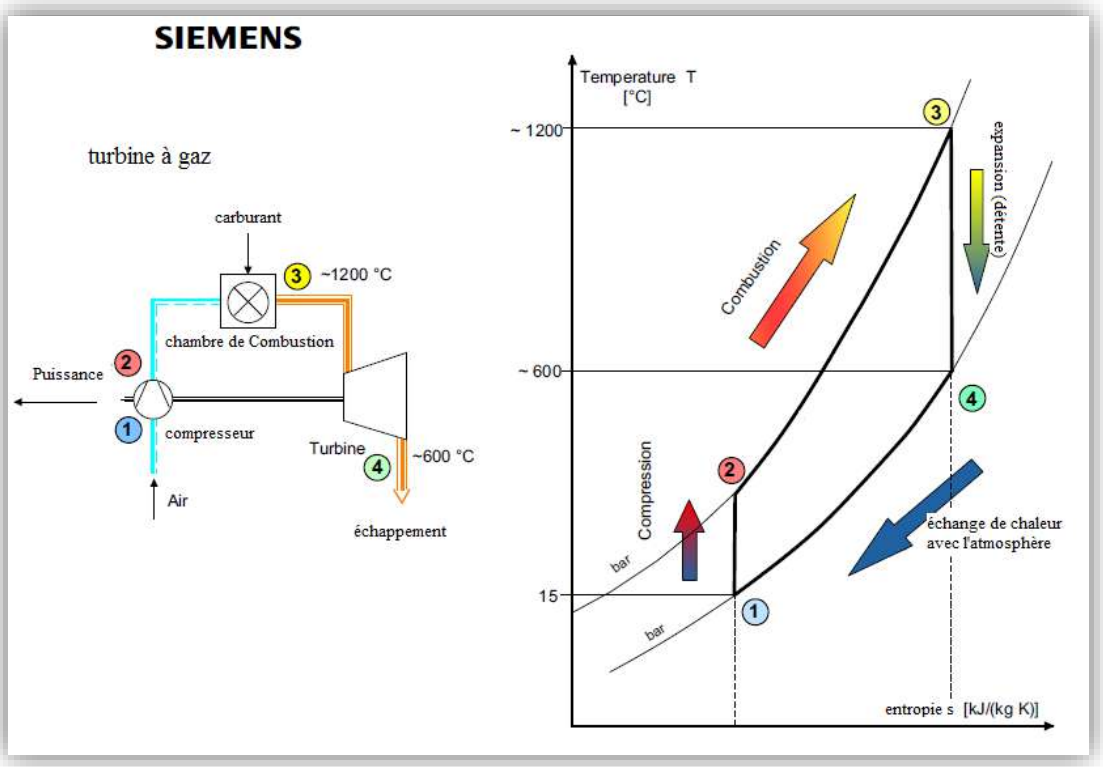


Figure 2-6 : Cycle idéal de Brayton (ou cycle de Joule).

2.9 Compresseur de turbine à gaz

Le compresseur est le dispositif qui aspire l'air de l'atmosphère et le comprime à haute pression avant d'entrer dans la chambre de combustion.

Les deux types de compresseur à turbine à gaz sont

- Axial
- Centrifuge

Le compresseur axial donne des débits élevés mais des rapports de pression relativement faibles par étage. Le compresseur centrifuge donne des débits plus faibles et des rapports de pression plus élevés par étage par rapport au type axial.

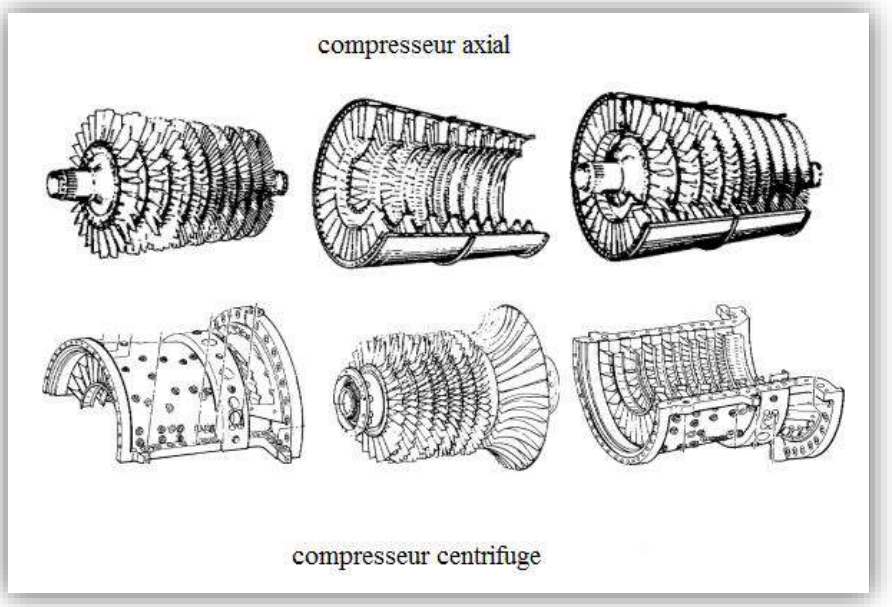


Figure 2-7 : types de compresseur.

Le type couramment utilisé est le compresseur axial en particulier dans les grands cadres, car son rendement dans les grandes turbines est élevé, d'autre part le type centrifuge montre plus d'efficacité dans les petites applications comme les turbocompresseurs des véhicules.

2.9.1 Les composants principaux du compresseur axial

Le compresseur axial est constitué de deux rangées de lames, rotatives et stationnaires, la rangée tournante est un disque qui maintient les lames circonférentielle- ment dans des fentes axiales à sa périphérie et qui se raccorde au mécanisme d'entraînement (la turbine dans notre cas).

La rangée fixe est une couronne de lames fixées dans le carter du compresseur, la fonction de la rangée tournante est de tirer l'air de l'extérieur et de l'accélérer vers les lames fixes, et les lames stationnaires (aubes) convertissent l'énergie cinétique de l'air en énergie potentiel sous la forme de pression statique.

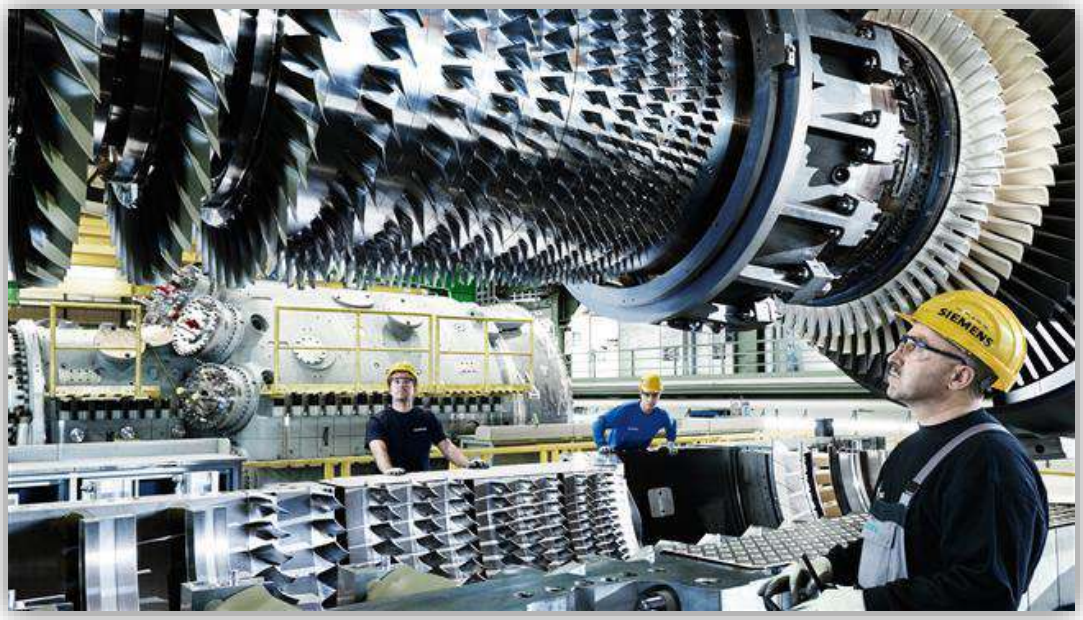
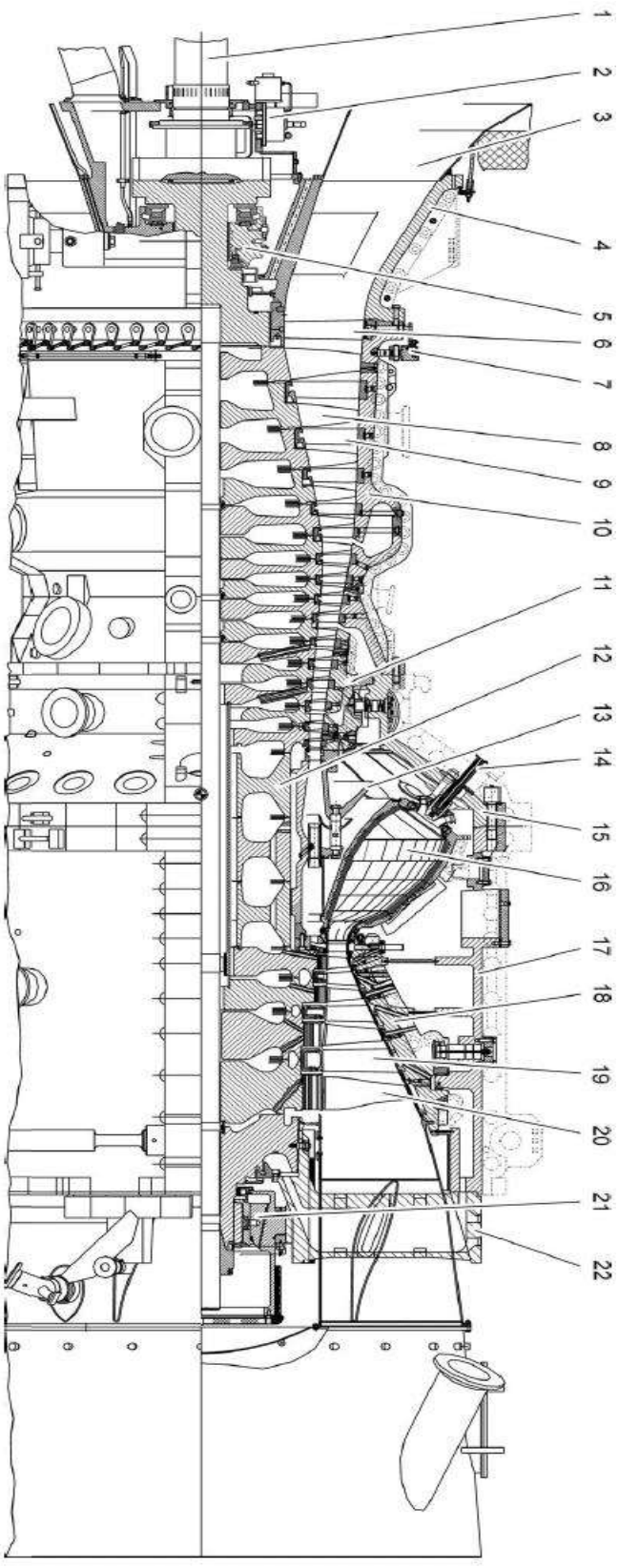


Figure 2-8 : stator et rotor du compresseur.



No.	Item	No.	Item	No.	Item	No.	Item
1	Intermediate shaft	7	Adjustment system	13	Compressor exhaust diffuser	19	Turbine stationary blades
2	Hydraulic turning gear	8	Compressor moving blades	14	Burner assembly	20	Turbine moving blades
3	Intake duct	9	Compressor stationary blades	15	Outer casing 2	21	Journal bearing
4	Compressor bearing housing	10	Stationary blade carrier I	16	Combustion Chamber	22	Exhaust casing
5	Combined journal and thrust bearing	11	Stationary blade carrier II	17	Outer casing 3		
6	Variable-pitch inlet guide vanes	12	Rotor	18	Turbine stationary blade assembly		

Figure 2-9 : les composants du compresseur.

2.9.2 Principe de fonctionnement

Lorsque le rotor du compresseur commence la rotation, les lames aspirent l'air de l'atmosphère en fonction de leur forme aérodynamique (profil aérodynamique), puis poussent l'air en lui donnant de l'énergie cinétique, cette source d'énergie est le conducteur (le pilote / l'entraînement) du compresseur (turbine), après que l'air entre à haute vitesse dans la rangée stationnaire, le passage entre deux lames voisines prend la forme d'un diffuseur et selon l'équation de continuité et le principe de Bernoulli, si l'air entre dans un diffuseur à haute vitesse et basse pression statique il existera à basse vitesse et haute pression statique (énergie cinétique comprimée en énergie potentielle), maintenant la pression de l'air augmentée par une série de conversions d'énergie (mécanique à cinétique au potentiel) c'est le compresseur à un étage.

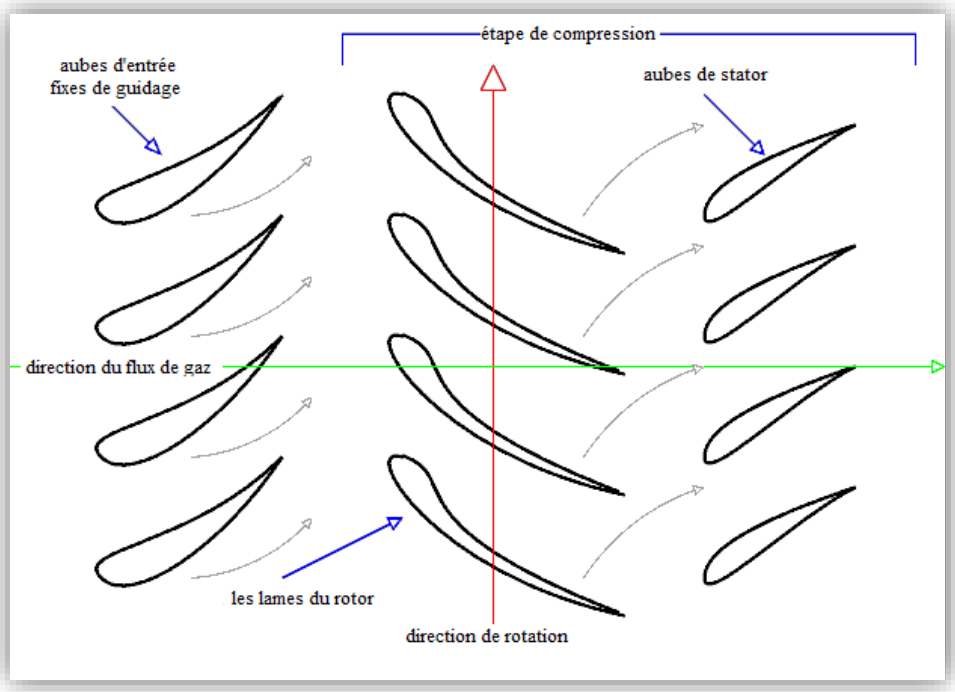


Figure 2-10 : la forme aérodynamique des lames du compresseur.

Mais le rapport de pression à un étage est limité et très faible pour entraîner une roue de turbine.

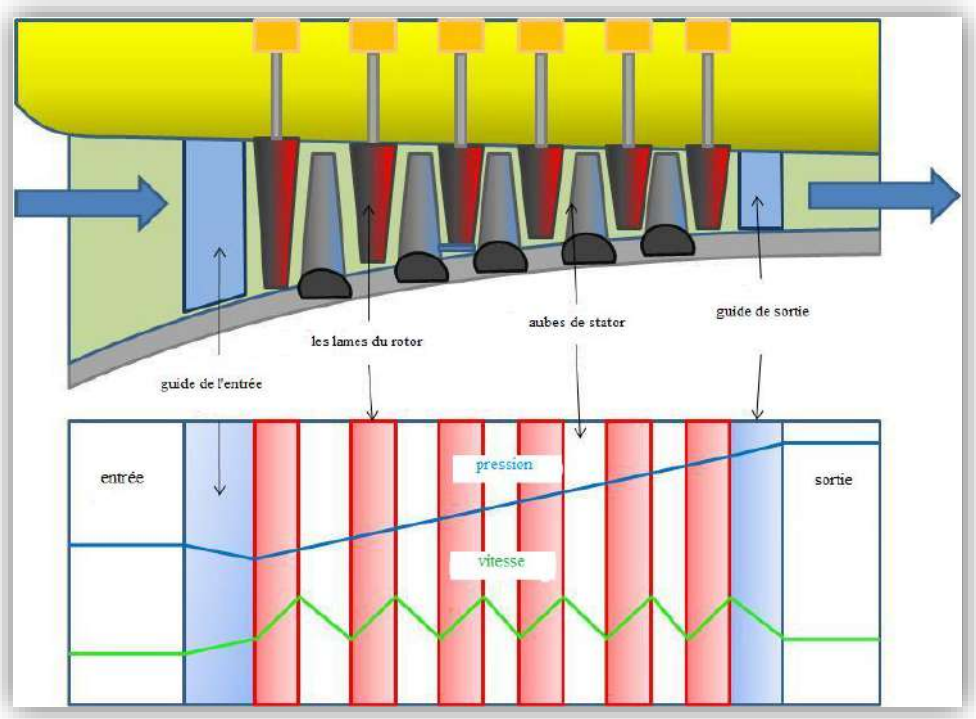


Figure 2-11 : Profil de vitesse / pression à travers le compresseur axial.

Pour augmenter le rapport de pression du compresseur (pression de refoulement divisée par la pression d'aspiration), il faut ajouter plusieurs étages en série pour que la pression du premier étage augmentera à travers le second et ainsi de suite jusqu'à ce que l'air existe le dernier étage du compresseur au rapport de haute pression désiré, il convient de noter que les multi-étages en série augmentent seulement la pression et le flux est maintenu constant comme les batteries électriques « la tension augmente et le courant est constant ».

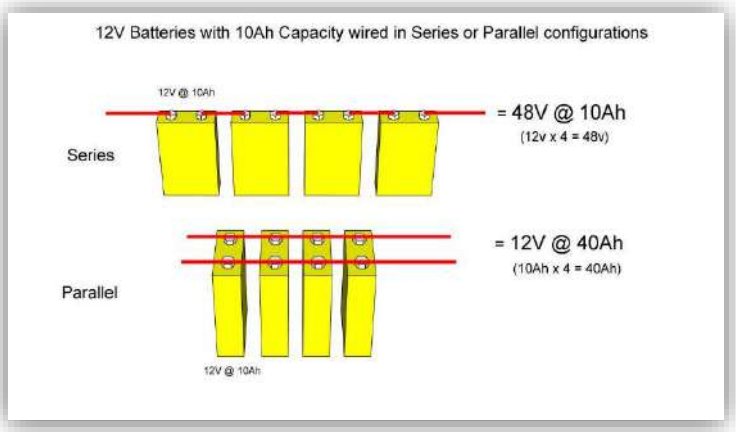


Figure 2-12 : exemple décrivant l'effet compresseur axial multi-étages sur rapport de pression.

Les lames fixes aident également à diriger l'air avec un angle approprié vers la prochaine rangée rotative des lames mobiles pour introduire de l'air dans le premier étage du compresseur.

Le compresseur est équipé d'une rangée de pales stationnaires, son nom est les aubes de guidage d'entrée ou " IGV" INLET GUIDE VANES.

Ces lames ont la propriété qu'elles peuvent tourner autour de leur axe pour réduire ou augmenter la section transversale entre chaque deux lames adjacentes pour contrôler les débits massiques d'air au compresseur, cette IGV est contrôlée par un moteur électrique ou un compresseur hydraulique actionneur est équipé d'une rangée supplémentaire final / sortie qui est une rangée de lames fixes mais avec une conception spéciale pour rendre le flux d'air au compresseur existant avant d'entrer dans la chambre de combustion parce que l'air laisse la dernière étape du compresseur en rotation en raison des angles existants de la dernière étape, cette rangée est appelée « Air Lisseur » (Air Straightener).



Figure 2-13 : lames de compresseur.

2.9.3 Surgé du compresseur

Le moment où le compresseur approche de la phase de pompage

"Le pompage est un phénomène aérodynamique qui intervient dans un compresseur. Il s'agit d'une instabilité aérodynamique qui donne naissance à des ondes longitudinales. Une inversion du sens d'écoulement peut se produire. Lorsque la différence de pression entre l'entrée et la sortie du compresseur devient trop élevée, des instabilités que l'on appelle

décollements apparaissent au niveau des aubes du compresseur. Si en augmentant la vitesse de rotation la différence de pression entre l'entrée et la sortie d'un compresseur augmente, cette augmentation de pression est limitée par ce phénomène de pompage.

Lorsque le rapport de compression (c'est-à-dire le rapport entre la pression de sortie et la pression d'entrée du compresseur) dépasse une valeur critique, le pompage apparaît et l'augmentation de la vitesse de rotation des aubes du compresseur n'influera presque plus sur le rapport de compression. Si ce phénomène nivelle les performances des compresseurs, c'est également un phénomène destructeur pour les aubes des compresseurs."

2.9.4 Système de soufflage

La turbine à gaz SGT5-4000F (V94.3A) contient 3 lignes de soufflage (parfois 4), 2 lignes extraient l'air du 5ème étage du compresseur et la 3ème ligne est en train d'extraire ou de purger l'air du 9ème étage (la 4ème ligne est connectée Toutes ces vannes sont manœuvrées pneumatiquement et toujours ouvertes pendant les périodes d'arrêt des turbines à gaz. Pendant le démarrage, ces vannes sont maintenues ouvertes jusqu'à une plage de vitesse spécifiée de sorte que la soupape du 9ème étage commence à se fermer lentement à 40 tours / heure. À 49 r.p.s, la 5ème vanne se ferme et la première se termine dans les 5 secondes. C'est la séquence de démarrage NG.

Pendant le démarrage du mazout, la séquence de fermeture sera la suivante :
Après 47,5 r.p.s de 60 secondes, la première vanne du 5ème étage commence à se fermer suivi par la 2ème en 10 secondes. En cas de fonctionnement normal, toutes les vannes de purge doivent être fermées et s'ouvrir seulement et l'état de déclenchement de la turbine à gaz s'ouvre immédiatement si le démarrage du GT est terminé et que la vitesse de la turbine dépasse 47,5 r.p.s de 100 sec, et les vannes de purge toujours ouvertes, le GT s'éteint, toutes les vannes de soufflage ne peuvent pas être contrôlées manuellement sauf à une vitesse inférieure à 4 r.p.s, si le système de soufflage est fermé à l'arrêt, il s'ouvrira automatiquement si la vitesse du rotor dépassé 4 r.p.s en 20 sec.

2.9.5 Les brûleurs à mazout scellent le système d'air

Pendant le fonctionnement au GN, les brûleurs à fioul sont inutilisés, ce qui peut provoquer une fuite d'huile à cause du passage de la soupape, ce combustible liquide brûlera à la pointe du brûleur (armement), entraînant le colmatage du brûleur.

Un peu d'air est extrait de la décharge du compresseur pour le but d'étanchéité des brûleurs fioul, l'air d'étanchéité est extrait de la décharge du compresseur à haute température et il doit être refroidi pour éviter que les conduites de carburant perdent (car elles sont ajustées) l'air est passé à travers le refroidisseur d'air ce refroidisseur se compose de deux ventilateurs VFD (Variable Frequency Drive) et d'un échangeur de chaleur, un ventilateur sera en service et l'autre est en réserve de sorte que la température de l'air sera maintenue à 135 ° C le ventilateur en service atteint 100% de service le deuxième ventilateur démarrera automatiquement et s'arrêtera à une température d'air de joint inférieure à 110 ° C, si la température de l'air de joint augmente à 180 ° C l'alarme annonce, si 220 ° C GT se déclenche, lorsque la température diminue à 90 ° C pendant 5 minutes, annonce d'alarme. Les ventilateurs d'étanchéité se remplacent automatiquement toutes les 99 heures.

2.9.6 Lavage de compresseur

L'air aspiré par le compresseur est plein de poussière fine et de petites particules, bien qu'il soit nettoyé par un système filtré. L'air pénètre dans le compresseur avec une quantité de petites particules qui se déposent sur les pales du compresseur. détériorer l'efficacité du compresseur de manière spectaculaire, les turbines à gaz sont équipées de systèmes de lavage de compresseur se composent simplement de détergent \ réservoir de mélange d'eau, pompe et tuyauterie pour le lavage en ligne et hors ligne, les deux cas de lavage de compresseur sont:

- Lavage en ligne (chaud) pendant le fonctionnement normal.
- Lavage hors-ligne (froid) pendant le tournage et le fonctionnement du SFC.

La solution de lavage est évacuée par les pompes vers l'entrée du compresseur à travers la conduite appropriée (chaude / froide) via des jets d'eau pour atomiser la solution de nettoyage afin de protéger les pales (lames) du compresseur contre les piqûres.

2.10Turbine

La turbine est le convertisseur de l'énergie du gaz chaud en énergie mécanique sur l'arbre, les turbines sont divisées en deux types :

- Type axial
- Type radial

Le type couramment utilisé est le type axial comme dans la production d'énergie et l'industrie pétrolière et gazière.
Le type radial est utilisé dans les petites applications comme les chargeurs turbo de véhicule.

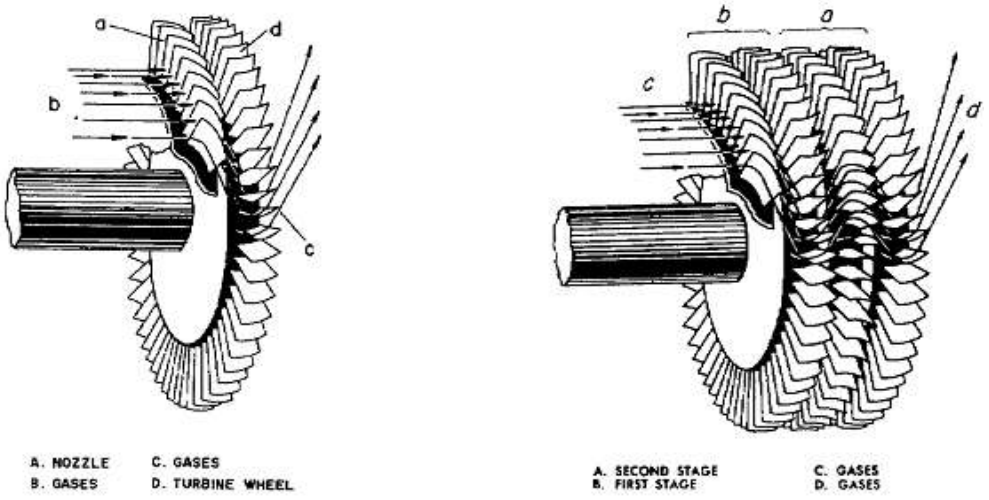


Figure 2-14 : turbine de type radiale.

2.10.1 Composants de turbine

La forme simple de la turbine est une rangée de lames fixes (buses) suivie d'une rangée de lames mobiles, La rangée fixe agit comme un jeu de buses qui convertit l'énergie des gaz chauds en énergie cinétique en dilatant et en accélérant les gaz après que les gaz hautes entrent dans la rangée de lames mobiles de la turbine et l'entraînent par l'une des deux techniques suivantes:

- Impulsion
- Réaction

2.10.1.1 Impulse turbines

La turbine à impulsion contient des aubes mobiles dans une forme de godet et le passage entre chaque 2 lame adjacente prend la forme d'un croissant avec un espacement constant de sorte que la pression est maintenue constante par le passage des lames (pas de chute de pression dans les pales).

Mais la vitesse des gaz chauds va chuter en raison de la conversion d'énergie dans le rotor, de sorte que les gaz chauds ne sont expansés que dans la rangée des pales fixes mais sans expansion dans le rotor.



Figure 2-15 : lames de turbine de réaction et profils de vitesse / pression.

2.10.1.2 Turbines de réaction

Ce type de turbines dépend d'une forme de buse en mouvement (le passage entre les lames ressemble à une buse) afin que les gaz se dilatent d'abord dans les lames fixes puis elles entraînent les lames mobiles par effet impulsionnel et juste avant le passage des pales (buse) sa vitesse va augmenter en raison du passage étroit à l'âge de fuite
de sorte qu'une réaction aura lieu en augmentant la force des gaz chauds contre les lames en mouvement, augmentant le couple de rotation, de sorte que chaque lame de réaction est une lame d'impulsion mais pas l'inverse.

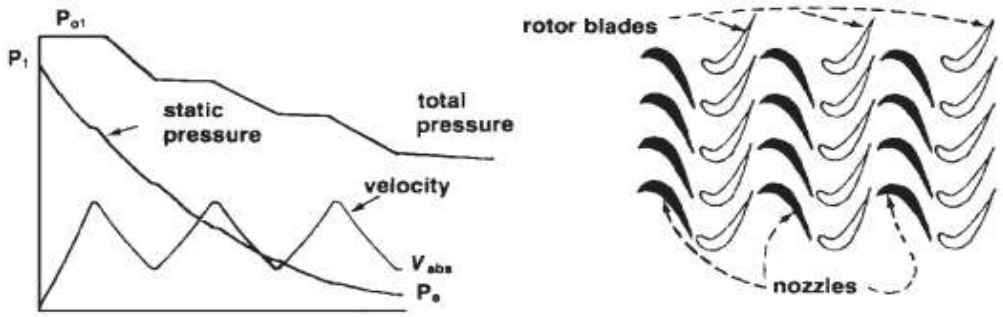


Figure 2-16: lames de turbine de réaction et profils de vitesse / pression.

Selon les sujets mentionnés ci-dessus, la théorie de fonctionnement de la turbine est de convertir l'énergie des gaz chauds en énergie cinétique utilisé dans l'entraînement du rotor par des lames mobiles.

2.10.2 Fixation des lames mobiles

La lame mobile est fixée dans le disque par engagement entre sa racine d'arbre de feu et la fente sur le disque.

La racine de la lame doit être conçue de manière à pouvoir supporter l'énorme force centrifuge due à la rotation.

- ***Exemple***

- une masse de pale de 2kg tourne à 1m du centre de rotation avec 3000rpm, de sorte que la force centrifuge qui tend à enlever la lame de la

Le disque sera :

$$F_c = m \times r \times w^2. = 2kg * 1m * ((2pi * 3000) / 60) 2 = 197.192kn$$

Environ à (20tons)

Aussi les lames de turbine sont faites de matériaux spéciaux contiennent essentiellement du nickel et chrome pour soutenir la haute température et la corrosion due à (l'oxydation) thermique revêtement de barrière est fourni pour les lames ainsi pour garder les lames de haute Température.

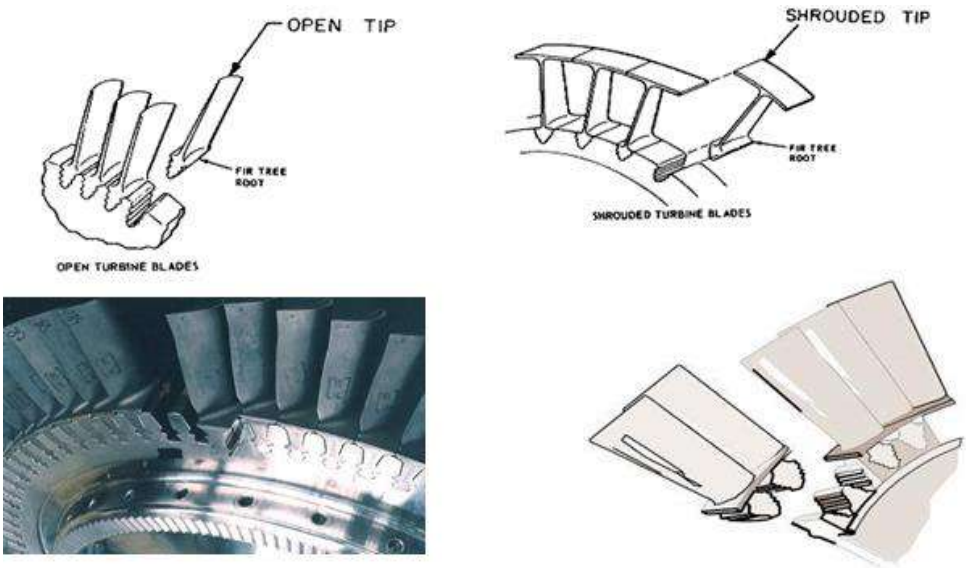


Figure 2-17: Fixation d'aube de turbine à disque.

2.10.3 Refroidissement des pales de turbine

Les aubes de turbine (mobiles et fixes) sont refroidies par l'air, cet air est prélevé du compresseur par l'intermédiaire de tuyaux ou d'un arbre creux pour des pales fixes et mobiles

respectivement.

- Les aubes fixes du 1er étage sont refroidies par l'air à partir du dernier étage du compresseur (décharge), ces lames utilisent la technique de refroidissement par film
- Les lames mobiles du 1er étage sont refroidies par le même air (décharge air) et la même technique (refroidissement par film)
- Les aubes fixes du 2ème étage sont refroidies par l'air extrait du 13ème étage du compresseur par l'intermédiaire de longs tuyaux équipés de vannes de régulation (motorisées), l'air circule à travers les tuyaux à l'extérieur du carter de turbine et entre de nouveau dans le boîtier, mais à section de carter de turbine pour être perturbée sur les pales à travers des trous dans le support de lames fixes. Ces lames sont refroidies par le procédé de mise en contact qui dépend d'un insert perforé à l'intérieur de la lame, l'air passe à l'intérieur de cet insert et existe de nombreux trous pour frapper sur la paroi intérieure de la lame et cette technique de refroidissement est la plus élevée dans l'efficacité du refroidissement après le type de refroidissement de film.
- Les lames mobiles de l'étage 2 sont refroidies par l'air du 12ème étage du compresseur mais de l'intérieur du rotor pour aller directement au rotor de la turbine et à travers les trous dans le disque des lames pénètrent dans les lames et vont directement au corps de la lame. sortie des trous au bord de la queue supérieure de la lame, cette technique de refroidissement est appelée refroidissement par convection et elle est la plus faible en efficacité de refroidissement entre les trois types.
- Les aubes fixes du 3ème étage sont refroidies par la même méthode que les pales du 2ème étage mais par un air extrait du 9ème étage du compresseur.
- Les aubes mobiles du 3ème étage sont refroidies par la même méthode que les aubes mobiles du 2ème étage mais par l'air du 10ème étage du compresseur.
- Le 4ème étage est refroidi par l'air du 5ème étage du compresseur et sa méthode de refroidissement est la convection
- Les aubes mobiles du 4ème étage ne sont refroidies à leurs racines que par l'air du 10ème étage du compresseur qui est utilisé dans le refroidissement des aubes mobiles du 3ème étage.

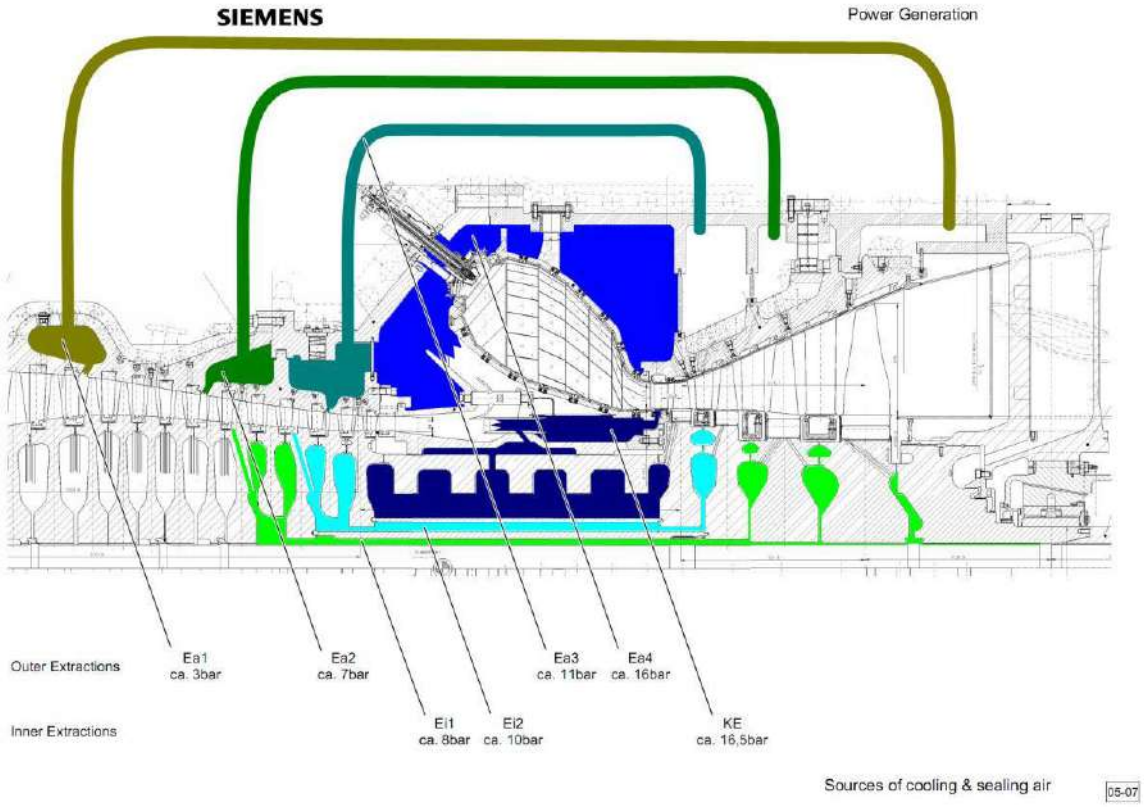


Figure 2-18 : refroidissement des aubes de la turbine.

2.10.4 Soupapes de refroidissement de turbine

Ces vannes s'ouvrent automatiquement lorsque la vitesse de la turbine dépasse 4 r.p.s, la vanne s'ouvre pour la protéger si la mesure de pression de refoulement du compresseur est défaillante ou si la pression de l'air de refroidissement des aubes a changé selon des équations.

2.10.5 Protection d'échappement de turbine

La température d'échappement de V94.3A TG est surveillée par 24 thermocouples, chacun d'entre eux implique trois canaux A, B et C, et ils sont utilisés dans le système de protection et de surveillance des gaz d'échappement.

2.10.6 Rotor de turbine

Le rotor de la turbine est l'arbre, les disques et les aubes mobiles ensemble, et il a trois formes de conception ou :

(Monobloc) Cette conception combine plusieurs étapes dans un bloc au lieu de disques

séparés.

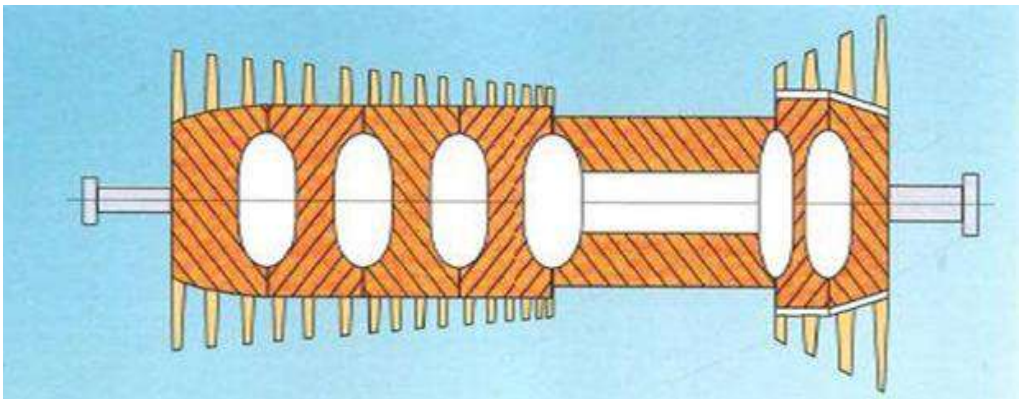


Figure 2-19 : arbre de la turbine sous forme monobloc.

(Boulons d'ancrage circonférentiels) cette conception dépend du montage de tous les disques sur de nombreux boulons d'ancrage à travers les trous sur la circonférence du disque.

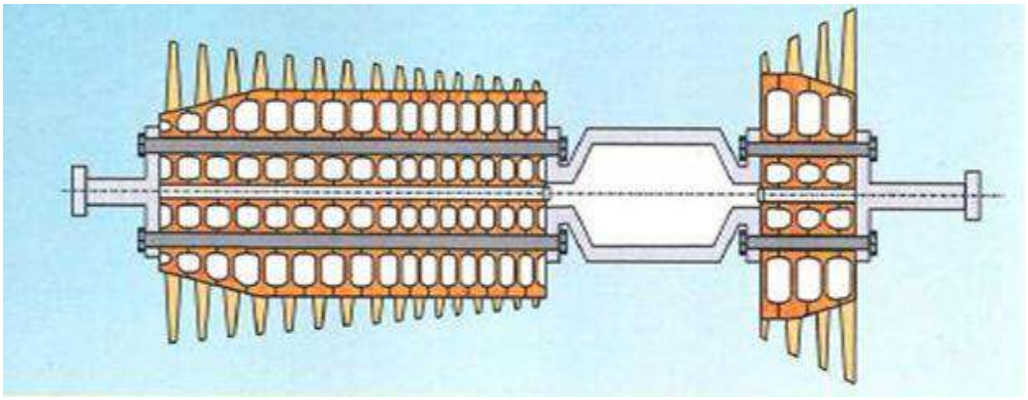


Figure 2-20 : arbre de la turbine sous forme boulons d'ancrage.

« Tirant central » cette conception dépend d'une longue tige tous les disques ont des tiges dans ses centres et sont montés sur cette tige un après l'autre alors l'entretoise entre le dernier disque du compresseur et le premier disque de turbine seront ajoutés pour faire un espace pour la chambre de combustion, et à l'extrémité de la tige un peu d'écrou de blocage est utilisé pour compléter l'assemblage, l'accouplement / dentelures Hirth est utilisé pour empêcher le mouvement relatif entre les disques.

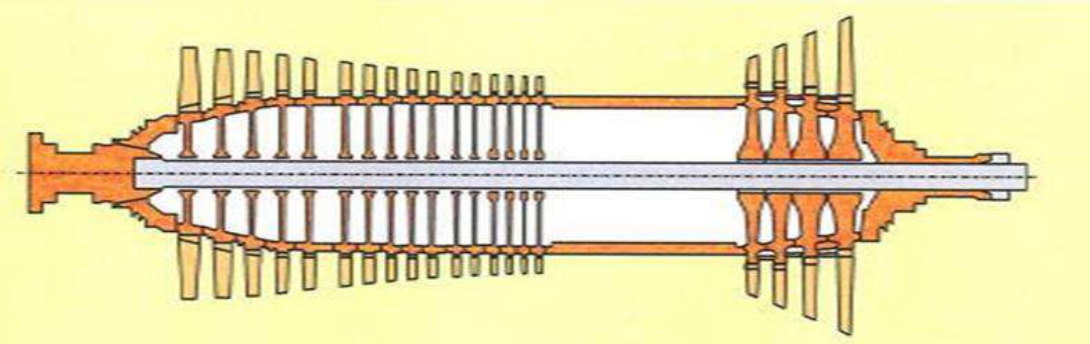


Figure 2-21 : arbre de la turbine sous forme tirant central.

Le rotor de la turbine est maintenu par deux paliers à ses extrémités (côté compresseur et côté turbine) et empêchés de mouvement axial par un palier de butée associé à ce palier côté compresseur. Ces paliers sont lubrifiés par un système de lubrification séparé.

Le type de roulement du compresseur est de type cylindrique, sa capacité de charge est élevée mais sa stabilité du film d'huile est faible, en revanche le roulement de la turbine est de type à plateau inclinable, sa capacité de charge est très faible et sa fonction est utilisée pour un sens de rotation, la rotation inverse pendant le fonctionnement manuel de l'engrenage de rotation pourrait être néfaste pour ce type de roulement.

Le rotor contient les tuyaux longs, ces tuyaux sont utilisés pour séparer les flux d'air des compresseurs 10 et 12 étages, et pour fournir de l'air de refroidissement aux aubes mobiles de la turbine. L'enveloppe extérieure du TG porte les aubes fixes et recouvre la chambre de combustion et forme le plénum d'air de refoulement du compresseur. Cette coquille est divisée en deux moitiés [supérieure et inférieure]

2.10.7 Protections

Les protections qui concernent le rotor et le carter sont des vibrations
[Pour les deux] et la vitesse [pour le rotor uniquement]
La vibration du rotor est mesurée par rapport aux roulements et son unité est de 0,001 mm. Le dispositif de mesure est des sondes de proximité, si le niveau de vibration atteint 195 µm aux paliers du générateur seulement pendant la purge ou le lavage du compresseur puis l'arrêt TG. La vitesse à ces conditions approche la vitesse critique du rotor du générateur seulement.

2.10.8 Protection des roulements

Le palier est protégé contre les températures élevées en raison d'une panne d'huile ou d'une chute de pression d'huile, si la température du palier atteint 110 ° C

Une alarme sera annoncée si le palier TG atteint 120 ° C.

2.10.9 Mesure de la vitesse de la turbine

La vitesse du rotor est mesurée par 6 capteurs (capteur magnétique) 3 d'entre eux sont appelés logiciels, les autres sont appelés matériels, le groupe logiciel est connecté aux vannes de carburant via le logiciel du système de protection mais le groupe de matériel est directement connecté aux vannes Pour la sécurité.

2.10.10 Protection de la vitesse de la turbine

La turbine est protéger contre les survitesse et sou-vitesse par un système de protection robuste 6 capteurs de vitesse assurent cette fonction de mesure et de protection.

2.10.11 Système de vidange de carter de turbine

Après la procédure de lavage du compresseur, l'eau accumulée à l'intérieur du carter doit être vidangée sinon cette eau pourrait entraîner une défaillance des pales du compresseur / turbine lors du démarrage, ainsi le carter de la turbine est drainé par 14 vidange au niveau du diffuseur d'échappement, toutes ces vannes doivent être ouvertes lors du lavage hors-ligne (froid) du compresseur.

Pendant le démarrage du fioul si le démarrage échoue après l'injection, du combustible liquide peut s'accumuler à l'intérieur de la chambre de combustion. La conduite de vidange de cette zone est commune pour l'eau de lavage et le combustible liquide de départ faux mais la ligne est séparée à deux lignes, l'une est la ligne de vidange de faux départ et l'autre est la ligne de vidange normale.

2.11 Chambre de combustion

C'est l'endroit à l'intérieur duquel le combustible est brûlé après mélange avec l'air pour libérer l'énergie thermique élevée dans l'air de refoulement du compresseur afin d'augmenter son énergie avant d'entrer dans les étages de la turbine. Le carburant est injecté dans la chambre de combustion par des brûleurs et mélangé à l'air selon certain rapport (rapport air / carburant) pour assurer une combustion complète sans excès d'air, la flamme est démarrée par

un système d'allumage séparé (électrique) continuer par lui-même.

2.11.1 Composants de la chambre de combustion

2.11.1.1 Corps de la chambre de combustion

Le corps de la chambre de combustion doit résister à des températures extrêmement élevées (plusieurs milliers degrés Celsius) et à des pressions qui selon les moteurs vont de plusieurs dizaines à plusieurs centaines de bars.

2.11.1.2 Brûleurs de carburant

La deuxième partie de la chambre de combustion est le brûleur de carburant ou l'injection de carburant.

Il est responsable de l'injection de carburant, du mélange avec l'air et de la combustion à l'intérieur de la chambre de combustion, les brûleurs de carburant peuvent brûler du mazout ou du GN ou les deux (double brûleur)

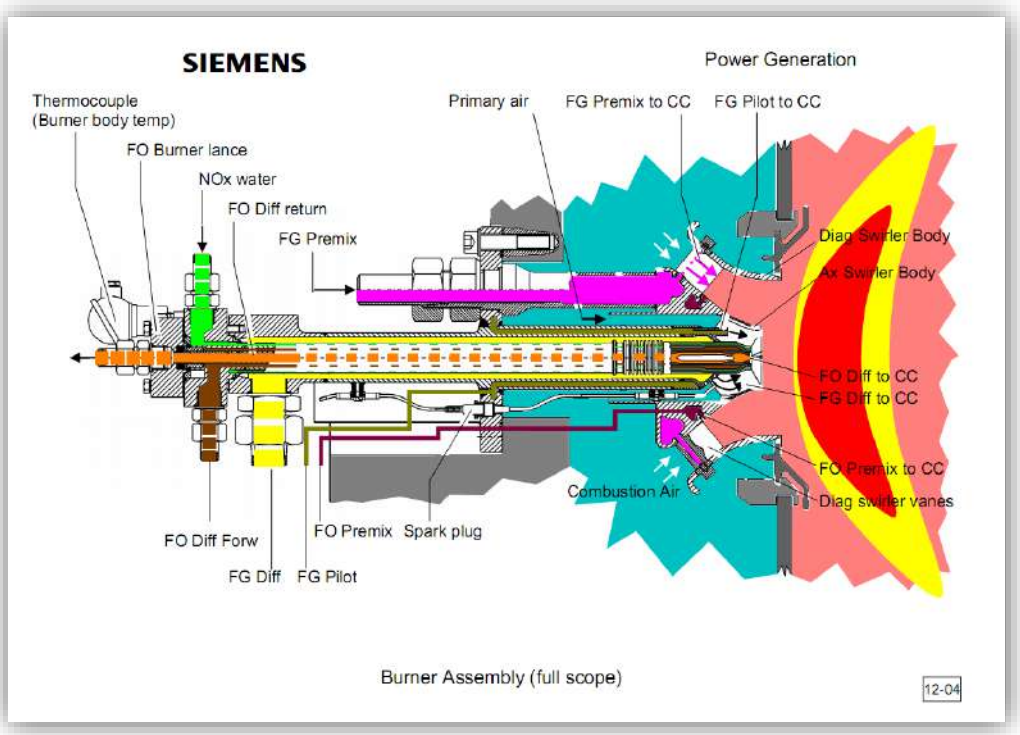


Figure 2-22 : bruleur de carburant.

Le corps / la structure de la chambre de combustion est l'endroit qui maintient les brûleurs de carburant à son entrée et délivre les gaz chauds à la turbine via des buses (canules) de premier étage qui peuvent être fixées à la sortie du brûleur.

Il existe trois grands types de chambres de combustion différentes.

Can, cannular et annular :

Une chambre de combustion de type « **Can** » est composée d'au moins une chambre de combustion, chacune contenue dans une caisse. A cause de son côté modulable, ce type de chambre de combustion fut utilisé dans les premiers développements des moteurs turbo-jets.

Le type « **cannular** » consiste en une série de chambres de combustion cylindriques disposées en un anneau commun. Ce type de chambre de combustion fut longtemps le type le plus répandu dans les turbines d'avions mais il a été remplacé sur les avions les plus récents par des chambres de combustion « **annular** ». Ce dernier type est constitué d'une unique chambre de combustion avec une section d'arrivée de gaz annulaire. Ce type annular s'impose maintenant comme le leader pour les futurs systèmes de propulsion et cela grâce à divers avantages :

- L'uniformité de la zone de combustion augmentée
- La simplicité de conception
- Réduction des surfaces linéaires
- Une longueur de chambre plus petite

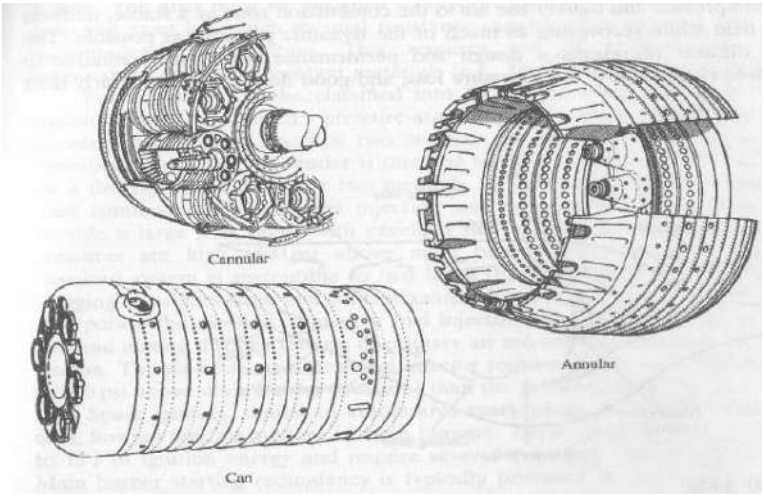


Figure 2-23: Trois types de chambres de combustion

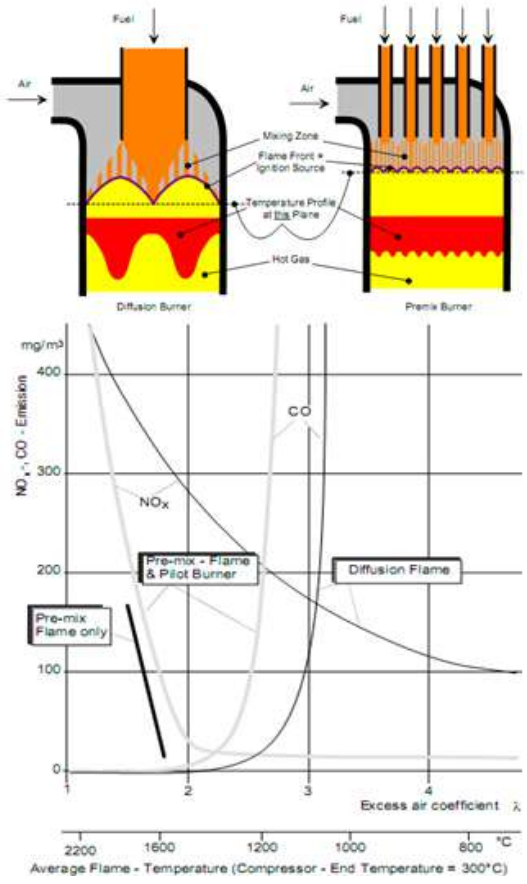
2.11.2 Théorie de la combustion

Considérons un système de combustion brûle GN (CH4), afin d'obtenir un air de flamme devrait être disponible en même temps que la chaleur, de sorte que la chaleur enflamme le mélange air / carburant pour faire une flamme.

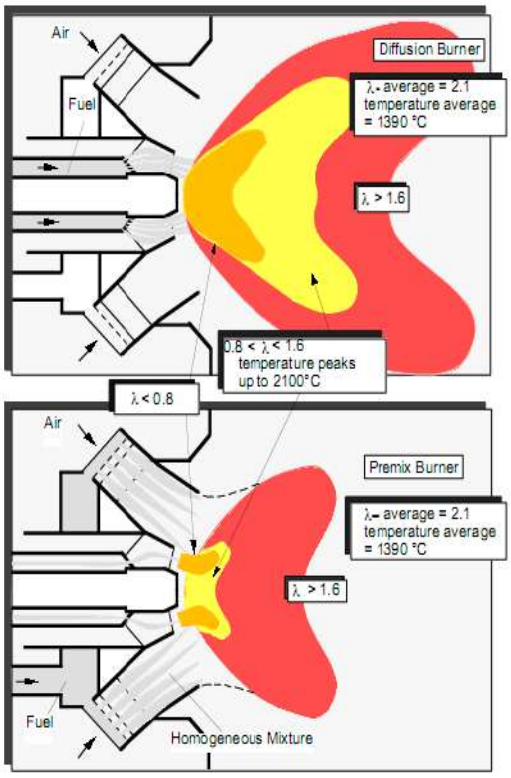
Le processus a la règle que le rapport air / carburant doit être une certaine valeur (la valeur stœchiométrique) cette valeur est la valeur théorique pour une combustion complète à haute température de flamme. Si le rapport air / carburant est inférieur à la valeur théorique, l'air de combustion et la température de la flamme seront trop élevés pour que les NOx augmentent en raison de la température de combustion élevée et d'autre part si le rapport air / carburant est trop élevé. S'échappera à cause du refroidissement et si la flamme s'est stabilisée, la combustion sera incomplète en raison de faible température de la flamme et cela conduira à une augmentation du monoxyde de carbone.

Il y a deux types de flammes :

1- Flamme de diffusion



2 - Flamme de pré-mélange



La flamme de diffusion est produite quand le combustible sort du brûleur et commence à se mélanger à l'air librement par la différence de concentration entre l'air et le combustible, ce processus est appelé diffusion parce que l'air / carburant est diffusé entre eux. Valeur du rapport air / carburant (inférieure à la valeur théorique) la flamme démarre mais plus tôt que

nécessaire, de sorte que la combustion sera incomplète et sa température sera trop élevée fournissant un bon environnement pour la production de NOx, donc le problème est que la flamme commence plus tôt que nécessaire alors la solution sera :

Mélanger l'air avec le carburant au rapport air / carburant requis avant d'entrer dans la zone de combustion afin que le mélange brûle directement sans délai de diffusion et en même temps il brûle complètement avec une température de flamme et une longueur de flamme modérées. 'Premix' 'pour diminuer la production de NOx plus.

La combustion du prémélange est fournie avec une quantité supplémentaire d'air (excès d'air) cet air pénètre dans la réaction de combustion sous forme d'air et sort comme l'air mais la différence est que l'air pénètre dans le froid et devient chaud à cause de la combustion à partir de la combustion, un tel rejet de chaleur à l'intérieur de l'excès d'air conduit à un abaissement de la température de la flamme et ainsi la production de NOx sera inférieure à l'état de la flamme de diffusion. La flamme de pré-mélange a un sérieux inconvénient qui est l'instabilité.

Les stabilités à la flamme sont de deux catégories

- ***Statique***
- ***Dynamique***

- **La stabilité statique de la flamme :** est sa capacité à rester sans éteindre, la flamme de pré-mélange est faible en raison de la combustion pauvre, de sorte qu'elle pourrait facilement s'éteindre et s'éloigner de son point de fixation dans la zone de combustion.

- **La stabilité dynamique de la flamme :** est sa capacité à surmonter l'extinction et le rallumage à proximité de la limite d'éclatement « lean blow-out » (LBO) ou à rester stable au débit de carburant ou à l'oscillation du flux d'air (dynamique de combustion ou bourdonnement).

Pour augmenter la stabilité de la flamme pré-mélangée, une quantité supplémentaire de combustible est ajoutée et brûlée par le mécanisme de diffusion (flamme plus stable), donc cette petite flamme de diffusion stabilise statiquement et dynamiquement la flamme de pré-mélange principale et cette flamme est appelée «flamme pilote».

En raison de la combustion du combustible par deux types de combustion (diffusion

comme pilote et pré-mélange comme flamme principale), le nom du brûleur sera donc un brûleur hybride. L'utilisation du mode pré-mélange dans la combustion réduit les émissions de NOx de 300 ppm en diffusion à 25 ppm chez l'opérateur hybride.

2.11.3 Chambre de combustion (C.C) ΔP

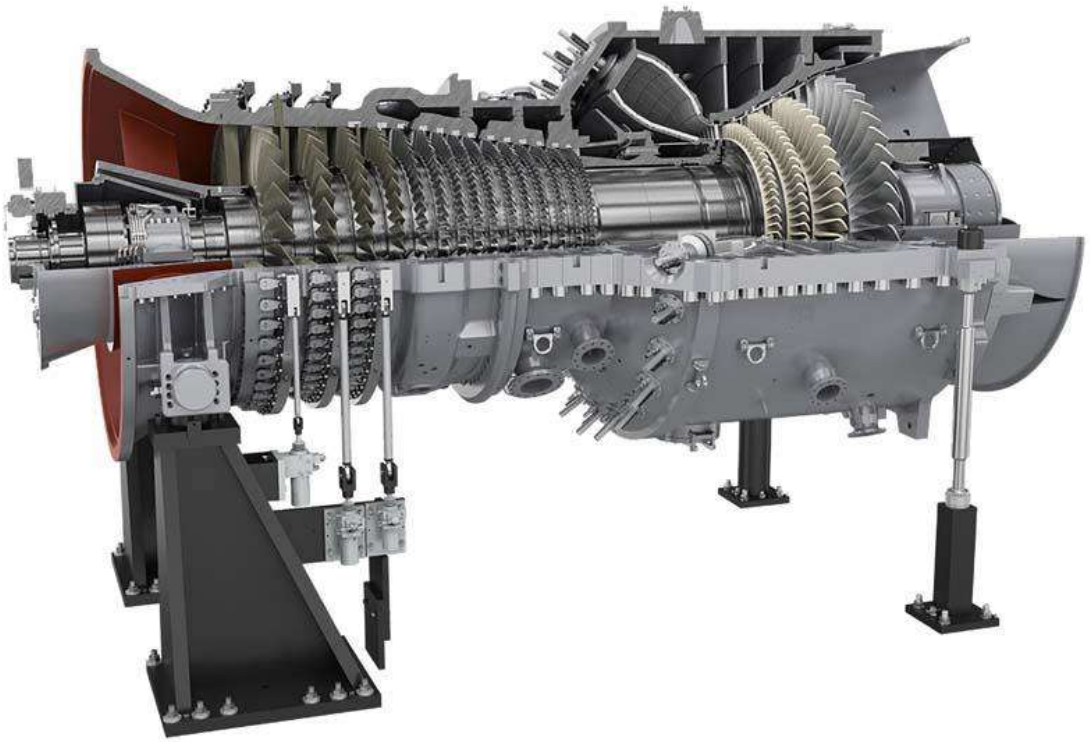
En raison de la trajectoire compliquée de l'air de décharge et des brûleurs, la pression de refoulement du compresseur chute à travers la chambre de combustion à la même valeur, cette valeur doit être observée et comparée à la pression de refoulement du compresseur comme suit :

$$\text{Dissipation de pression relative} = \frac{\Delta P_{C.C}}{\Delta P_{C.R}} \times 100$$

Si DPR est inférieur à 1,8% cela signifie que le 'C.C. ΔP' est faible en raison de l'usure de C.C. corps ou C.C. des passages de refroidissement.

Bilan énergétique

TURBINE A GAZ
V94.3A (SGT5-4000F)
SIEMENS.



2.12 Bilan énergétique de la turbine à gaz

2.12.1 Le diffuseur

2.12.1.1 Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur

- ***Pression statique :*** $P_0 = P_{atm} = 1.013$ bar (mesurée).

- ***Température statique :*** $T_{amb} = 10°C$ (mesurée).

- ***Masse volumique :***

$$\rho_0 = \frac{P_0}{T_0 \times r_0} = \frac{1.013 \times 10^5}{283 \times 287.058} = 1.2469 \quad Kg/m^3$$

- ***Vitesse du son :***

$$a_0 = \sqrt{\gamma_0 \times r_0 \times T_0} = \sqrt{1.4014 \times 287.058 \times 283} = 337.4108 \text{ m/s}$$

La section et le débit massique sont connus donc on peut calculer la vitesse :

$$\dot{m} = \rho_0 \times V_0 \times S_0 \rightarrow V_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \times S_0} = \frac{650}{1.2469 \times 15.29} = 34.0937 \text{ m/s}$$

On a le nombre de Mach à l'entrée :

$$M_0 = \frac{V_0}{a_0} = \frac{34.0937}{337.4108} = 0.1010$$

2.12.1.2 Bilan énergétique du diffuseur

L'air n'échange aucun travail ni chaleur, donc : $W_{01} = Q_{01} = 0$, donc l'équation d'énergie appliquée entre l'entrée et la sortie du diffuseur se résume à l'équation suivante :

$$(H_1 - H_0) + \frac{1}{2} \times (V_1^2 - V_0^2) = 0$$

Pour le calcul de la vitesse axiale, on considère la section S1 à l'entrée du compresseur, qui est perpendiculaire au vecteur de la vitesse, est on utilise la relation :

$$\dot{m} = \rho_1 \times V_1 \times S_1 \rightarrow V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \times S_1} = \frac{650}{1.2469 \times 8.43} = 61.8378 \text{ m/s}$$

$$\text{Donc} \quad (H_1 - H_0) = -\frac{1}{2} \times (V_1^2 - V_0^2) = -\frac{1}{2}(61.8378^2 - 34.0937^2)$$

$$(H_1 - H_0) = -1.3307 \text{ KJ/Kg.}$$

« On constate alors une chute d'enthalpie expliquée par le fait que le fluide à subit une détente ».

- ***Température statique à la sortie du diffuseur***

$$H_1 - H_0 = Cp \times (T_1 - T_0) \rightarrow T_1 = T_0 + \frac{H_1 - H_0}{Cp}$$

$Cp = 1.004\ KJ/Kg.K$

$$\text{Alors } T_1 = 283 + \frac{-1.3307}{1.004} = 281.67\ K.$$

« On constate une diminution de température due à la chute d'enthalpie, le fluide subit un refroidissement ».

- ***Vitesse locale du son à la sortie du diffuseur***

$$a_1 = \sqrt{\gamma_1 \times r_1 \times T_1} = \sqrt{1.4014 \times 287.058 \times 281.67} = 336.6171\ m/s$$

On a le nombre de mach à la sortie :

$$M_1 = \frac{V_1}{a_1} = \frac{61.8378}{336.6171} = 0.1837$$

- ***Pression statique à la sortie***

On a

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow P_1 = P_0 \times \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = 1.013 \times \left(\frac{283}{281.67}\right)^{\frac{1.4014}{1-1.4014}} = 0.9964 bar.$$

- ***Température totale***

$$T_{t1} = T_1 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_1^2\right] = 281.67 \times \left[1 + \frac{1.4014-1}{2}(0.1837)^2\right] = 283.72\ K.$$

- ***Pression totale***

$$P_{t1} = P_1 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_1^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0.9964 \times \left[1 + \frac{1.4014-1}{2}(0.1837)^2\right]^{\frac{1.4014}{1.4014-1}} = 0.9964 bar.$$

- ***Rendement du diffuseur***

Nous avons :

$$\eta_D = \frac{P_{t1}}{P_a} = \frac{0.9964}{1.013} = 0.9838 \Longrightarrow \text{Le rendement du diffuseur est de } 98.38\ \%$$

2.12.2 Le compresseur

Paramètres nécessaires pour le calcul du compresseur :

Paramètre	entrée	sortie	unité
pression	0.9964	14.5	bar
Température	281.15	667	°K
Cp	1.0016	1.0719	KJ/Kg K
γ	1.4017	1.3658	-
R	287.058	287.058	KJ/Kg K
ρ	1.2469	7.573	KJ/Kg K

2.12.2.1 Bilan énergétique du compresseur

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie du compresseur est donné par l'équation :

$$H_1 + \frac{1}{2}V_1^2 + W_C = H_2 + \frac{1}{2}V_2^2$$

Ou $$H_{t1} + W_C = H_{t2}$$

Alors $$W_C = \overline{Cp}(T_{t2} - T_{t1})$$

En utilisera cette équation pour le calcul du travail du compresseur.

2.12.2.2 Calcul des paramètres thermodynamiques du compresseur

- ***Masse volumique***

  On a :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{T_2 \times r_2} = \frac{14.5 \times 10^5}{667 \times 287.058} = 7.5730 \quad Kg/m^3$$

- ***Vitesse à la sortie du compresseur***

  On considère la section S2 à la sortie du compresseur perpendiculaire au vecteur de la vitesse, et on utilise la relation :

$$\dot{m} = \rho_2 \times V_2 \times S_2 \rightarrow V_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \times S_2} = \frac{650}{7.5730 \times 1.47} = 58.3886 \text{ m/s}$$

- ***Vitesse du son à la sortie du compresseur a_2***

$$a_2 = \sqrt{\gamma_2 \times r_2 \times T_2} = \sqrt{1.3955 \times 287.058 \times 667} = 516.9072 \text{ m/s}$$

Indice adiabatique pour différents gaz[6,7]

Temp.	Gaz	γ	Temp.	Gaz	γ	Temp.	Gaz	γ
−181 °C	H_2	1,597	200 °C	Air sec	1,398	20 °C	NO	1,400
−76 °C		1,453	400 °C		1,393	20 °C	N_2O	1,310
20 °C		1,410	1000 °C		1,365	−181 °C	N_2	1,470
100 °C		1,404	2000 °C		1,088	15 °C		1,404
400 °C		1,387	0 °C	CO_2	1,310	20 °C	Cl_2	1,340
1000 °C		1,358	20 °C		1,300	−115 °C	CH_4	1,410
2000 °C		1,318	100 °C		1,281	−74 °C		1,350
20 °C	He	1,660	400 °C		1,235	20 °C		1,320
20 °C	H_2O	1,330	1000 °C		1,195	15 °C	NH_3	1,310
100 °C		1,324	20 °C	CO	1,400	19 °C	Ne	1,640
200 °C		1,310	−181 °C	O_2	1,450	19 °C	Xe	1,660
−180 °C	Ar	1,760	−76 °C		1,415	19 °C	Kr	1,680
20 °C		1,670	20 °C		1,400	15 °C	SO_2	1,290
0 °C	Air sec	1,403	100 °C		1,399	360 °C	Hg	1,670
20 °C		1,400	200 °C		1,397	15 °C	C_2H_6	1,220
100 °C		1,401	400 °C		1,394	16 °C	C_3H_8	1,130

Figure 2-24 : indice adiabatique pour air.

- ***Nombre de mach à la sortie du compresseur***

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} = \frac{58.3886}{516.9072} = 0.1129$$

- ***Température totale à la sortie du compresseur T_{t2}***

$$T_{t2} = T_2 \times \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_2^2\right] = 667 \times \left[1 + \frac{1.3955 - 1}{2}(0.1129\ )^2\right] = 668.6812 \text{ K.}$$

- ***Rendement isentropique du compresseur***

$$\eta_{is\,c} = \frac{T_{t\,is2} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}}$$

On cherche $T_{t\,is2}$!

- ***Pression totale à la sortie du compresseur P_{t2}***

$$P_{t2} = P_2 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_2^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 14.5 \times \left[1 + \frac{1.3955-1}{2}(0.1837)^2\right]^{\frac{1.3955}{1.3955-1}} = 14.8442 \text{ bar.}$$

N.B : Là encore, nous utiliserons pour le calcul des paramètres de la transformation (évolution thermodynamique) les valeurs moyennes des paramètres γ et Cp, nous prendrons pour le calcul des points (température et pression constantes) les valeurs locales de γ et C_p.

- ***Calcul de $\overline{\gamma}$ et $\overline{C_p}$***

$$\overline{\gamma} = \frac{\gamma_1+\gamma_2}{2} = \frac{1.4014+1.3955}{2} = 1.3984\,.$$

$$\overline{C_p} = \frac{C_{p1}+C_{p2}}{2} = \frac{1.004+1.012}{2} = 1.008 \text{KJ/Kg}\,.\,\text{K.}$$

$$C_{P2} = \frac{R\times\gamma}{\gamma-1} = \frac{287.058\times1.3955}{0.3955} = 1.012 \text{KJ/Kg}\,.\,\text{K.}$$

- ***Température isentropique du compresseur $T_{t\,is2}$***

$$\frac{T_{is2}}{T_{t1}} = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}}\right)^{\frac{\overline{\gamma}-1}{\overline{\gamma}}} \Longrightarrow T_{is2} = 283.72 \times \left(\frac{14.8442}{0.9964}\right)^{\frac{1.3984-1}{1.3984}} = 612.5044 \text{ K.}$$

- ***Rendement isentropique du compresseur $\eta_{is\,c}$***

$$\eta_{is\,c} = \frac{T_{t\,is2}-T_{t1}}{T_{t2}-T_{t1}} = \frac{612.5044-283.72}{668.6812-283.72} = \frac{328.7844}{3849612} = 0.8540 \Longrightarrow \eta_{is\,c} = 85.40\%$$

- ***Rendement poly tropique du compresseur η_{pc}***

$$\eta_{pc} = \frac{\overline{\gamma}-1}{\overline{\gamma}} \times \frac{\text{Ln}\frac{P_{t2}}{P_{t1}}}{\text{Ln}\frac{T_{t2}}{T_{t1}}} = \frac{1.3984-1}{1.3984} \times \frac{\text{Ln}\frac{14.8442}{0.9964}}{\text{Ln}\frac{668.6812}{283.72}} \Longrightarrow \eta_{pc} = 0.8976 = 89.76\%$$

- ***Coefficient poly tropique K***

$$\frac{K-1}{K} = \frac{\overline{\gamma}-1}{\overline{\gamma}\times\eta_{pc}} \Longrightarrow \frac{1}{K} = 1 - \frac{\overline{\gamma}-1}{\overline{\gamma}\times\eta_{pc}} = \frac{1.3984-1}{1.3984\times0.8976} = 0.3173 \Longrightarrow K = 3.1515$$

- ***Travail réel du compresseur W_c***

$$W_c = \overline{C_p} \times (T_{t2} - T_{t1}) = 1.008 \times 10^3 (668.6812 - 283.72) \Longrightarrow W_c = 388.0408\ KJ/Kg$$

- ***Travail idéal du compresseur W_{isc}***

$$W_{isc} = \overline{C_p} \times (T_{t\,is2} - T_{t1}) = 1.008 \times 10^3 (612.5044 - 283.72)$$

$$\Longrightarrow W_{isc} = 331.414\ KJ/Kg$$

2.12.3 La chambre de combustion

Paramètres nécessaires au calcul de la chambre de combustion :

Paramètre	entrée	sortie	unité
pression	14.5	13.6009	bar
Température	679.08	1439.7482	°k
Cp	1.0719	1.2825	KJ/Kg K
γ	1.3658	1.2944	-
R	287.058	283.0575	KJ/Kg K
ρ	7.4371	3.5165	KJ/Kg K

Rapport du mélange air-combustible	$f = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} = \frac{1}{47} = 0.020$
Combustible utilisé	**gaz naturel.**
Pouvoir calorifique inférieur	Q_i = PCI = 8.5765 thermie/Cm^3 = 35908.09 KJ
Pouvoir calorifique inférieur	$\rho_g = 0.762\ Kg/m^3$
Masse moléculaire	$M_g = 18.92\ g/mol$

2.12.3.1 Bilan énergétique de la chambre de combustion

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de la chambre de combustion est donné par l'équation :

$$(Q+W)_{23}=(H_3-H_2)+\frac{1}{2}(V_3^2-V_2^2)$$

$$(Q+W)_{23}=(H_{t3}-H_{t2})$$

La combustion n'échange pas de travail on aura donc :

$$W_{23}=0 \Longrightarrow Q_{23}=H_{t3}-H_{t2}=\overline{Cp}(T_{t3}-T_{t2})$$

Et on sait que $H_{t3}-H_{t2}=\eta_{cc}.Pci.f$

Donc on obtient $T_{t3}-T_{t2}=\frac{\eta_{cc}.Pci.f}{\overline{Cp}}$

2.12.3.2 Calcul thermodynamique pour la chambre de combustion

- ***Masse moléculaire du mélange gazeux M_m***

$$M_m=M_a+f\,M_g=28{,}976+\frac{1}{47}18.92=29.3785\ \text{g/mol}$$

- ***Constante du mélange gazeux r***

$$r=\frac{R}{M_m}\Longrightarrow r=\frac{8.3134}{0.02937}=283.0575\ \text{J Kg/K}$$

- ***Chaleur spécifique du mélange Cp***

$$\overline{C_p}=\frac{\gamma_m}{\gamma_m-1}\times r \Longrightarrow \overline{C_p}=\frac{1.2944\times283.0575}{1.2944-1}=1.2445\ \text{KJ/Kg . K}$$

- ***Masse volumique***

$$\rho_3=\frac{P_3}{T_3\times r_3}=\frac{14.5\times10^5}{1423\times283.0575}=3.5998\ \text{Kg/m}^3$$

- ***Vitesse à la sortie de la chambre de combustion***

$$\dot{m}=\rho_3\times V_3\times S_3 \Longrightarrow V_3=\frac{\dot{m}}{\rho_3\times S_3}=\frac{668.6}{3.5998\times1.184}=156.8774\ \text{m/s}$$

- ***Vitesse du son a_3***

$$a_3=\sqrt{\gamma_3\times r_3\times T_3}=\sqrt{1.2944\times287.058\times1430}=728.9321\ \text{m/s}$$

- ***Nombre de mach à la sortie chambre de combustion***

$$M_3 = \frac{V_3}{a_3} = \frac{156.8774}{728.9321} = 0.2152$$

- ***Température totale à la sortie de la chambre de combustion T_{t3}***

$$T_{t3} = T_3 \times \left[1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} \times M_3^2\right] = 667 \times \left[1 + \frac{1.2944 - 1}{2}(0.2152\ )^2\right] = 1439.7482\ \text{K.}$$

- ***Pression statique P_3***

$$\frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{\gamma_3}{\gamma_2}\right)^{\frac{1}{2}} \times \frac{M_2}{M_3} \times \left(\frac{r_3 \times T_3}{r_2 \times T_2}\right)^{\frac{1}{2}} \times \frac{S_2}{S_3}(1 + f) \Longrightarrow P_3 = 13.6009\ \text{Bar.}$$

- ***Pression totale P_{t3}***

$$P_{t3} = P_3 \times \left[1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} \times M_3^2\right]^{\frac{\gamma_3}{\gamma_3 - 1}} = 13.6009 \times \left[1 + \frac{1.2944 - 1}{2}(0.2152\ )^2\right]^{\frac{1.2944}{1.2944 - 1}}$$

$$\Longrightarrow \mathbf{P_{t3}} = 14.0122\ \text{bar.}$$

- ***Perte relative de pression***

$$\Delta P = P_{t2} - P_{t3} = 14.8442 - 14.0122 = 0.832$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{P_{t2} - P_{t3}}{P_{t2}} = \frac{0.832}{14.8442} = 5.60\ \%$$

2.12.4 La turbine

Paramètres qui caractérisent l'entrée de la turbine :

Paramètre	entrée	sortie	unité
Pression	**13.6009**	**1.013**	**bar**
Température	**1439.7482**	**823.5**	**°k**
Cp	**1.2825**	**1.1538**	**KJ/Kg K**
γ	**1.2944**	**1.3370**	**-**
R	**283.0575**	**283.0575**	**KJ/Kg K**
ρ	**3.5165**	**0.4156**	**KJ/Kg K**

2.12.4.1 Bilan énergétique de la turbine

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de la turbine est donné par l'équation :

$$H_3 + \frac{1}{2}V_3^2 = H_4 + \frac{1}{2}V_4^2 + W_T$$

$$\text{Ou} \qquad W_T = (H_3 + \tfrac{1}{2}V_3^2) - (H_4 + \tfrac{1}{2}V_4^2)$$

$$\text{Ce qui donne} \qquad W_T = H_{t3}\text{-}H_{t4} = \overline{Cp}.(T_{t3} - T_{t4})$$

« En utilisera cette équation pour le calcul du travail de la turbine ».

2.12.4.2 Calcul thermodynamique pour la turbine

- ***Calcul de $\overline{\gamma}$ et $\overline{C_p}$***

$$\overline{\gamma} = \frac{\gamma_3+\gamma_4}{2} = \frac{1.2944+1.3370}{2} = 1.3157\,.$$

$$\overline{C_p} = \frac{C_{p3}+C_{p4}}{2} = \frac{1.2825+1.1538}{2} = 1.2181 \text{KJ/Kg}\,.\,\text{K}.$$

- **Température isentropique totale T_{is4}**

$$\frac{T_{t3}}{T_{is4}} = \left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}}\right)^{\frac{\overline{\gamma}-1}{\overline{\gamma}}} \Longrightarrow T_{is4} = \frac{T_{t3}}{\left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}}\right)^{\frac{\overline{\gamma}-1}{\overline{\gamma}}}} = \frac{1439.7482}{\left(\frac{14.0122}{1.013}\right)^{\frac{1.3157-1}{1.3157}}}$$

$$\Longrightarrow T_{is4} = 766.6390\ \text{k}$$

- ***Masse volumique***

$$\rho_4 = \frac{P_4}{T_4 \times r_4} = \frac{1.013 \times 10^5}{823.5 \times 283.0575} = 0.4345\ \ \text{Kg/m}^3$$

- ***Vitesse à la sortie de la turbine***

$$\dot{m} = \rho_4 \times V_4 \times S_4 \Longrightarrow V_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 \times S_4} = \frac{668.6}{0.4345 \times 13.57} = 113.3957\ \text{m/s}$$

- ***Vitesse du son a_4***

$$a_4 = \sqrt{\gamma_4 \times r_4 \times T_4} = \sqrt{1.3370 \times 287.0575 \times 823.5} = 562.1884\ \text{m/s}$$

- ***Nombre de mach à la sortie de la turbine***

$$M_4 = \frac{V_4}{a_4} = \frac{113.3957}{562.1884} = 0.2017$$

- ***Température totale à la sortie de la turbine T_{t4}***

$$T_{t4} = T_4 \times \left[1 + \frac{\gamma_4 - 1}{2} \times M_4^2\right] = 823.5 \times \left[1 + \frac{1.3370 - 1}{2}(0.2017\ )^2\right] = 829.1451\text{K}.$$

- ***Coefficient poly-tropique de la turbine k***

$$\eta_{pc} \times \frac{\bar{\gamma} - 1}{\bar{\gamma}} = \frac{K - 1}{K} = \frac{\ln \frac{T_{t4}}{T_{t3}}}{\ln \frac{P_{t4}}{P_{t3}}} = 1.7011 \Longrightarrow K = 1.4263$$

- **Travail réel de la turbine W_T**

$$W_T = \overline{Cp}.\,(T_{t3} - T_{t4}) = 1.2181 \times 1000 \times (1439.7482 - 829.1451)$$

$$\Longrightarrow W_T = 743.7750\ \text{KJ/Kg}$$

- ***Travail idéal de la turbine W_{Tis}***

$$W_T = \overline{Cp}.\,(T_{t3} - T_{is4}) = 1.2181 \times 1000 \times (1439.7482 - 766.6390)$$

$$\Longrightarrow W_{Tis} = 819.9143\ \text{KJ/Kg}$$

- ***Rendement idéal de la turbine η_{Tis}***

$$\eta_{Tis} = \frac{W_T}{W_{Tis}} = \frac{743.7750}{819.9143} = 90.71\%$$

- ***Rendement poly-tropique de la turbine η_P***

$$\eta_P = (1 - \bar{\gamma}) \times K + \bar{\gamma} \Longrightarrow \eta_P = 86.54\%$$

- ***Travail utile W_U***

$$W_U = W_t - W_c = 743.7750 - 388.0408$$

$$\Longrightarrow W_U = 355.7342\ \text{KJ/Kg}$$

- ***Puissance de la turbine P_t***

$$P_t = \dot{m} \times W_t = 668.6 \times 743.7750 \Longrightarrow P_t = 497.2879\ MW$$

- ***Puissance du compresseur P_c***

$$P_c = \dot{m}_a \times W_c = 650 \times 388.0408 \Longrightarrow P_c = 252.226\ MW$$

- ***Puissance utile P_u***

$$P_u = P_t - P_c = 497.2879 - 252.226 \Longrightarrow P_u = 245.0619\ MW$$

- ***Rendement thermique η_{th}***

$$\eta_{th} = \frac{W_U}{Q_{23}} = \frac{W_U}{\overline{Cp}.(T_3 - T_2)} = \frac{355.7342 \times 10^3}{1.2445 \times 10^3 \times (1430 - 679.08)}$$

$$\Longrightarrow \eta_{th} = 38.06\%$$

- ***Rendement global***

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m} \times PCI} = \frac{245.0619 \times 10^3}{18.6 \times 35908.09} \Longrightarrow \eta_g = 36.69\%$$

- ***Rendement mécanique***

$$\eta_g = \eta_m \times \eta_{th} \Longrightarrow \eta_m = \frac{\eta_g}{\eta_{th}} \Longrightarrow \eta_m = \frac{36.69}{38.06} = 96.40\%$$

- ***La consommation spécifique CS***
- **CS [KJ/KWh]** $= \frac{3600}{\eta_g} = \frac{3600}{0.3669} \Longrightarrow$ **CS [KJ/KWh] = 9811,9378 KJ/KWh**
- **CS [Kg/KWh]** $= \frac{\text{CS [KJ/KWh]}}{PCI} = \frac{9811,9378}{48713,22} =$ **0,2014 Kg/KWh**

3 Introduction

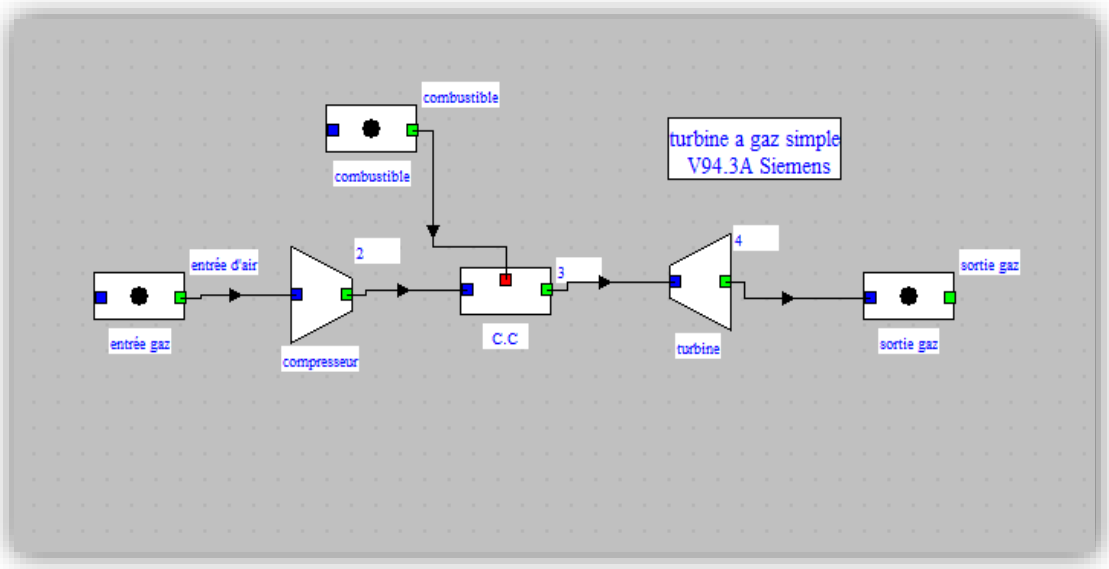
Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, compte tenu des puissances unitaires développées élevées, à de faciles adaptations, à des régimes variables des processus d'exploitation et à de modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparations de plus en plus élargies.

L'objectif de ce chapitre consiste à étudier l'influence de la température ainsi que la pression d'air ambiante sur les performances de la turbine à gaz simple, ensuit pour les autres chapitres on va appliquer la régénération en premier lieu, et en deuxième lieu l'injection de vapeur a l'amont de chambre et à la fin l'amélioration des paramètres thermochimiques de Combustion du méthane via l'enrichissement par hydrogène., et voir dans les déférents cas l'impact sur la puissance et le rendement de la turbine à gaz.

THERMOPTIM

3.1 Représentation de la turbine à gaz Simple sur THERMOPTIM et calculer son rendement

3.1.1 Création du schéma



Une turbine à gaz brûlant du gaz naturel sans dissociation aspire de l'air à 10 °C et 0.9966 bar et le comprime à 14.949 bar avec un débit de 650 Kg/s dans un compresseur de rendement poly-tropique 0.8976, puis les gaz brûlés sont détendus dans une turbine de rendement poly-tropique 0.8654, La température d'entrée turbine est 1166.74 °C.

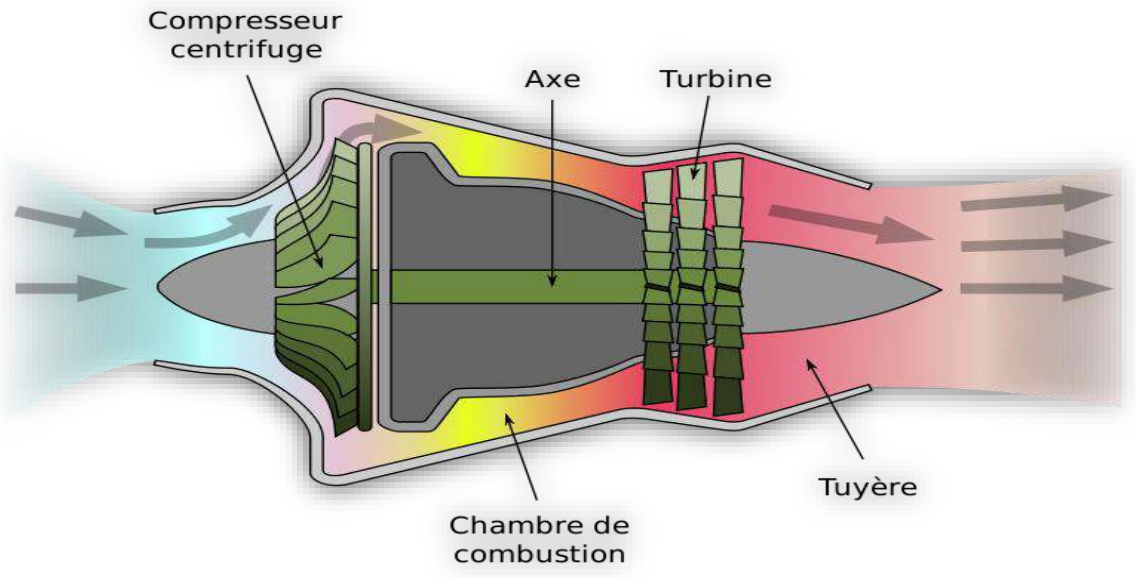


Figure 3-1: composants de TAG.

3.2 Paramétrage des points

3.2.1 L'entrée d'air et la compression

Le cycle a été modélisé en utilisant l'analyse thermodynamique pour la turbine à gaz simple. Pour Les conditions d'entrée ‘‘température ambiante et la pression’’

- Entrez l'état du corps au point "entrée d'air". On connaît sa pression (0.9966 bar) et sa température (10°C)
- Pour le point (2), sa pression est ‘p = 14.949’ bar et sa température 386.41°C, rendement poly-tropique égale 89.76%

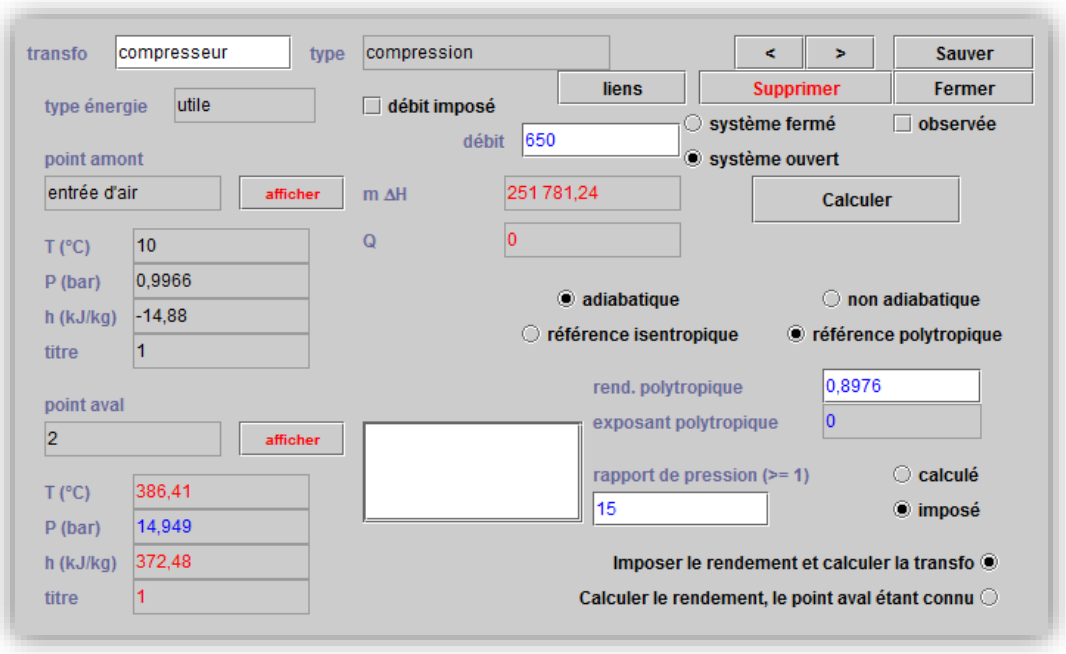


Figure 3-2 : l'entrée de l'air et la compression.

3.2.2 Chambre de combustion et la détente par la turbine :

- Le point 3 est à P = 14.949 bar et T = 1166.74 °C correspondant à la fin de la combustion.
- Le point 4 est à 1.0128 bar et 550.69°C avec rendement poly-tropique égale à 86.54%.

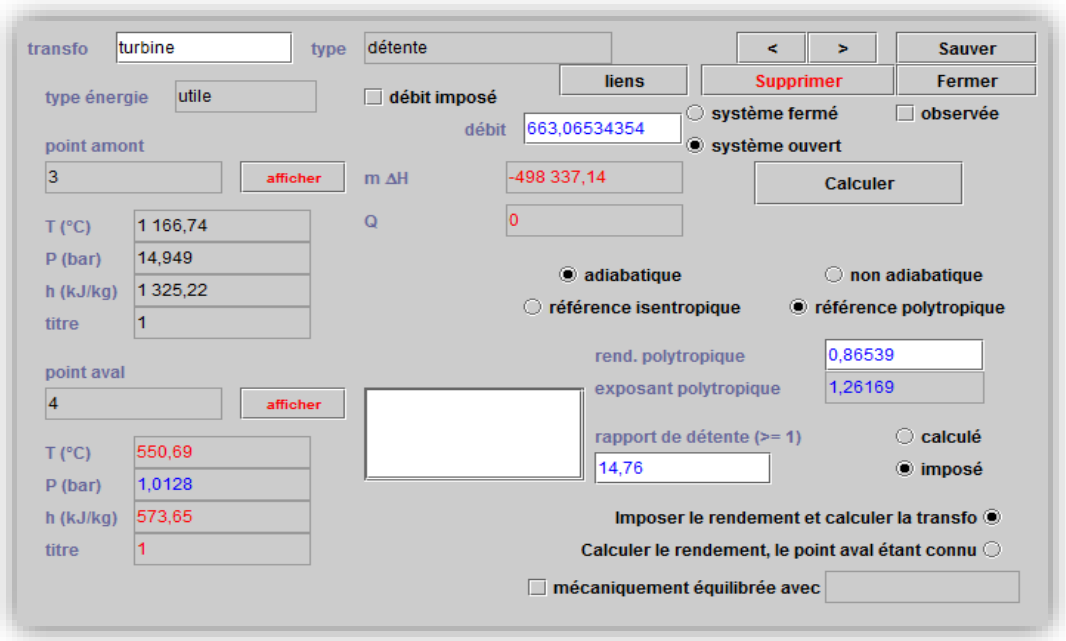


Figure 3-3: l'état de la combustion et la détente.

3.2.3 La composition du gaz de combustion et de l'air

Le gaz de combustion est sous pression de 28.5 bar et à 30°C de température.

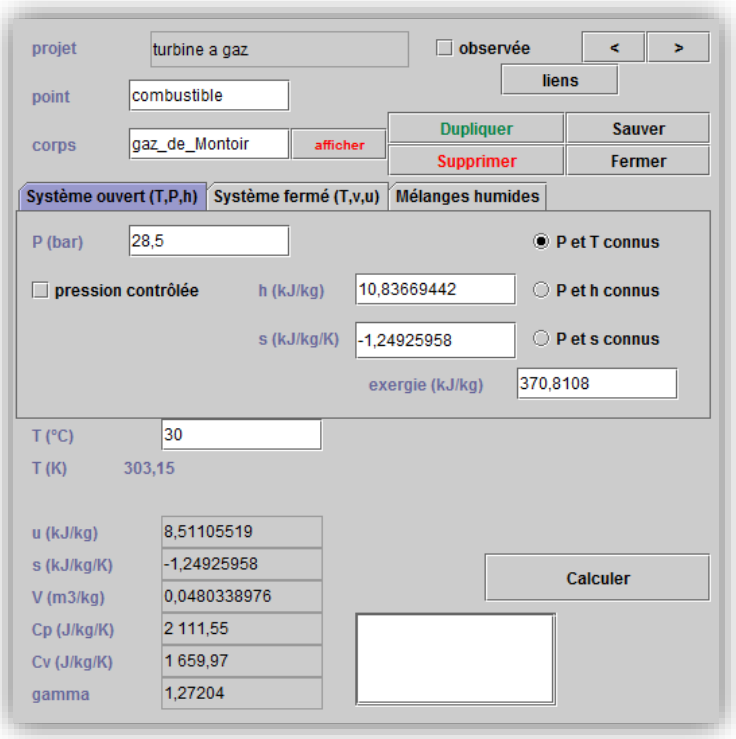


Figure 3-4: paramétrage du gaz naturel.

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
CH4 ` méthane	0,871	0,758966
C2H6 ` éthane	0,088	0,1437279
C3H8 ` propane	0,025	0,05987759
C4H10 ` n-butane	0,008	0,02525591
N2	0,008	0,01217253

Edition des lignes — Insérer — Copier — Supprimer — PCI = 48 713,22 (kJ/kg)

Figure 3-5: représente la composition du combustible.

De l'air a été aspirée et comprimé par un débit de 650 Kg/s avec la composition suivante :

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
N2	0,781	0,7555302
Ar	0,009	0,01241636
O2	0,21	0,2320534

Edition des lignes — Insérer — Copier — Supprimer — PCI = 0 (kJ/kg)

Figure 3-6: composition de l'air.

3.2.4 Rendement thermique et résultat

Le rendement thermique de la TAG du cycle simple obtenu est de 38.73% avec une énergie utile égale à 246.555 MW.

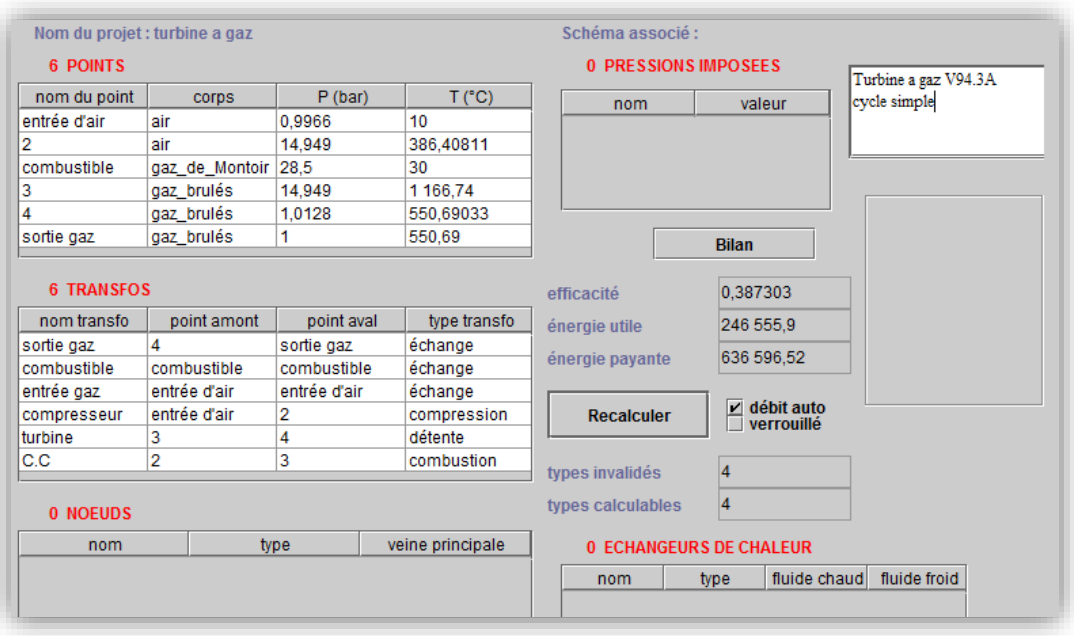


Figure 3-7: le bilan final de la TAG.

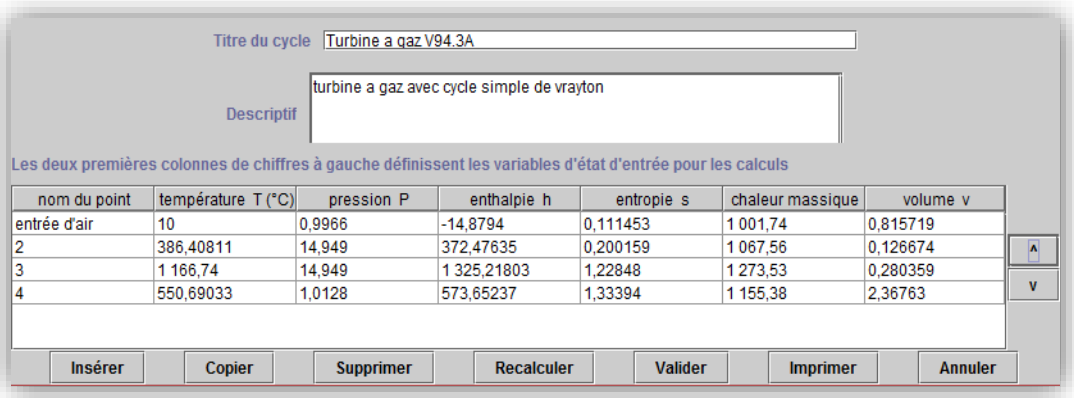


Figure 3-8: résultat de chaque état obtenu par THERMOPTIM.

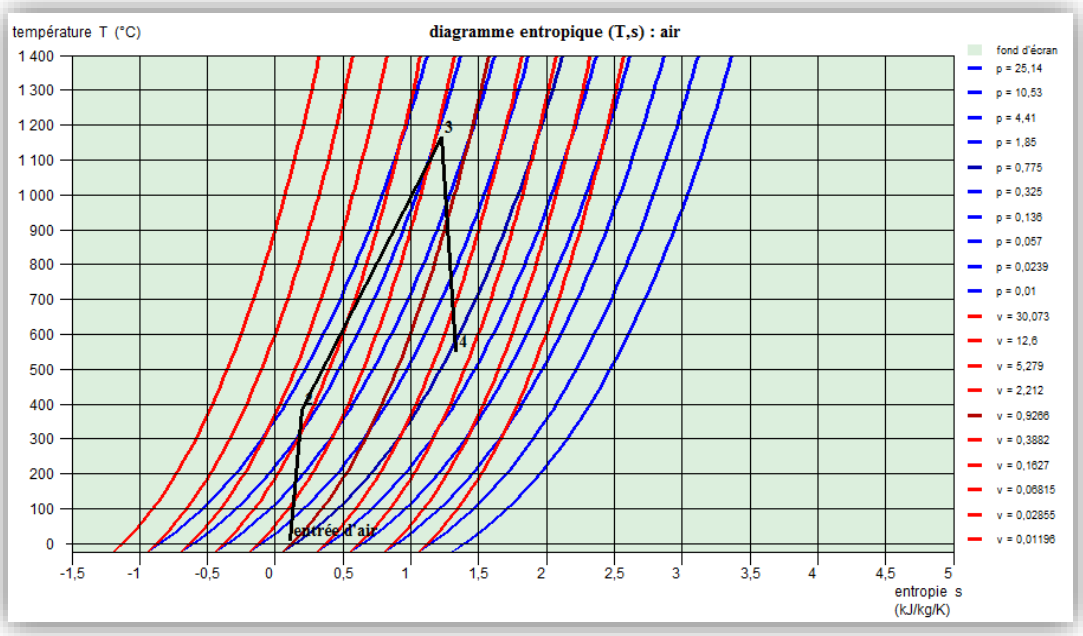


Figure 3-9: représente le cycle simple de la TAG dans le diagramme entropique.

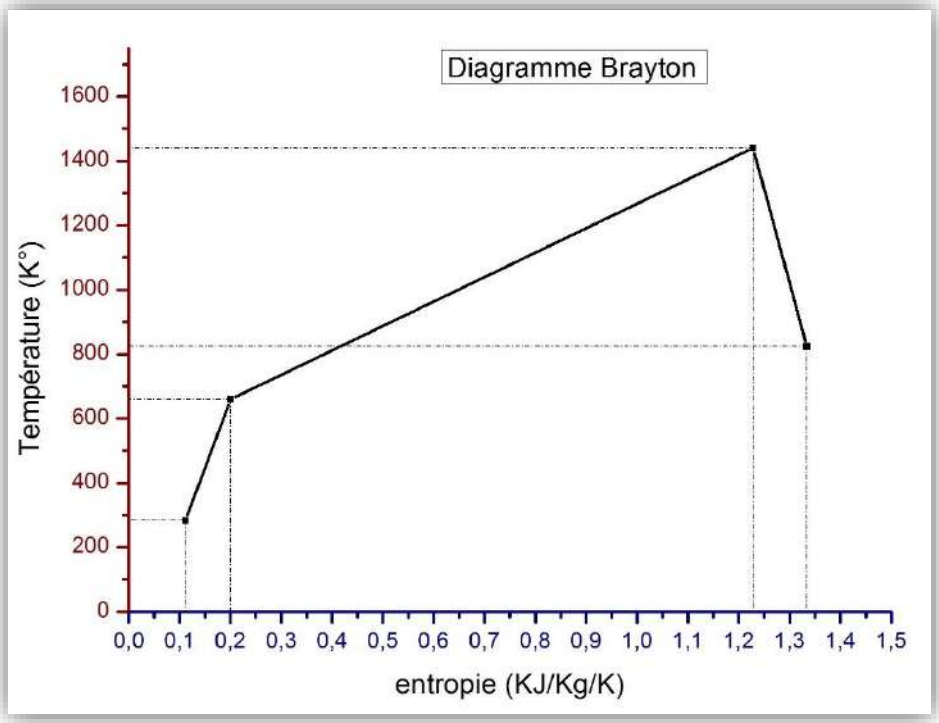


Figure 3-10: montre le cycle simple de brayton de la TAG modélisé par « ORIGIN 8 ».

3.3 Discussion

Les pertes de pression sont supposées dans cette étude. L'effet du rendement thermique, de la puissance et de la consommation de carburant spécifique sur les conditions de fonctionnement est analysé dans la section suivante.

3.3.1 Effet de la température ambiante

Turbine à gaz simple a différente temps, PCI = 48713,22						
%	°C	MW	MW	kg/s	KJ/KWH	Kg/KWH
Rendement	Temps	énergie utile	énergie payante	débit gaz	CS	CSC
39,36	-5	260,4065	661,5952	13,5784	9146,2485	0,1877
39,15	0	255,7817	653,2539	13,4072	9194,2280	0,1887
38,94	5	251,1647	644,9210	13,2361	9243,8053	0,1897
38,73	10	246,5559	636,5965	13,0653	9295,0480	0,1908
38,28	20	237,3358	619,9736	12,7241	9403,9956	0,1930
37,81	30	228,1804	603,3871	12,3837	9519,6289	0,1954
37,32	40	219,0643	586,8388	12,0441	9643,8215	0,1979

Tableau 3-1: montre effet de la température ambiante sur le rendement et l'énergie utile de la TAG.

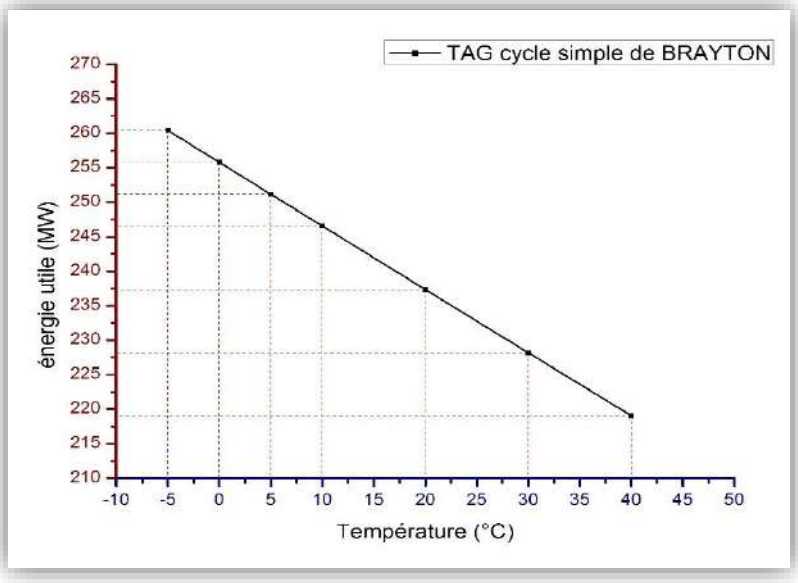


Figure 3-11: l'effet de la température ambiante sur l'énergie utile.

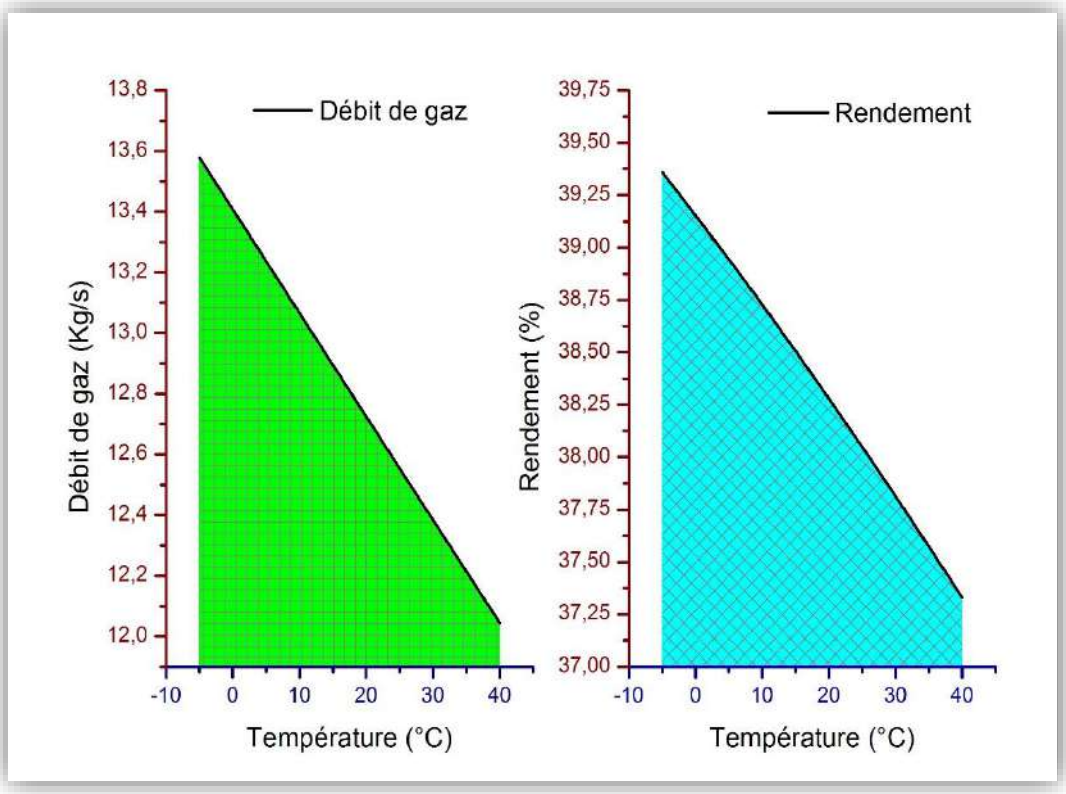


Figure 3-12: montre l'effet des déférentes températures ambiantes sur le débit de gaz et le rendement thermique

Conclusion (Figure 3-11) : avec l'augmentation de la température ambiante, une dégradation de la puissance utile remarquable est-ce la sert expliqué par la diminution de débit massique (voir Figure 3-12)

3.3.2 Effet de taux de compression τ

- ✓ **τ :** Taux de compression
- ✓ $\boldsymbol{\eta}$ **:** Rendement thermique.
- ❖ ***CS & CSC***

- $\mathbf{CS} = \frac{\mathbf{3600}}{\boldsymbol{\eta_{globale}}}$ En KJ/KWH
- $\mathbf{CSC} = \frac{\mathbf{CS}}{\mathbf{PCI}}$ En Kg/KWH

Turbine à gaz simple a T = -5°C					Turbine à gaz simple a T = 20°C				
%		MW	MW	Kg/s	%		MW	MW	Kg/s
η	τ	énergie utile	énergie payante	débit gaz	η	τ	énergie utile	énergie payante	débit gaz
39,36	**15**	260,4065	260,4065	13,57	**23,76**	**4**	187,5172	789,1832	16,19
24,11	**4**	196,9682	816,9018	16,76	**32,50**	**8**	230,8045	708,9684	14,55
33,19	**8**	246,7763	743,3505	15,25	**34,93**	**10**	237,2903	679,2934	13,94
35,69	**10**	255,6462	716,1168	14,69	**36,70**	**12**	239,8685	653,5314	13,41
39,06	**14**	262,2961	671,3526	13,77	**38,06**	**14**	240,0676	630,5987	12,94
40,26	**16**	262,6166	652,2828	13,38	**39,15**	**16**	238,7695	609,8510	12,51
42,06	**20**	260,2188	618,6573	12,69	**40,72**	**20**	233,4914	573,3090	11,76
Turbine à gaz simple à T = 5°C					**Turbine à gaz simple a T = 25°C**				
%		MW	MW	Kg/s	%		MW	MW	Kg/s
η	τ	énergie utile	énergie payante	débit gaz	η	τ	énergie utile	énergie payante	débit gaz
23.97	**4**	193,1803	805,7943	16,53	**23,68**	**4**	185,6000	783,6350	16,08
32.94	**8**	240,3616	729,5831	14,97	**32,41**	**8**	227,6193	702,1067	14,40
35.40	**10**	248,2961	701,3677	14,39	**34,77**	**10**	233,6840	671,9598	13,79
37.24	**12**	252,0709	676,8414	13,89	**36,51**	**12**	235,8146	645,7551	13,25
38.68	**14**	253,3778	655,0291	13,44	**37,85**	**14**	235,6501	622,4649	12,77
39.83	**16**	253,0435	635,2862	13,03	**38,91**	**16**	234,0190	601,3895	12,34
41,55	**20**	249,5107	600,4888	12,32	**40,43**	**20**	228,1924	564,2812	11,58
Turbine à gaz simple a T = 10°C					**Turbine à gaz simple a T = 35°C**				
%		MW	MW	Kg/s	%		MW	MW	Kg/s
η	τ	énergie utile	énergie payante	débit gaz	η	τ	énergie utile	énergie payante	débit gaz
23,90	**4**	191,2711	800,2560	16,42	**23,53**	**4**	181,8429	772,5549	15,85
32,81	**8**	237,1613	722,7067	14,83	**32,14**	**8**	221,2939	688,3979	14,12
35,24	**10**	244,6252	693,9975	14,24	**34,44**	**10**	226,3988	657,2746	13,48
37,06	**12**	248,0119	669,0607	13,73	**36,13**	**12**	227,7388	630,2637	12,93
38,48	**14**	248,9324	646,8671	13,27	**37,41**	**14**	226,8455	606,2270	12,44
39,60	**16**	248,2682	626,7996	12,86	**38,42**	**16**	224,5731	584,4929	11,99
41,28	**20**	244,1372	591,4131	12,13	**39,83**	**20**	217,5617	546,2187	11,21

Tableau 3-2: montre l'effet de la température ambiante et τ sur le η sur la TAG

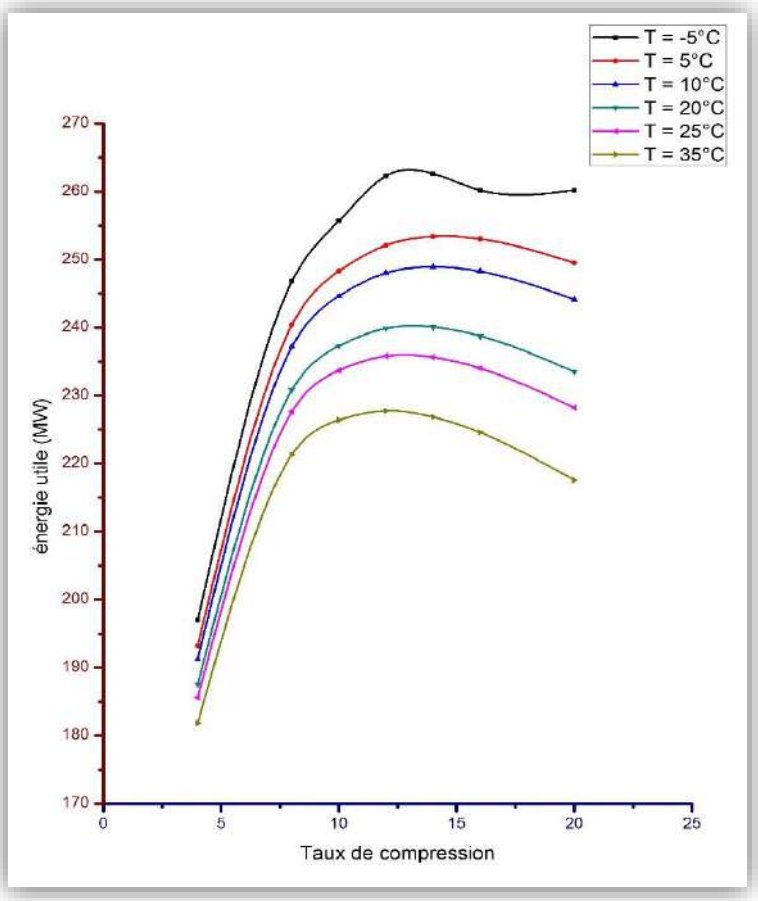


Figure 3-13: montre l'effet de taux de compression sur l'énergie utile à des déférentes températures ambiantes.

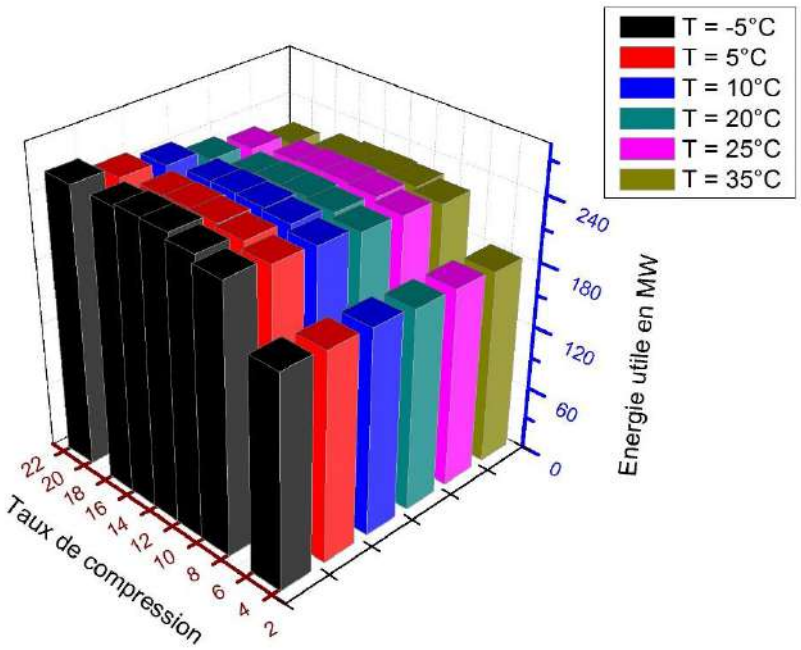


Figure 3-14: montre l'effet de taux de compression sur l'énergie utile à des déférentes températures ambiantes en 3D.

Commentaire : On peut voir que l'énergie utile diminue avec l'augmentation de la température ambiante tout en diminuant le taux de compression de τ de 4 à 16.

3.3.3 Effet de la température à l'entrée de la turbine

TAG simple, T3 = 1050°C		**TAG simple, T3 = 1150°C**		**TAG simple, T3 = 1250°C**		**TAG simple, T3 = 1350°C**	
%		%		%		%	
η	**τ**	**η**	**τ**	**η**	**τ**	**η**	**τ**
23,86	**4**	23,06	**4**	23,88	**4**	23,82	**4**
32,53	**8**	32,78	**8**	32,91	**8**	32,96	**8**
34,82	**10**	35,20	**10**	35,41	**10**	35,52	**10**
36,50	**12**	37,00	**12**	37,30	**12**	37,47	**12**
37,78	**14**	38,40	**14**	38,79	**14**	39,02	**14**
38,77	**16**	39,51	**16**	39,99	**16**	40,28	**16**
TAG simple, T3 = 1450°C		**TAG simple, T3 = 1550°C**		**TAG simple, T3 = 1650°C**		**TAG simple, T3 = 1750°C**	
%		%		%		%	
η	**τ**	**η**	**τ**	**η**	**τ**	**η**	**τ**
23,73	**4**	23,62	**4**	23,35	**4**	23,20	**4**
32,94	**8**	32,87	**8**	32,64	**8**	32,50	**8**
35,54	**10**	35,51	**10**	35,32	**10**	35,18	**10**
37,54	**12**	37,54	**12**	37,40	**12**	37,27	**12**
39,14	**14**	39,17	**14**	39,07	**14**	38,96	**14**
40,45	**16**	40,52	**16**	40,46	**16**	40,37	**16**

Tableau 3-3: montre l'effet de taux compression et la température de sortie de la chambre de combustion sur le rendement thermique.

Figure 3-15 représente le rendement thermique avec différents température de sortie de la chambre de combustion pour différentes taux de compression. En augmentant la température d'entrée de la turbine, le rendement thermique augmente. D'autre part, l'augmentation de taux de compression entraîne une augmentation de l'efficacité thermique du cycle de la turbine à gaz.

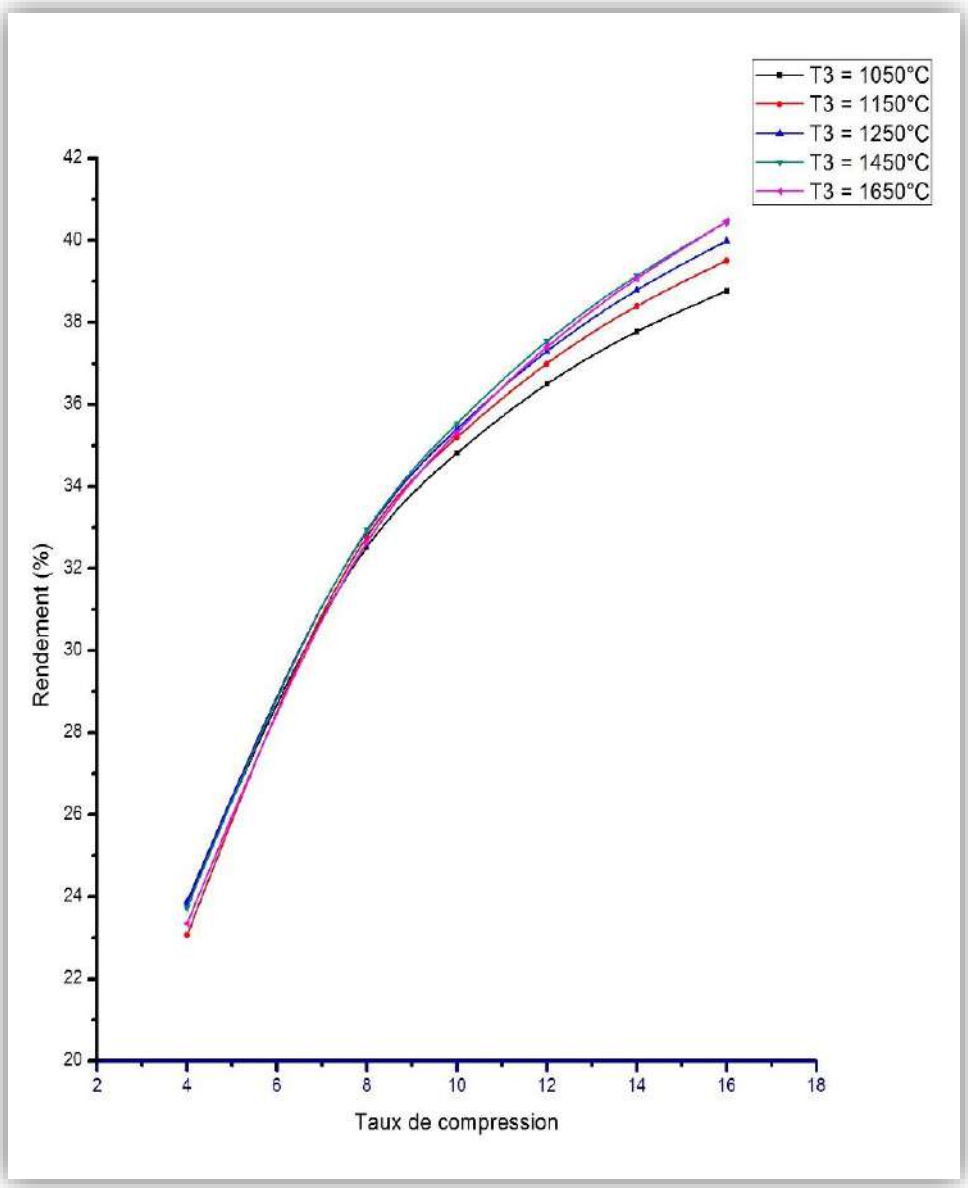


Figure 3-15: variation du rendement en fonction de déférente température d'entrée de la turbine.

3.4 Conclusion

Ce travail décrit une analyse exégétique et théorique de l'influence des conditions ambiantes sur les performances d'une turbine à gaz. Une recherche détaillée a été faite pour prévoir les performances d'un cycle réel de turbine à gaz.

En cycle simple, le rendement thermique augmente toujours avec l'augmentation du taux de compression, l'augmentation de la température ambiante a entraîné une diminution de l'efficacité thermique, mais l'augmentation de la température d'entrée de la turbine augmente l'efficacité thermique.

La puissance de sortie et le rendement thermique augmentent avec l'efficacité du compresseur et de la turbine, aussi avec l'augmentation du taux de compression à 16.

4.1 Analyse d'un cycle d'une turbine à gaz régénérative pour l'évaluation du rendement

Turbine à gaz avec Régénération
V94.3A (SGT5-4000F)
Siemens

4.2 Résumé

L'effet d'un échangeur de chaleur régénératif dans une turbine à gaz est analysé en utilisant un modèle de cycle de 'Brayton' régénératif, où toutes les irréversibilités globales dans l'échangeur de chaleur sont prises en compte au moyen d'un rendement efficace. Le cycle de la turbine à gaz régénératif présente des rendements de cycles supérieurs à ceux du cycle simple fonctionnant dans les mêmes conditions. La puissance de sortie, l'efficacité et la consommation de carburant spécifique sont simulées en fonction des conditions de fonctionnement.

Les formules analytiques sur la relation pour déterminer l'efficacité thermique sont dérivées en tenant compte des conditions de fonctionnement (température ambiante, taux de compression, efficacité du régénérateur et température d'entrée de la turbine).

Des calculs de modèles pour une large gamme de paramètres sont présentés, ainsi que des comparaisons avec un cycle de turbine à gaz simple. La puissance de sortie et le rendement thermique augmentent avec l'efficacité de la régénération et l'efficacité du compresseur.

Le rendement augmente avec l'augmentation du taux de compression à 16, puis l'efficacité diminue avec l'augmentation du taux de compression, mais en cycle simple, le rendement thermique augmente toujours avec l'augmentation du taux de compression.

L'augmentation de la température ambiante entraîne une diminution du rendement thermique, mais l'augmentation de la température d'entrée de la turbine augmente l'efficacité thermique.

Introduction

L’une des principales pertes d’un cycle de turbine à gaz est le rejet à l’atmosphère des gaz d’échappement qui sortent de la turbine alors qu’ils sont encore à température élevée.

Dans un cycle à régénération, on réchauffe partiellement l’air comprimé avant entrée dans la chambre de combustion, ce qui réduit d’autant la consommation de combustible. Il suffit pour cela d’insérer un échangeur de chaleur entre les gaz d’échappement et l’air comprimé.

Les capacités thermiques pour l'air et le gaz sont prises selon leurs constituants chimiques. La régénération implique l'installation d'un échangeur de chaleur (récupérateur) à travers lequel passent les gaz d'échappement de la turbine l'air comprimé est ensuite chauffé dans l'échangeur de chaleur des gaz d'échappement, avant que le flux entre dans la chambre de combustion.

CHOIX D'UN RÉGÉNÉRATEUR

PAL-TEX
REGENERATEUR



Un régénérateur de turbine à gaz est un échangeur de chaleur qui utilise le cycle de régénération de turbine à gaz pour transférer la chaleur des gaz d'échappement de la turbine vers l'air de décharge du compresseur.

4.3 Généralité

Un besoin a été vu pour un régénérateur plus efficace et durable et en 2005 le Pal-Tex Régénérateur a été lancé par Pal-Con, Ltd. Pour satisfaire cette demande. Le Pal-Tex est le régénérateur le plus efficace et le plus durable jamais construit.

Un témoignage de la qualité de la conception du produit est l'âme-sourcing du Pal Tex par de nombreux clients de Pal-Con, Ltd.

Les régénérateurs ont traditionnellement été construits en utilisant la construction de base du tube à impulsions. Cela peut provoquer une distribution irrégulière du flux qui élève les niveaux de contrainte thermique et vieillit prématurément l'unité. Pal-Con a conçu et breveté une innovation unique qui pallie ces préoccupations : le Pal-Tex. L'inclusion d'alliage de nickel aide le régénérateur Pal-Tex à supporter des températures de fonctionnement anormalement élevées, avec l'avantage supplémentaire de protéger contre l'oxydation. En raison de la mise en suspension des noyaux brasés dans le régénérateur pour s'adapter à la croissance thermique, le régénérateur Pal-Tex possède une durée de vie estimée de 25 à 30 ans. Les noyaux brasés sont libres de se dilater et de se contracter en réponse à la chaleur générée tout au long du processus ; Ils sont conçus pour résister à des températures allant jusqu'à 1 200 degrés Fahrenheit. En comparaison, les noyaux non suspendus sont très susceptibles de se fissurer, ce qui peut entraîner des pertes financières importantes liées aux éléments suivants :

- ✓ Dommages à l'équipement.
- ✓ Contamination du produit.
- ✓ Temps d'arrêt imprévu.
- ✓ Coûts de réparation d'urgence, etc.

Les chutes de pression dans une turbine à gaz réduisent les performances du moteur car le compresseur a besoin d'une puissance de pompage accrue pour entraîner les flux à travers les résistances avec les pertes de charge associées.

Le Pal-Tex est conçu pour permettre une perte de charge maximale combinée de 3,5%.

4.3.1 PAL-TEX Design

Un régénérateur doit offrir une efficacité supérieure à 80% dans un boîtier compact et être capable de supporter un fonctionnement cyclique et des températures d'échappement élevées afin de réduire les coûts d'exploitation des moteurs à turbine à gaz actuels. Pour atteindre ces objectifs, PAL-CON, Ltd. Met l'accent sur la simplicité de conception et les matériaux de haute qualité. Les caractéristiques importantes de la conception du PAL-TEX sont les suivantes :

- ✓ Contraintes thermiques contrôlées avec un noyau flottant
- ✓ Conception modulaire compacte pour s'adapter à diverses exigences de taille et d'installation
- ✓ Durée de vie opérationnelle de 320 000 heures
- ✓ Les surfaces de transfert de chaleur haute performance dans le noyau offrent une efficacité allant jusqu'à 91%
- ✓ Le noyau d'acier inoxydable permet le fonctionnement à haute température
- ✓ Ailerons de gaz espacés pour recevoir des combustibles lourds

4.3.2 Conception de base :

Le noyau est le bloc de construction du régénérateur. Il comprime des couches alternées de gaz et d'ailettes côté air séparées par des plaques tubulaires formées. Les plaques à ailettes et à tubes ont la même épaisseur ; cette uniformité, couplée avec des joints de dilatation entre le noyau et le boîtier, contrôle les contraintes thermiques et augmente la durée de vie opérationnelle.

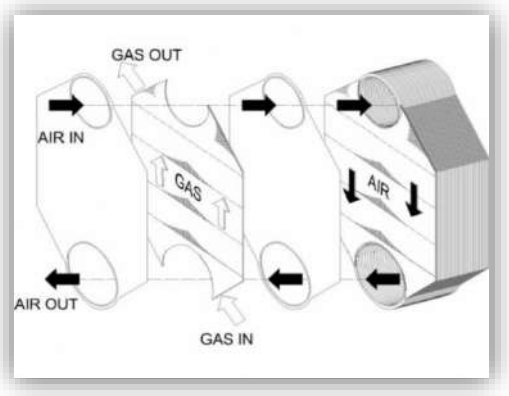


Figure 4.3-1 : représente Le noyau.

4.3.3 Conception modulaire

Un assemblage de sections de noyau constitue un module du régénérateur. Le nombre de sections de noyau et de modules peut être facilement ajusté pour adapter à n'importe quelle taille de turbine. Cela permet de nombreuses configurations capables de travailler avec les sites les plus difficiles. Cela facilite également le transport par avion, train, bateau ou camion vers les endroits les plus difficiles.

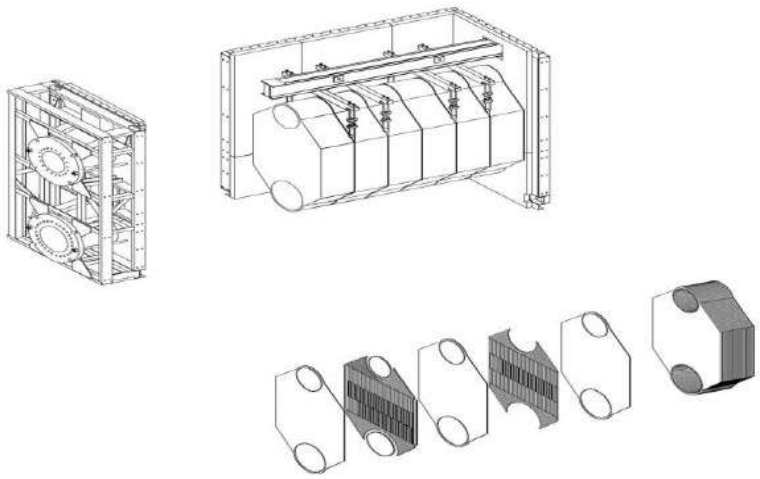


Figure 4.3-2: PAL-TEX DESIGN.

4.3.4 Design compact

L'image ci-dessous illustre la différence de taille entre le Pal-Tex et un ancien régénérateur à coque et tube [1]. Même si le régénérateur Pal-Tex est beaucoup plus petit que les anciens types de coquille et de tube, il a plus de surface pour le transfert de chaleur, ce qui donne une plus grande efficacité. Dans de nombreuses configurations ouvertes, l'ensemble du système Pal-Tex sera moins de la moitié de la taille des anciens modèles de coque et de tube.



Figure 4.3-3 : comparaison de la taille entre PAL-TEX et un autre régénérateur [1].

4.3.5 La fatigue thermique

La fatigue thermique est inhérente aux échangeurs de chaleur conventionnels. Cette condition est causée par la différence des vitesses de chauffage entre les matériaux liés à l'intérieur de l'échangeur de chaleur.

Le régénérateur PAL-TEX utilise des ailettes dans le passage d'air pour répartir uniformément l'air à haute pression provenant du compresseur. Puisque la pression de l'air est équilibrée, le noyau n'a plus besoin d'être fixé rigidement au boîtier. Cela permet d'utiliser des joints de dilatation entre les noyaux et le boîtier, ce qui permet aux deux parties de chauffer indépendamment. Ces joints éliminent la plupart des contraintes qui conduisent à la fatigue thermique.

Des joints de dilatation à soufflet reliant les plénums d'air de chaque configuration unitaire des brides de la tuyauterie d'air, qui sont fixés de façon rigide au boîtier. Le poids de l'ensemble de noyau est transmis au carter par un système de suspension flexible, ce qui permet aux noyaux de croître sans contrainte par rapport au boîtier pendant le fonctionnement, ce qui minimise la fatigue thermique.

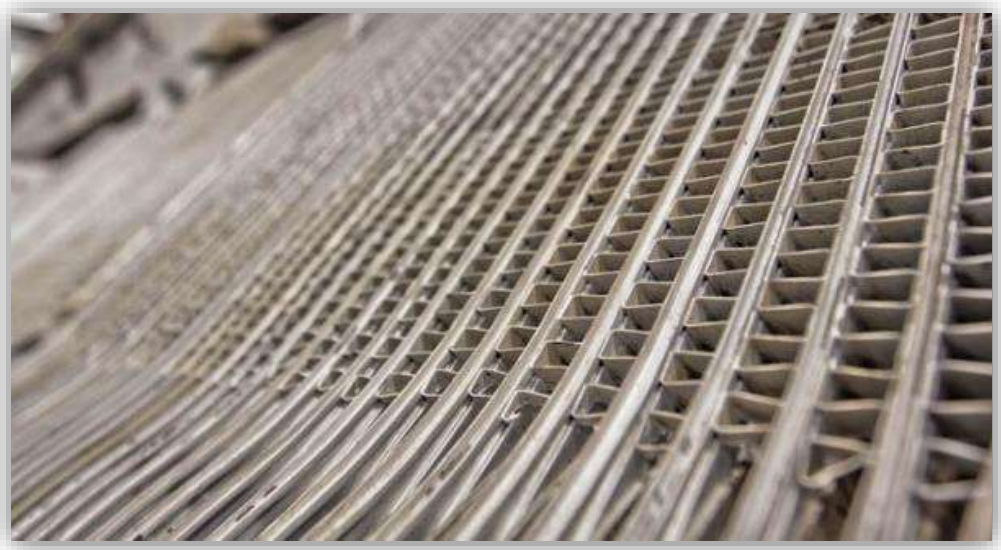


Figure 4.3-4 : technologie de la surface de transfert.

Le Pal-Tex utilise la technologie aérospatiale pour contrôler les contraintes thermiques et produire un régénérateur plus efficace.

Le Pal-Tex utilise des noyaux brasés pour obtenir une grande surface, cette surface permet un transfert de chaleur maximal des gaz d'échappement de la turbine et de l'air de sortie du compresseur de la turbine, tout en minimisant la perte de charge. Le produit utilise également une conception de noyau flottant, permettant le contrôle des contraintes thermiques causées par le fonctionnement dans un environnement à haute température.

De plus

Diamètre de tube du régénérateur

$$D_T = 300 \text{ mm}$$

Section d'un seul tube

$$S_{tube} = 3{,}14 \times \left(\frac{0{,}3}{2}\right)^2 = 0{,}70 \text{ m}^2$$

Section total des quatre tubes

$$S_{TOT} = S_{tube} \times 4 = 0{,}28 \text{ m}^2$$

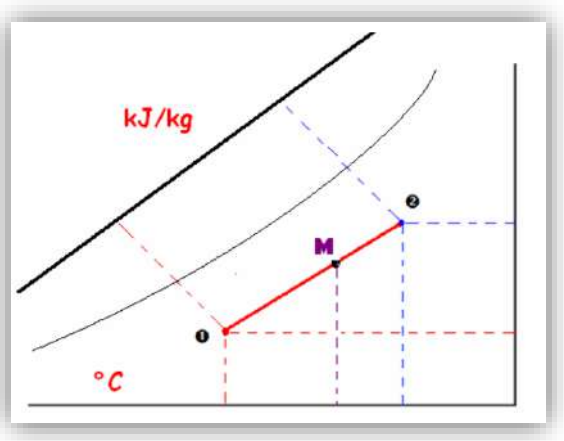
Section sortie compresseur

$$S_C = 1{,}47 \text{ m}^2$$

$$\mathbf{N} = \frac{1{,}47}{0{,}28} = 5{,}25 \text{ ; N nombre réél , donc on prent N} = 5$$

« Donc ape pré un-cinquième (1/5) de quantité d'air va régénérer ».

Le point de mélange m se trouve sur la droite reliant 1 et 2, cette droite est appelée droite du mélange.



$$T_m = \frac{\dot{m}_{a1} \times T_1 + \dot{m}_{a2} \times T_2}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}}$$

$$\dot{m}_{a1} = \frac{\dot{m}_{a2}}{5} = \frac{650}{5} = 130\ Kg/s$$

$$T_m = \frac{\dot{m}_{a1} \times T_1 + \dot{m}_{a2} \times T_2}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}}$$

$$= \frac{130 \times 515 + 650 \times 386{,}4}{130 + 650}$$

$$\Longrightarrow T_m = 408°C$$

4.4 Description du modèle et formulation du problème

La Figure 4.4-1 montre une installation à turbine à gaz avec régénérateur, qui est une turbine à arbre unique. Généralement, le principe du cycle de la turbine à gaz est que l'air est comprimé par le compresseur d'air et transféré dans la chambre de combustion (CC) afin de se combiner avec le combustible pour produire du gaz de combustion à haute température. Par la suite, les gaz de combustion à haute température seront envoyés à la turbine à gaz, qui se connecte à l'arbre du générateur pour produire de l'électricité.

Le but de la turbine à arbre unique est de produire et de fournir la puissance nécessaire pour faire fonctionner le compresseur, et est destiné à produire la sortie du réseau. Dans ce cycle de régénération, l'air après compression entre dans un régénérateur où il est chauffé par les gaz d'échappement provenant de la turbine.

L'air préchauffé pénètre ensuite dans la chambre de combustion pour, après l'addition on chauffe à la température maximale admissible dans la sortie du réseau de chambre de combustion du cycle est donc proportionnelle à la chute de température dans la turbine.

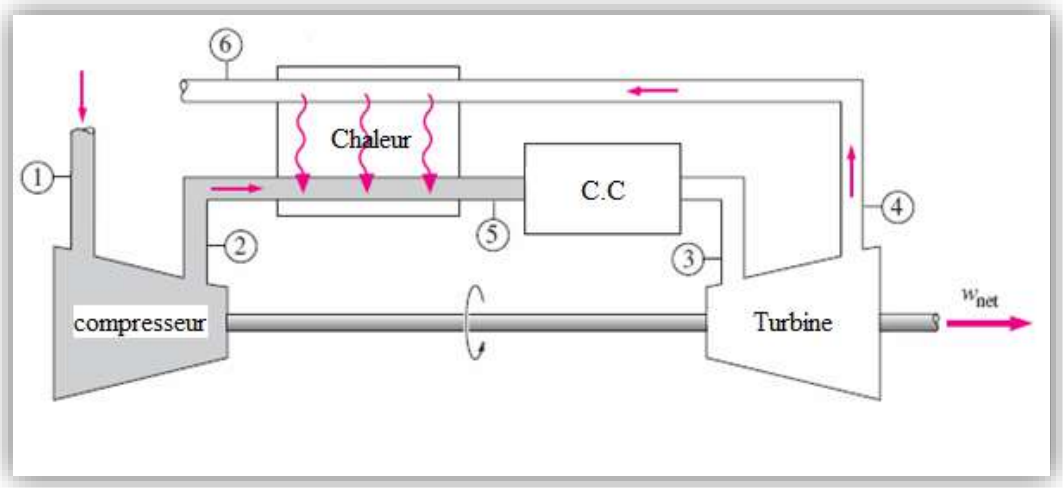


Figure 4.4-1 : Turbine à gaz – Régénération.

4.4.1 Régénérateur

Un régénérateur est modélisé comme un échangeur de chaleur à contre-courant gaz-à-gaz (Figure 4.4-2). Dans ce cas, de la chaleur est échangée entre l'air comprimé sortant du compresseur et le gaz chaud sortant de la turbine à gaz.

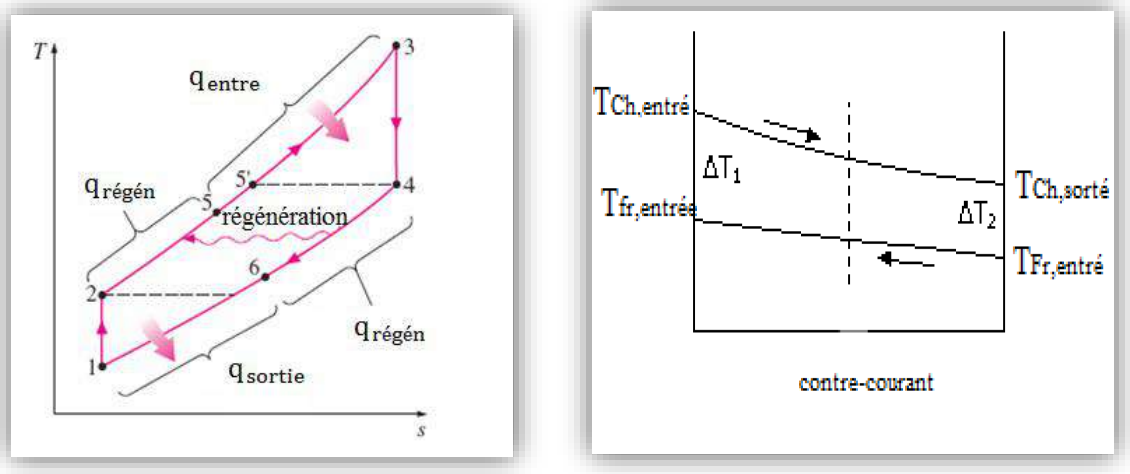


Figure 4.4-2: Cycle brayton avec régénération.

L'avantage d'utiliser un récupérateur est que, de la chaleur est ajoutée à l'air comprimé dans le récupérateur lui-même avant d'entrer dans la chambre de combustion, de sorte que la température d'entrée de la turbine est la même que si aucun récupérateur n'est utilisé. Par conséquent, l'efficacité de l'installation augmente, ce qui suit sont les hypothèses pour la modélisation d'un récupérateur.

- Une chute de pression dans les flux passant par le récupérateur, qui est prise en pourcentage de la pression d'entrée.
- L'enthalpie de l'air entrant dans la chambre de combustion est donnée par l'équation du bilan énergétique

Remarque

L'utilisation d'un régénérateur est recommandée uniquement lorsque la température d'échappement de la turbine est supérieure à la température de sortie du compresseur.

4.4.2 Efficacité du régénérateur

En supposant que le régénérateur est bien isolé et que les changements d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables, les transferts de chaleur réels et maximaux des gaz d'échappement vers l'air peuvent être exprimés comme suit :

$$q_{\text{régén,actuel}} = h_5 - h_2$$

$$q_{\text{régén,max}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

Efficacité du régénérateur,

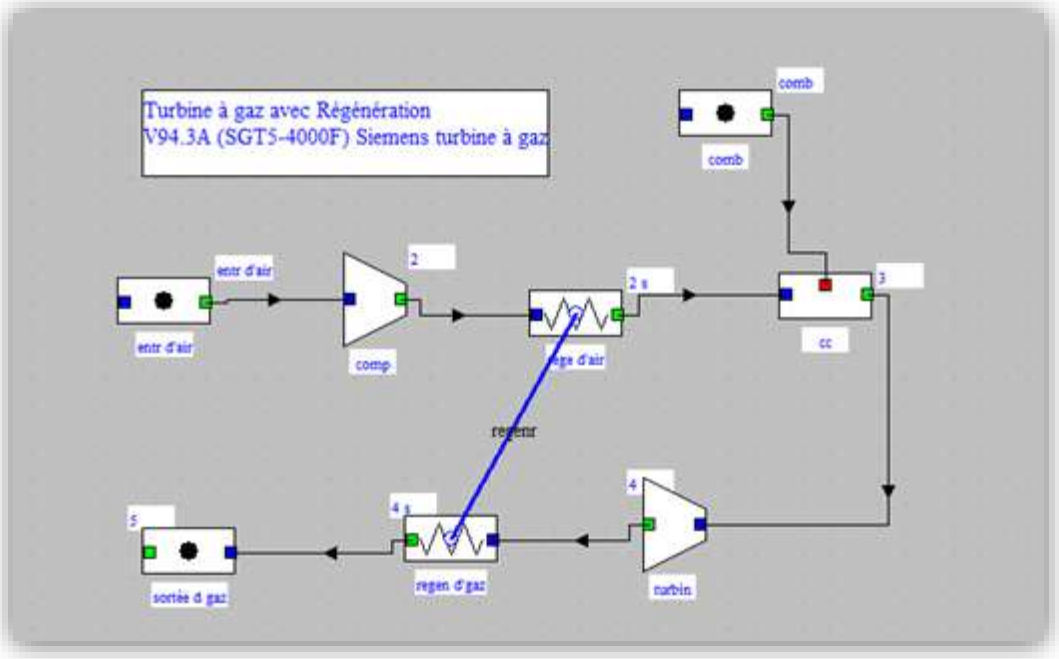
$$\varepsilon = \frac{q_{\text{régén,actuel}}}{q_{\text{régén,max}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

S'il est écrit en termes de températures seulement, il est également appelé le rapport thermique :

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

4.5 Représentation de la turbine à gaz avec régénération sur THERMOPTIM et calculer son rendement

4.5.1 Création du schéma



4.5.2 Paramétrage des points

Pour Les conditions d'entrée ''température ambiante et la pression'' de la TAG régénérer est la même que de la TAG sans régénération.

Le cycle a été modélisé en utilisant l'analyse thermodynamique pour la turbine à gaz simple et la turbine à gaz régénérative.

4.5.3 L'entrée d'air et la compression

La Figure 4.5-1 représente

- Entrez l'état du corps au point « entrée d'air ». On connaît sa pression (0.9966 bar) et sa température (10°C)
- Pour le point (2), sa pression est 'p = 14.949' bar et sa température 386.41°C, rendement poly-tropique égale 89.76%

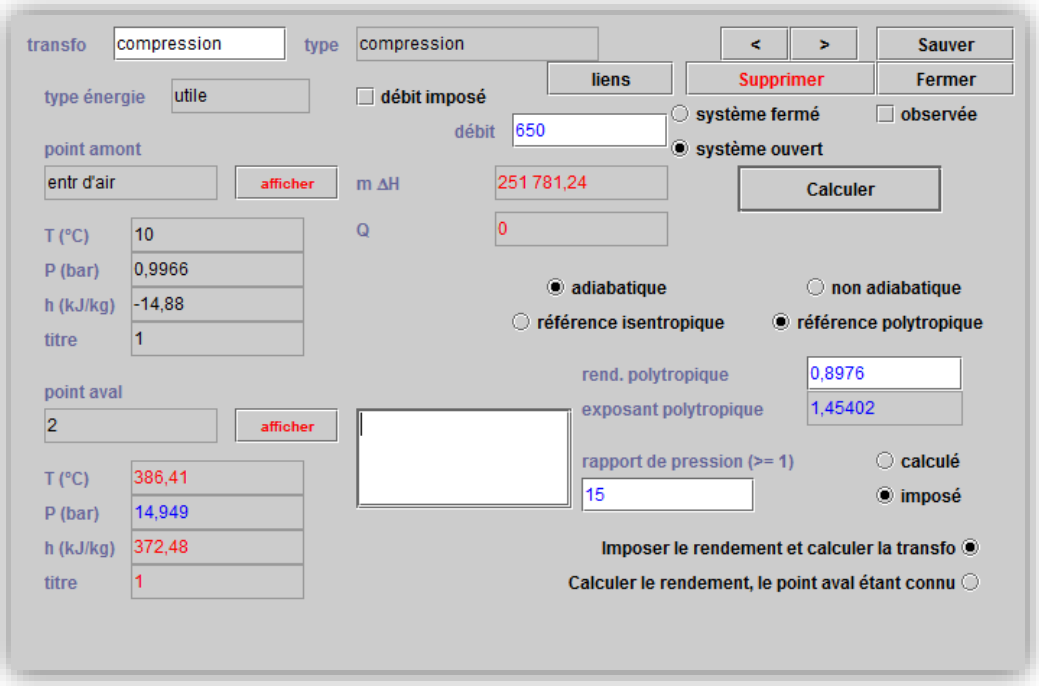


Figure 4.5-1 : entrée de l'air et la compression.

4.5.4 Régénérateur d'air

Une quantité d'air comprimé va régénérer avant d'entrer dans la chambre de combustion, et sa nouvelle température égale à 408°C avec une chute de pression de 0.449 bar.

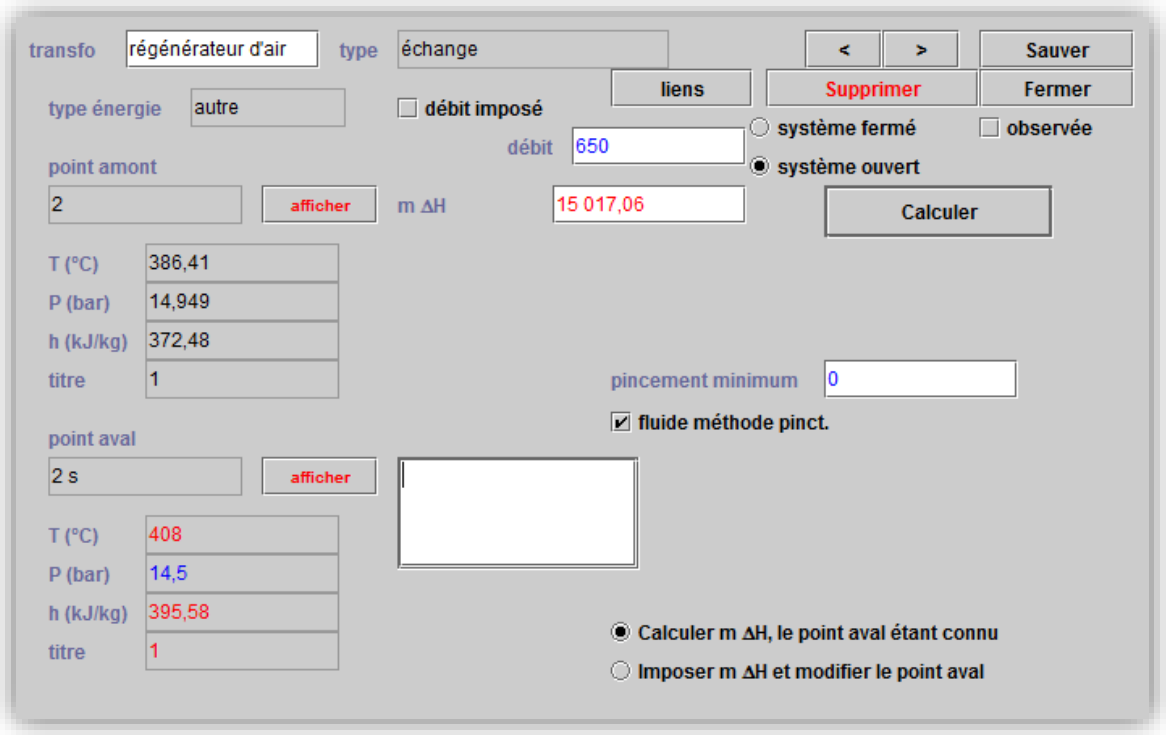


Figure 4.5-2 : régénérateur d'air.

4.5.5 Chambre de combustion et la détente par la turbine

- Le point 3 est à 14.5 bar et 1166.74 °C correspondant à la fin de la combustion.
- Le point 4 est à 0.9823 bar et 550.25°C avec rendement poly-tropique égale à 86.54%.

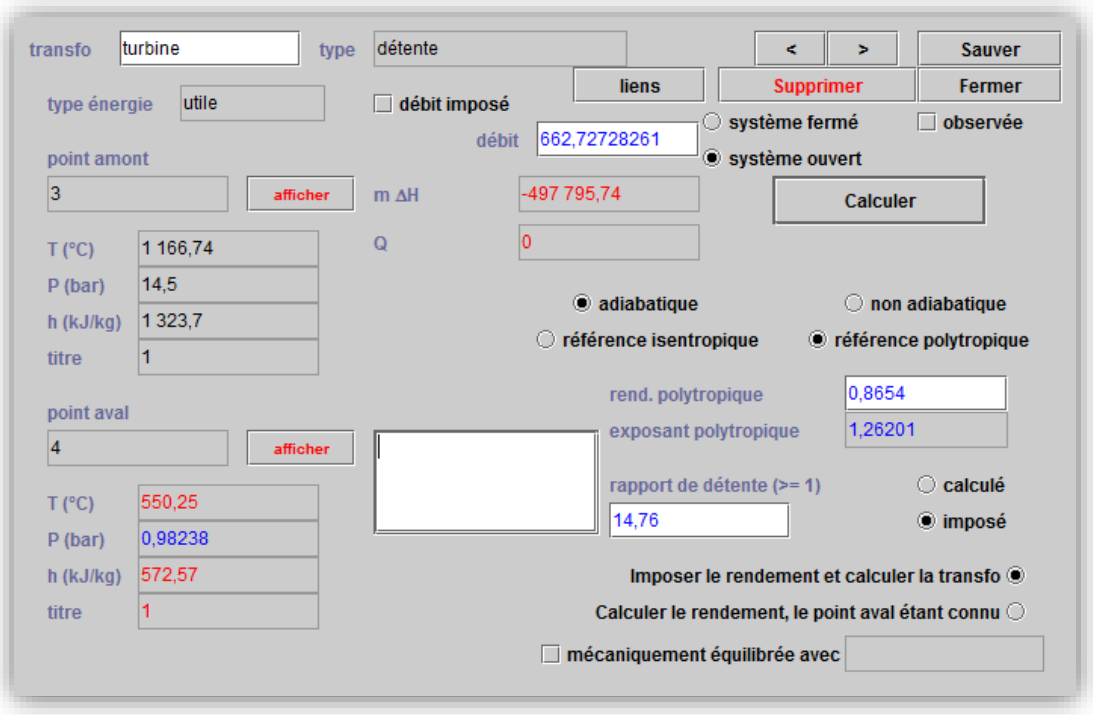


Figure 4.5-3: la combustion et la détente.

4.5.6 Régénérateur des gaz chauds

- Diminution de la température du point 4 de 550.25°C à 540 °C avec une augmentation de la pression tel que ΔP = 0.12 bar.

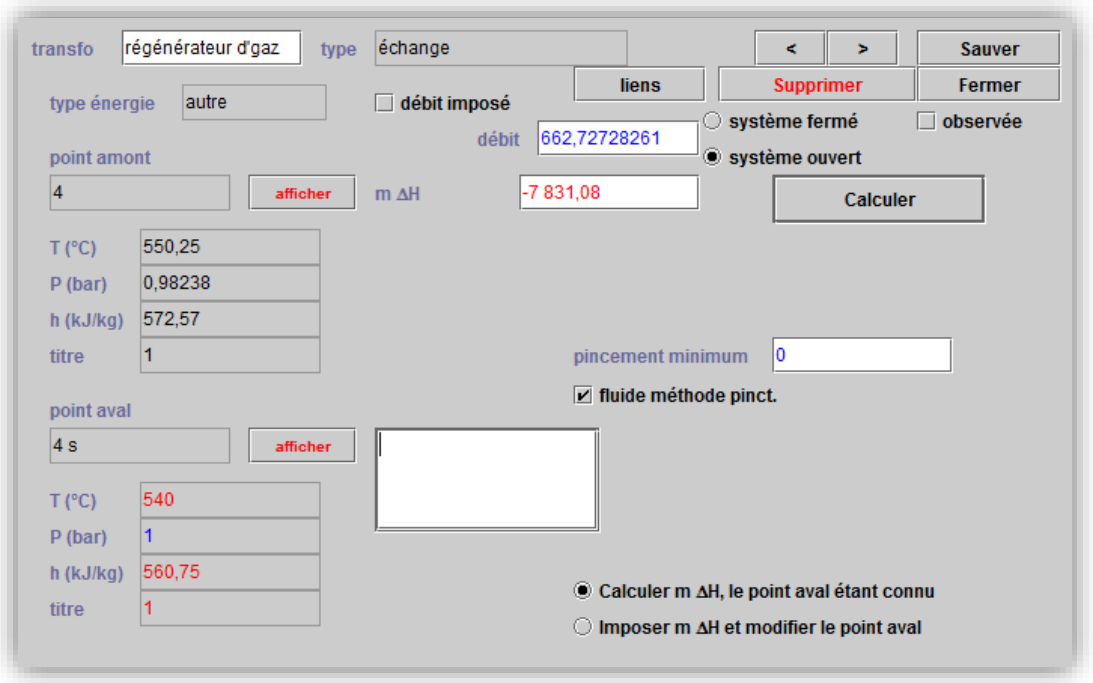


Figure 4.5-4: régénérateur des gaz chauds.

4.5.7 Paramétrage et quelques notions sur le régénérateur

- Comme nous l'avons indiqué, le nouveau modèle met en œuvre un nouveau composant, l'échangeur de régénération, appelé "régénérateur" et placé entre les gaz d'échappement et l'air comprimé.
- Le couplage entre deux transfos échange appelées "régén air" et "régén gaz "est assurée.
- Nous avons besoin de cinq contraintes pour paramétrer le régénérateur et les grandeurs sont :

  Les quatre températures des fluides$T_{fe/fs}$ et $T_{ce/cs}$, ainsi le débit d'air entré dans l'échangeur, soit au total cinq contraintes.

Les deux températures T_{fs} et T_{cs} sont obtenu à travers plusieurs manipe sur le 'THERMOPTIM' pour fixer la température T_3 et la température d'échappement.

Rappelons

- ✓ La composition du gaz de combustion et de l'air est déterminée dans TAG simple.
- ✓ L'efficacité epsilon d'un échangeur est définie comme le rapport de la plus grande augmentation de température au sein des fluides à l'écart des températures d'entrée des deux fluides.
- ✓ Pour les autres calcules, les grandeurs connues sont les deux débits des fluides, ainsi que leurs températures d'entrée dans l'échangeur, soit au total quatre contraintes. Il faut donc imposer une cinquième contrainte, que nous avons choisie être l'efficacité de l'échangeur variée entre 0,13 et 0,85.

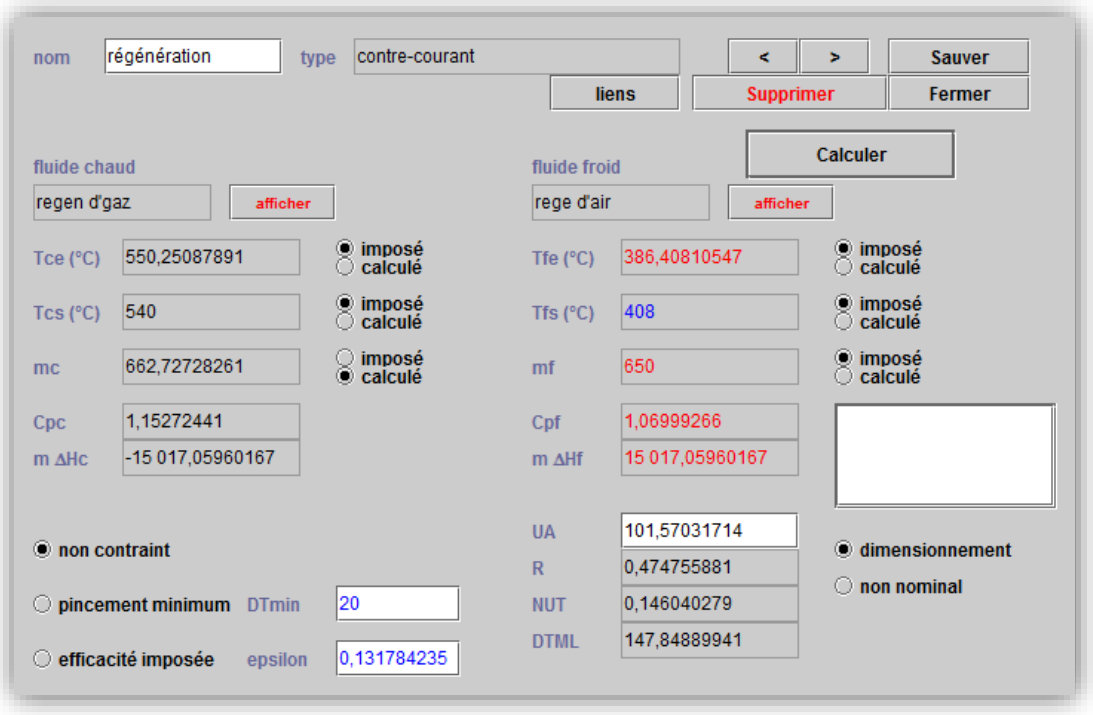


Figure 4.5-5: régénérateur.

4.5.8 Rendement thermique et résultats

Le rendement thermique de la TAG avec régénération obtenu est de 39.67% avec une énergie utile égale à 246.014 MW.

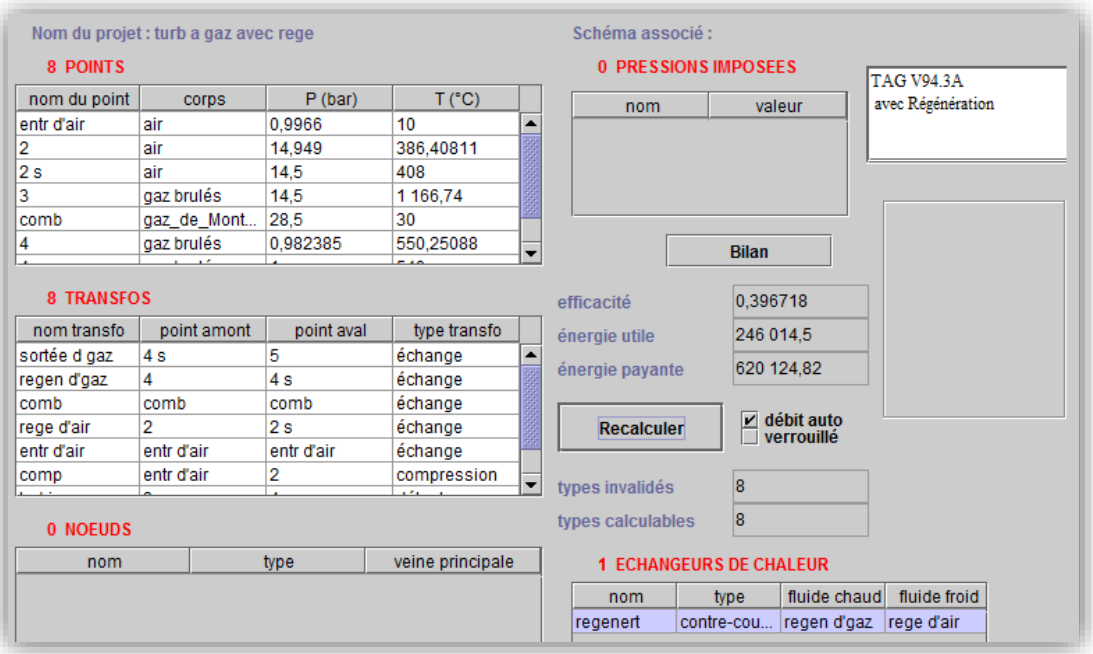


Figure 4.5-6: bilan thermique.

Titre du cycle: Cycle de Brayton avec Régénération

Descriptif: Régénération d'une turbine a gaz V94.3A siemens

Les deux premières colonnes de chiffres à gauche définissent les variables d'état d'entrée pour les calculs

nom du point	température T (°C)	pression P	enthalpie h	entropie s	chaleur massique	volume v
entr d'air	10	0,9966	-14,8794	0,111453	1 001,74	0,815719
2	386,40811	14,949	372,47635	0,200159	1 067,56	0,126674
2 s	408	14,5	395,57952	0,243381	1 072,43	0,134871
3	1 166,74	14,5	1 323,6991	1,23461	1 271,8	0,28894
4	550,25088	0,982385	572,56699	1,34002	1 153,97	2,4388
4 s	540	1	560,75055	1,32041	1 151,48	2,36601

Insérer | Copier | Supprimer | Recalculer | Valider | Imprimer | Annuler

Figure 4.5-7: résultat obtenu par THERMOPTIM.

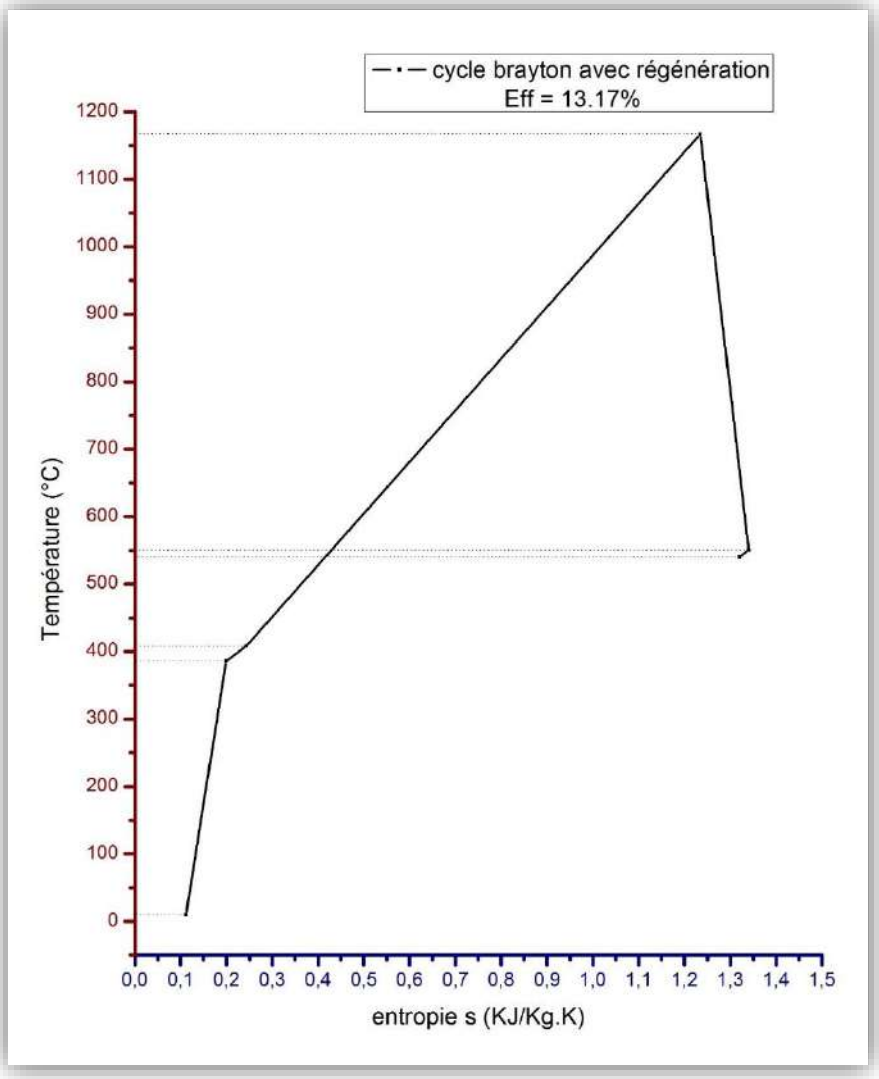


Figure 4.5-8 : Cycle Brayton avec régénération avec une efficacité de régénérateur égale à 13.17%.

4.6 Discussion

Le cycle a été modélisé en utilisant l'analyse thermodynamique pour la turbine à gaz simple et la turbine à gaz régénérative. Les pertes de pression sont supposées dans cette étude. L'effet du rendement thermique, de la puissance et de la consommation de carburant spécifique sur les conditions de fonctionnement est analysé dans la section suivante.

4.6.1 Effet de la température ambiante

La Figure 4.6-2 montre l'effet de la température ambiante et de l'efficacité de la régénération sur le rendement thermique du cycle de la turbine à gaz. La température d'entrée de la turbine r_p et son efficacité sont de 1166.74°C, 15 et 0,85 respectivement. (Figure 4.6-1).

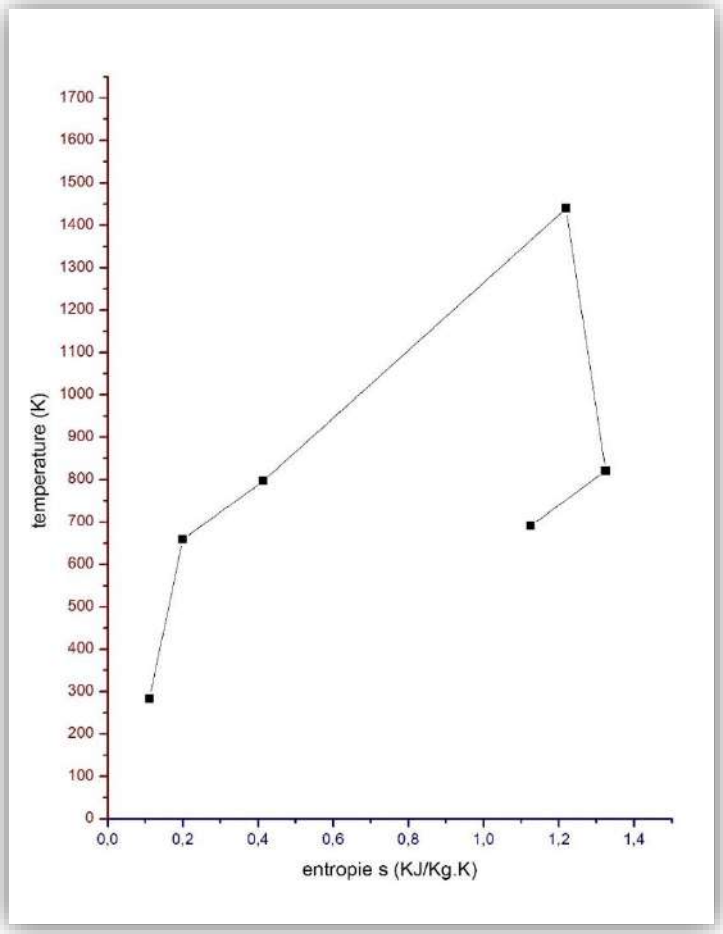


Figure 4.6-1: cycle brayton avec régénération, EFF =85%.

On peut voir dans les deux figure « Figure 4.6-2 et Figure 4.6-3 » que le rendement thermique et la puissance diminue avec l'augmentation de la température ambiante tout en diminuant l'efficacité de la régénération.

Ainsi, le rendement thermique pour les cycles de la turbine à gaz régénérative est réduit. On peut remarquer que le gain d'efficacité thermique augmente de 7.5% avec des augmentations de l'efficacité régénératrice de (0.131 jusqu'à 0,85).

Température	**Rendement**						
°C	**%**						
	Eff = 0,131	**Eff = 0,20**	**Eff = 0,40**	**Eff = 0,55**	**Eff = 0,65**	**Eff = 0,75**	**Eff = 0,85**
-5	40,4671	41,0661	42,9457	44,4803	45,5721	46,7229	47,9375
05	39,9438	40,4796	42,1507	43,5077	44,4651	45,4646	46,5169
10	39,6718	40,1777	41,746	43,0089	43,9022	44,8279	45,8032
20	39,1107	39,5517	40,9138	42,0018	42,7613	43,55	44,3696
30	38,5302	38,9052	40,0601	40,9713	41,6003	42,2498	42,9244
40	37,9203	38,2327	39,1714	39,9132	40,4192	40,9423	41,4752

Tableau4 .6-4.6-1 : Effet de la température ambiante et efficacité

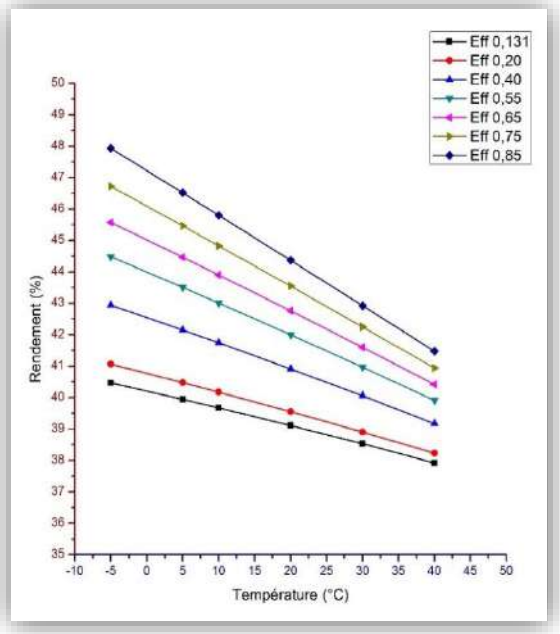


Figure 4.6-2 : l'effet de la température ambiante et de l'efficacité de la régénération sur le rendement thermique de la TAG avec régénération.

Température	énergie utile				
°C	MW				
	Eff = 0,20	Eff = 0,40	Eff = 0,65	Eff = 0,75	Eff = 0,85
-5	259,4027	258,4232	257,1796	256,6865	256,1927
05	250,2781	249,3896	248,3127	247,8527	247,4214
10	245,7281	244,8994	243,8772	243,4336	243,0478
20	236,6260	235,9171	235,0325	234,6793	234,3264
30	227,5895	227,0008	226,2251	225,9041	225,6125
40	218,5930	218,0680	217,4577	217,2264	216,9670

Tableau 4.6-2: l'effet de température ambiante sur l'énergie utile

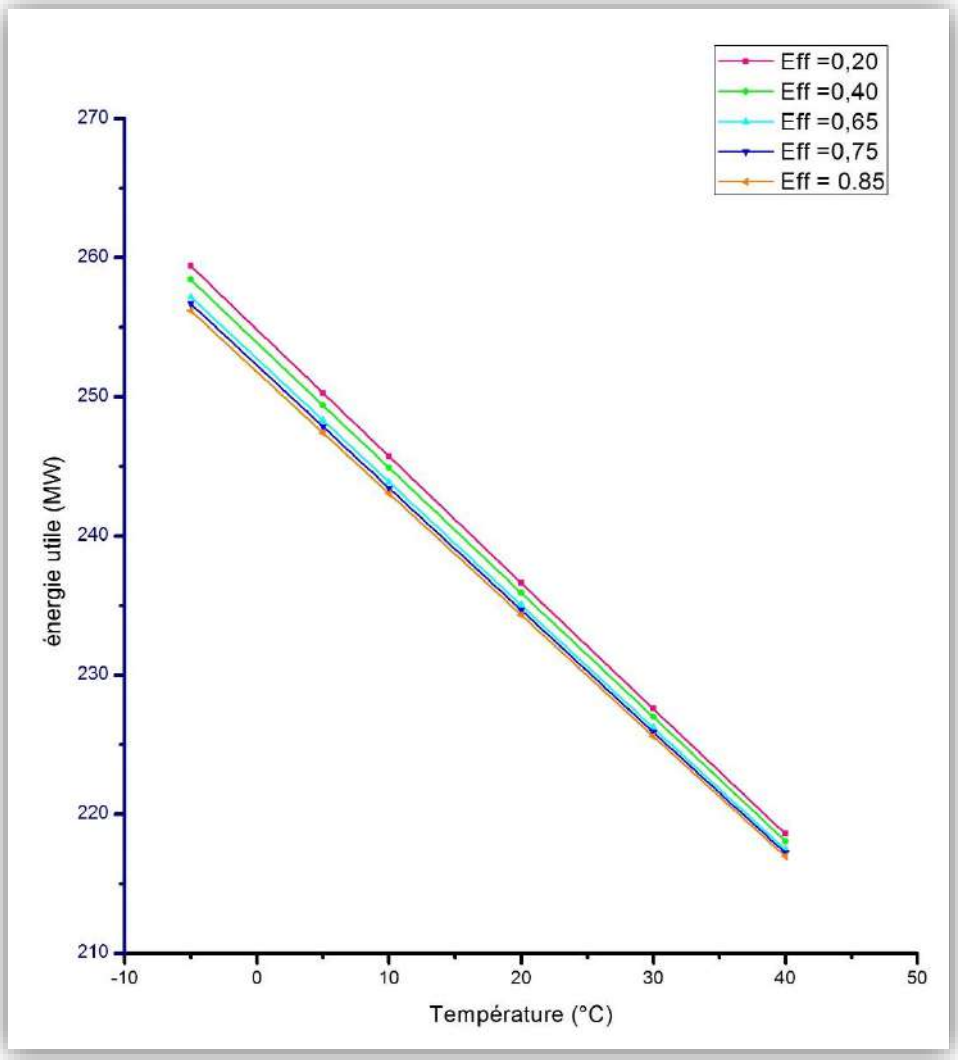


Figure 4.6-3: représente la variation de l'énergie utile en fonction de la température et efficacités.

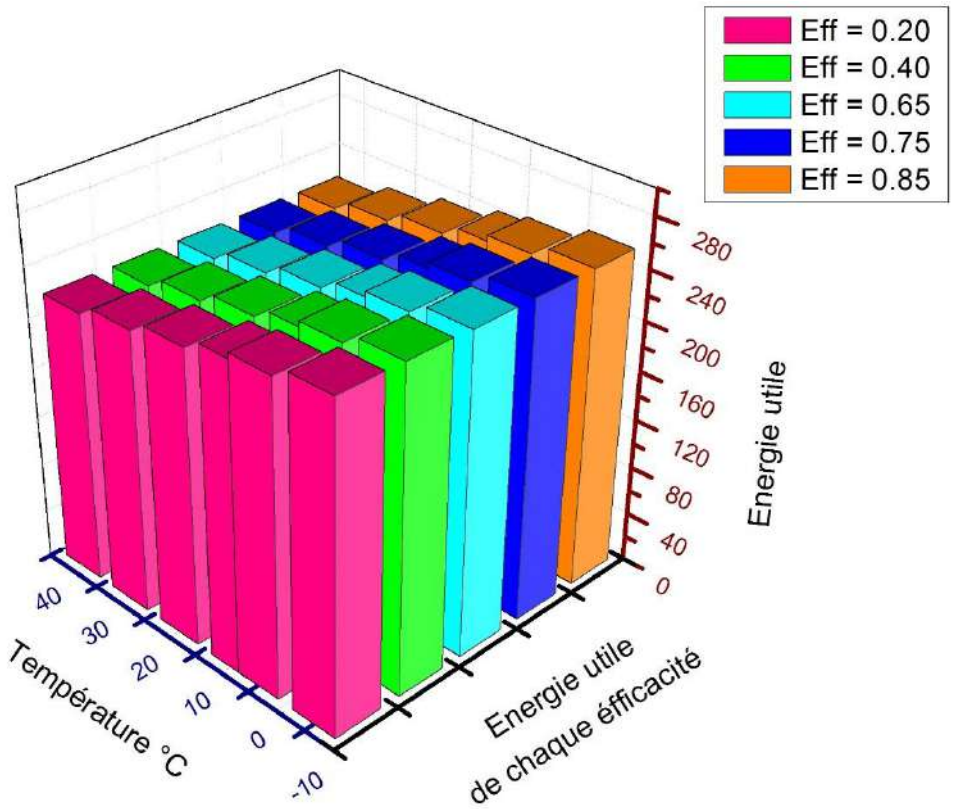


Figure 4.6-4 : montre la variation de l'énergie par apport à la température.

4.6.1.1 Comparaison des résultats obtenus

	Turbine à gaz simple		TAG avec régénération	
°C	MW	MW	MW	MW
temps ambiante	Energie utile	énergie payante	Energie utile	énergie payante
-5	260,4065	661,5952	259,7502	641,8797
05	251,1647	644,921	250,5943	627,3680
10	246,5559	636,5965	246,0145	620,1248
20	237,3358	619,9736	236,8809	605,6684
30	228,1804	603,3871	227,8126	591,2568
40	219,0643	586,8388	218,7561	576,8840

Tableau 4.6-3: montre une comparaison entre TAG simple et TAG avec Régénération.

La variation du rendement thermique à la température d'entrée du cycle simple et du cycle régénératif est illustrée à la figure 4.6-5. On observe que le rendement thermique est plus élevé pour le cycle régénératif que pour le cycle simple.

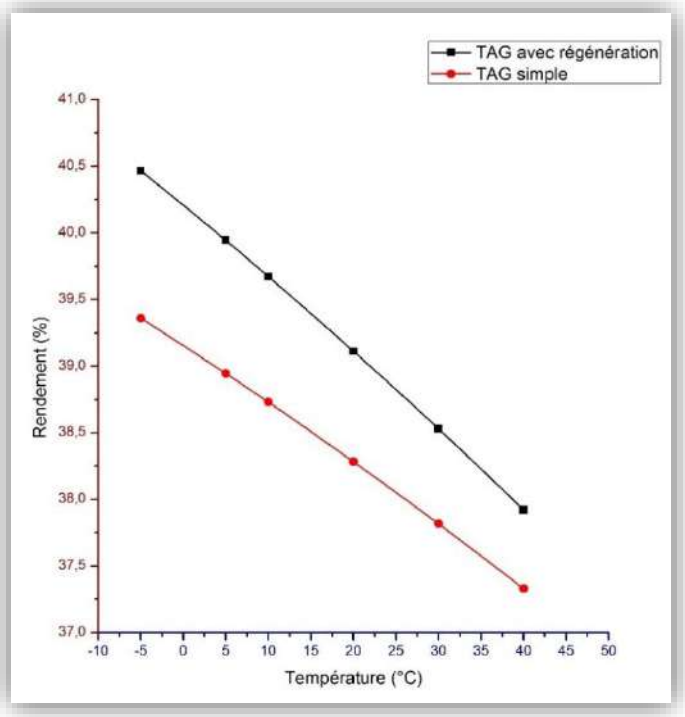


Figure 4.6-5: Effet de la température ambiante sur l'efficacité thermique pour un cycle simple et le cycle régénératif.

Remarque

On maintien presque la même puissance utile dans les deux cas (TAG simple et avec régénération) pour le but de minimisation de la consommation du gaz naturel, réduire l'énergie payante.

	% rendement	Kg/s débit gaz	KJ/KWH CS	Kg/KWH CSC	Temps °C
Turbine à gaz avec Régénération	40,46	13,1737	8896,116	0,1826	**-5**
	39,94	12,8759	9012,663	0,1850	**05**
	39,67	12,7272	9074,456	0,1862	**10**
	39,11	12,4305	9204,642	0,1889	**20**
	38,53	12,1348	9343,32	0,1918	**30**
	37,92	11,8398	9493,596	0,1948	**40**
Turbine à gaz Simple	39,36	13,5784	9146,249	0,1877	**-5**
	38,94	13,2361	9243,805	0,1897	**05**
	38,73	13,0653	9295,048	0,1908	**10**
	38,28	12,7241	9403,996	0,1930	**20**
	37,81	12,3837	9519,629	0,1954	**30**
	37,32	12,0441	9643,822	0,1979	**40**

Tableau 4.6-4: comparaison entre TAG simple et TAG avec régénération.

La consommation spécifique CS & consommation spécifique du carburant :

$$CS = \frac{3600}{\eta_{globale}} \text{ , En KJ/KWh } \& \ CSC = \frac{CS}{PCI} \text{ , En Kg/KWh}$$

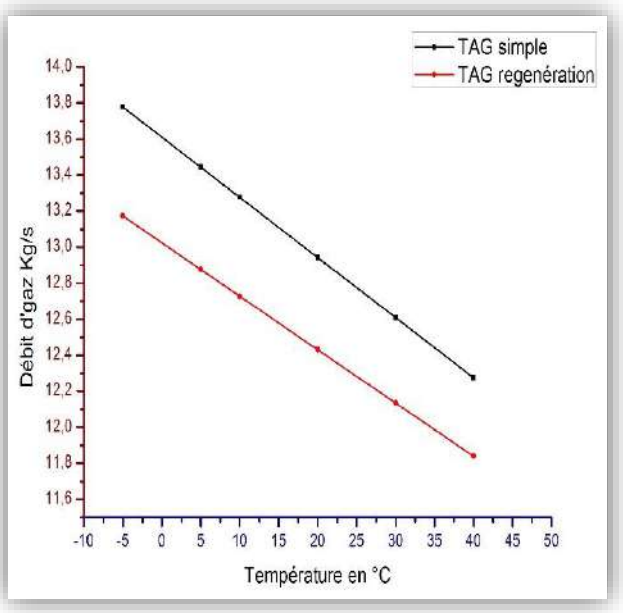


Figure 4.6-6: variation du débit de gaz du cycle simple.

Figure 4.6-6 montre La variation du débit d'gaz en fonction de la température ambiante dans le cycle simple de brayton et du cycle régénératif, on remarque que dans le cycle simple, la consommation du gaz est plus grande que le cycle régénératif.

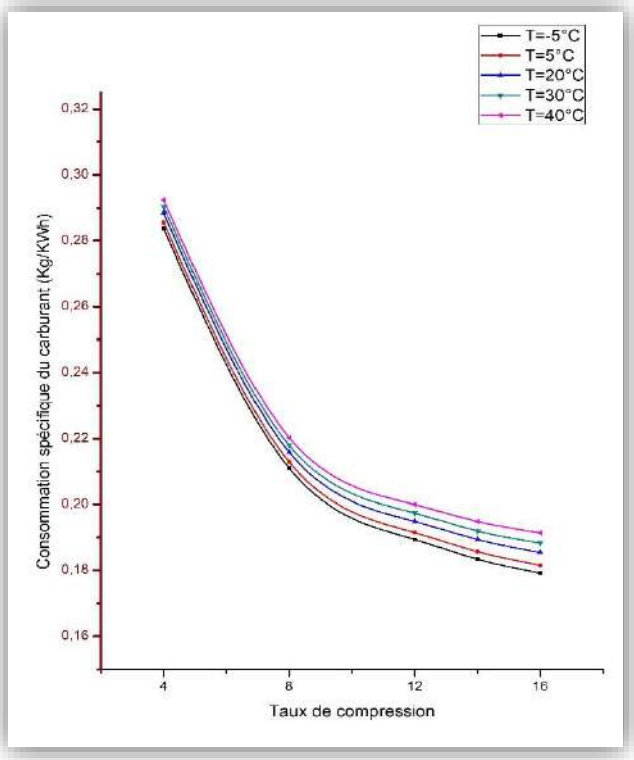


Figure 4.6-7: variation de CSC en fonction de τ a déférentes températures.

La variation de la consommation de carburant spécifique avec la température ambiante aves déférent rapport de pression est également représentée sur la Figure 4.6-7. Elle montre que lorsque la température ambiante augmente, la consommation de carburant spécifique augmente également, en revanche à chaque fois le taux de compression augmente la consommation spécifique de carburant démunie avec diminution de température

Taux de compression	Consommation spécifique du carburant				
	Kg/KWh				
	T=-5°C	T=5°C	T=20°C	T=30°C	T=40°C
4	0,2837	0,2856	0,2884	0,2904	0,2924
8	0,2110	0,2129	0,2159	0,2180	0,2203
12	0,1894	0,1915	0,1949	0,1974	0,2000
14	0,1834	0,1857	0,1894	0,1920	0,1949
16	0,1791	0,1815	0,1854	0,1883	0,1914

Tableau 4.6-5 : Consommation spécifique du carburant

4.6.2 Effet du taux de compression

La Figure 4.6-8 montre la variation du rendement thermique en fonction de taux de compression à des déférentes températures ambiantes. L'augmentation du taux de compression signifie une augmentation de la puissance de sortie, de sorte que le rendement thermique doit également augmenter.

Taux de compression	Rendement thermique					
°C	%					
	T = -5°C	T =5°C	T = 10°C	T = 20°C	T = 30°C	T = 40°C
4	26,0429	25,8734	25,7925	25,6238	25,4463	25,2679
8	35,0102	34,6990	34,5419	34,2166	33,8865	33,5417
10	37,3309	36,9605	36,7681	36,3754	35,9732	35,5569
12	39,0132	38,5793	38,3590	37,9026	37,4293	36,9350
14	40,2768	39,7913	39,5337	39,0147	38,4722	37,9122
16	41,2501	40,7089	40,4251	39,8432	39,2307	38,5952

Tableau 4.6-6 : Effet du taux de compression sur le rendement.

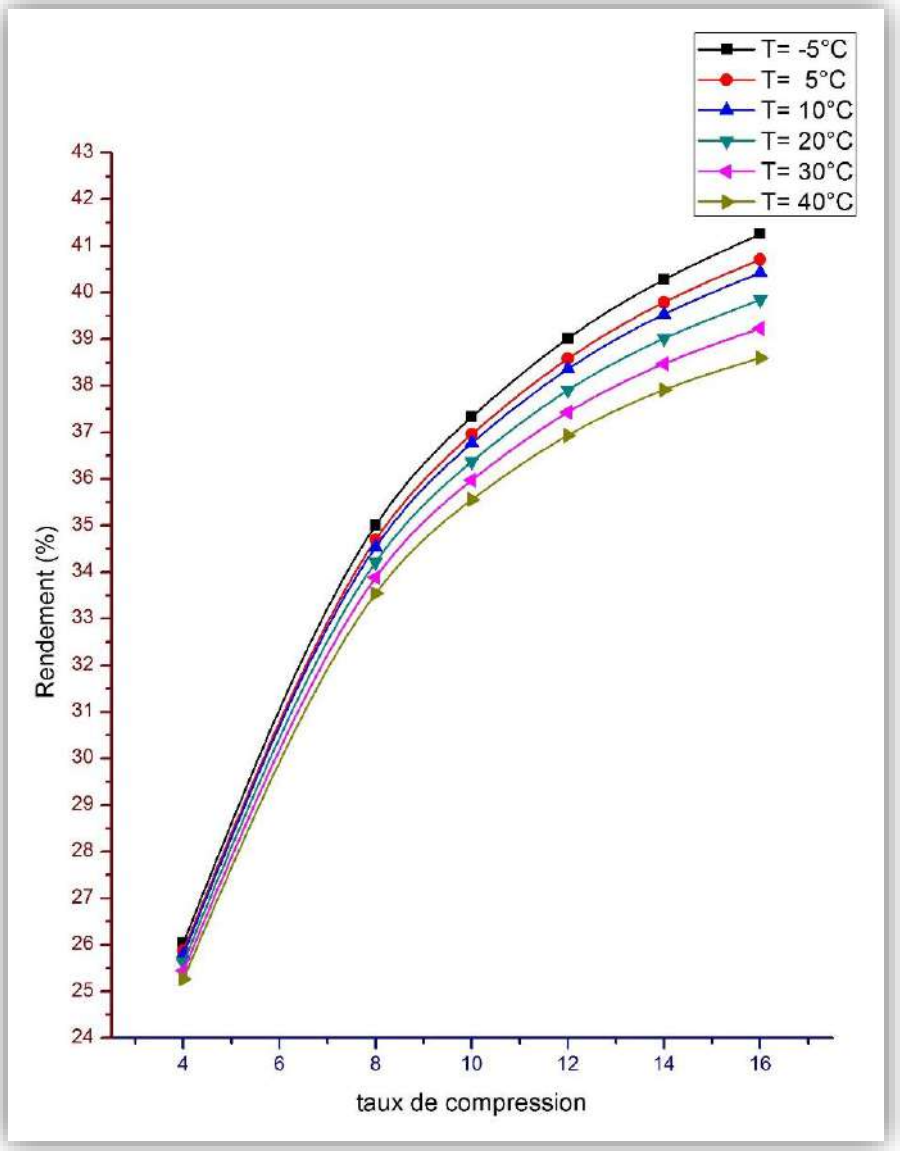
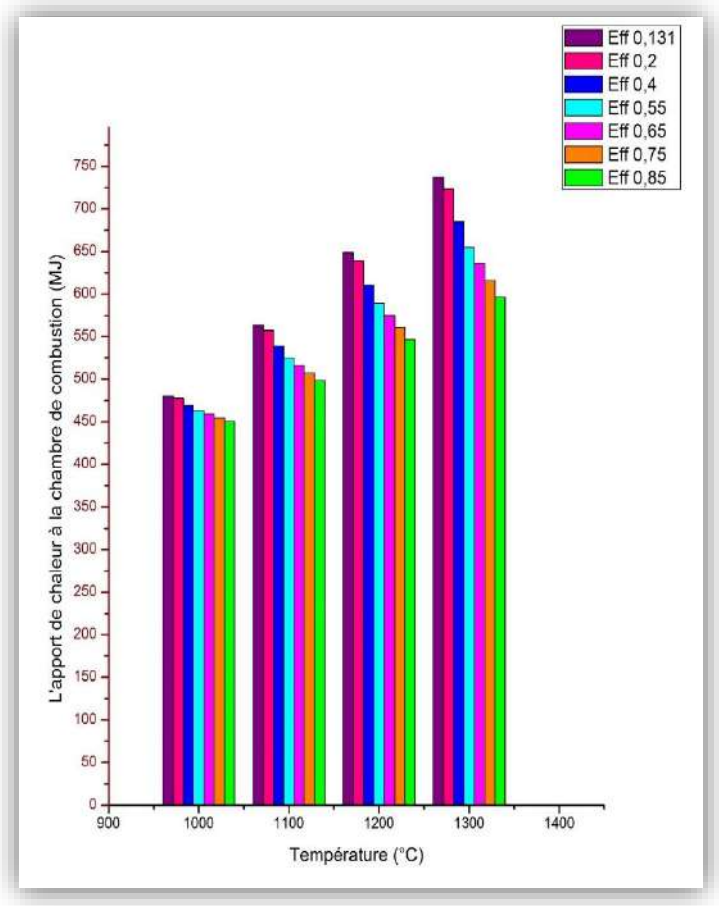


Figure 4.6-8: montre l'effet de taux de compression sur le rendement à des déférentes températures.

La figure montre qu'à chaque fois le taux de compression augmente, le rendement thermique augmente également successivement avec la température ambiante.

4.6.3 Effet de la température à l'entrée de la turbine



La figure 4.6-9 représente l'apport de chaleur à la chambre de combustion avec des différentes températures d'entrée dans la turbine, pour différents efficacité du régénérateur. En augmentant la température d'entrée de turbine, l'apport de chaleur dans la chambre de combustion augmente.

Figure 4.6-9: Variation de l'apport de chaleur à la chambre de combustion avec déférent température sortie de la chambre de combustion.

Température	L'apport de chaleur à la chambre de combustion						
°C	MJ						
	Eff = 0,131	Eff = 0,20	Eff = 0,40	Eff = 0,55	Eff = 0,65	Eff = 0,75	Eff = 0,85
1000	480,6752	477,8147	469,4595	463,201	459,0544	454,8989	450,7731
1100	563,4157	557,2011	539,0104	525,4117	516,3529	507,3061	498,2715
1200	648,8325	639,1425	610,737	589,453	575,2808	561,099	546,9243
1300	736,9809	723,6797	684,6464	655,345	635,8159	616,2879	596,7635

Tableau 4.6-7:L'apport de chaleur à la chambre de combustion.

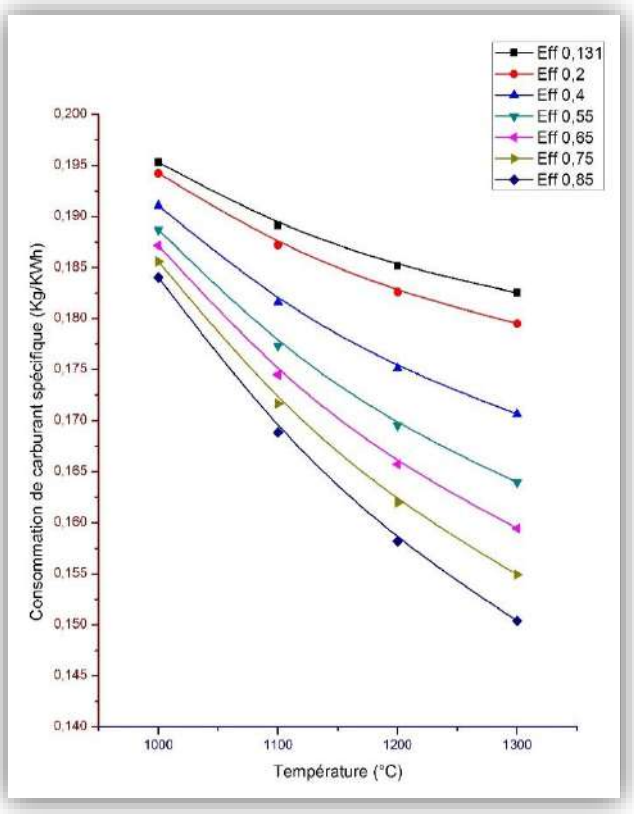


Figure 4.6-10: montre la consommation de carburant spécifique avec différents efficacité de régénérateur pour différentes températures d'entrée de turbine.

La Figure4.6-10 représente la consommation de carburant spécifique avec différents efficacité du régénérateur pour différentes températures d'entrée de la turbine. En augmentant la température d'entrée de la turbine, la consommation de carburant spécifique démunie. D'un autre côté, l'augmentation de l'efficacité de régénérateur entraîne une diminution de la consommation de carburant spécifique du cycle de la turbine à gaz.

Température	**Consommation de carburant spécifique**						
°C	**Kg/KWh**						
	Eff = 0,131	**Eff = 0,20**	**Eff = 0,40**	**Eff = 0,55**	**Eff = 0,65**	**Eff = 0,75**	**Eff = 0,85**
1000	0,19532	0,19424	0,19107	0,18871	0,18716	0,18561	0,18403
1100	0,18913	0,18721	0,18158	0,17733	0,17451	0,17168	0,16885
1200	0,18516	0,18261	0,17515	0,16952	0,16575	0,16198	0,15819
1300	0,18253	0,17952	0,17065	0,16395	0,15945	0,15493	0,15038

Tableau 4.6-8 : Consommation de carburant spécifique a défférent température d'entréé turbine.

La Figure 4.6-11 représente le rendement thermique avec différents efficacité de régénérateur pour différentes températures d'entrée de turbine. En augmentant la température d'entrée de la turbine, le rendement thermique augmente. D'autre part, l'augmentation de l'efficacité de régénérateur entraîne une augmentation de l'efficacité thermique du cycle

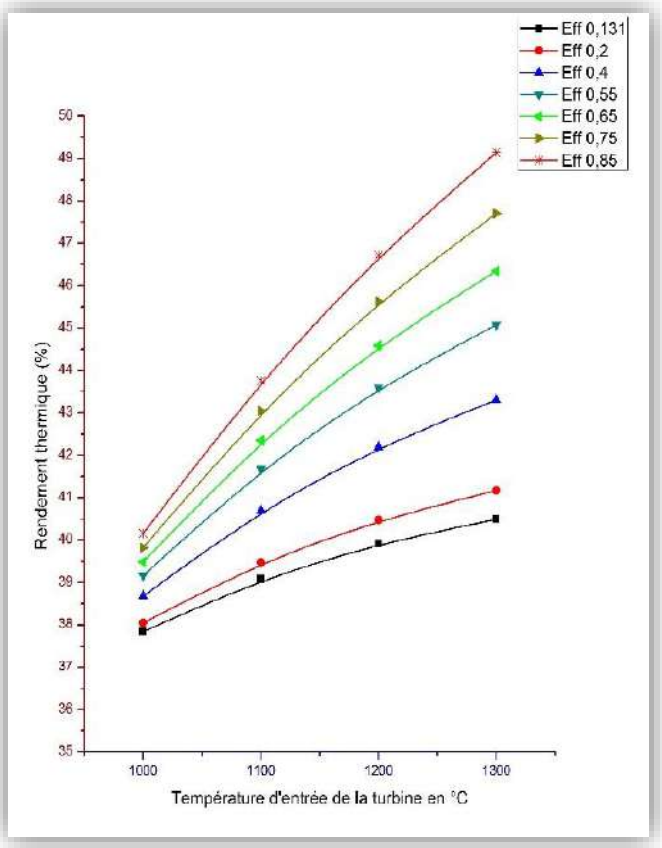


Figure 4.6-11: variation du rendement en fonction de déférente température d'entrée de la turbine.

Température	Rendement thermique						
°C	%						
	Eff = 0,131	Eff = 0,20	Eff = 0,40	Eff = 0,55	Eff = 0,65	Eff = 0,75	Eff = 0,85
1000	37,8367	38,0471	38,6773	39,1613	39,4854	39,8161	40,1565
1100	39,0753	39,4748	40,6987	41,6742	42,3489	43,0468	43,7690
1200	39,9132	40,4705	42,1942	43,5956	44,5877	45,6255	46,7164
1300	40,4885	41,1672	43,3049	45,0751	46,3482	47,7015	49,1429

Tableau 4.6-9: Rendement thermique avec déférent T3.

4.7 Étude économique

Le bénéfice résultant de la turbine à gaz avec régénération est résumée dans ce tableau :

	TAG simple	TAG avec Régénération					
°C	MW	MW	%	MW	DA	DA	DA
temps	énergie payante	énergie payante	le gain	gain d'énergie payante	le gain d'argent par jr	gain par 1 an	gain par 4 ans
-5	661,5952	641,8797	2,9799	19,7155	32953,05	12027863,25	48111453
05	644,9210	627,3680	2,7217	17,5530	29338,59	10708583,79	42834335,14
10	636,5965	620,1248	2,5874	16,4717	27531,27	10048913,55	40195654,2
20	619,9736	605,6684	2,3073	14,3052	23910,12	8727193,8	34908775,2
30	603,3871	591,2568	2,0103	12,1303	20274,93	7400349,45	29601397,8
40	586,8388	576,8840	1,6963	9,9548	16638,74	6073139,057	24292556,23

Tableau 4.7-1: montre une étude économique et une comparaison entre TAG simple et TAG régénératif.

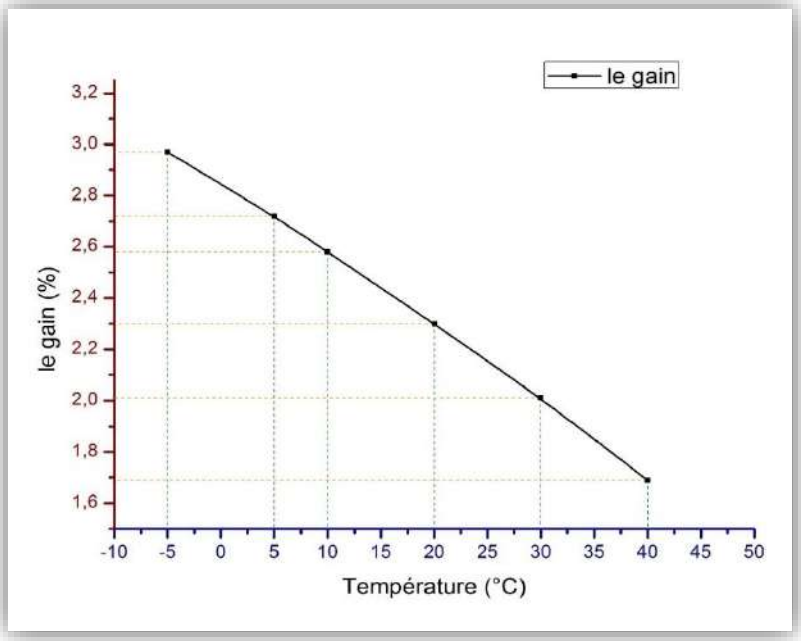


Figure 4.7-1: montre variation de gain en fonction de la température.

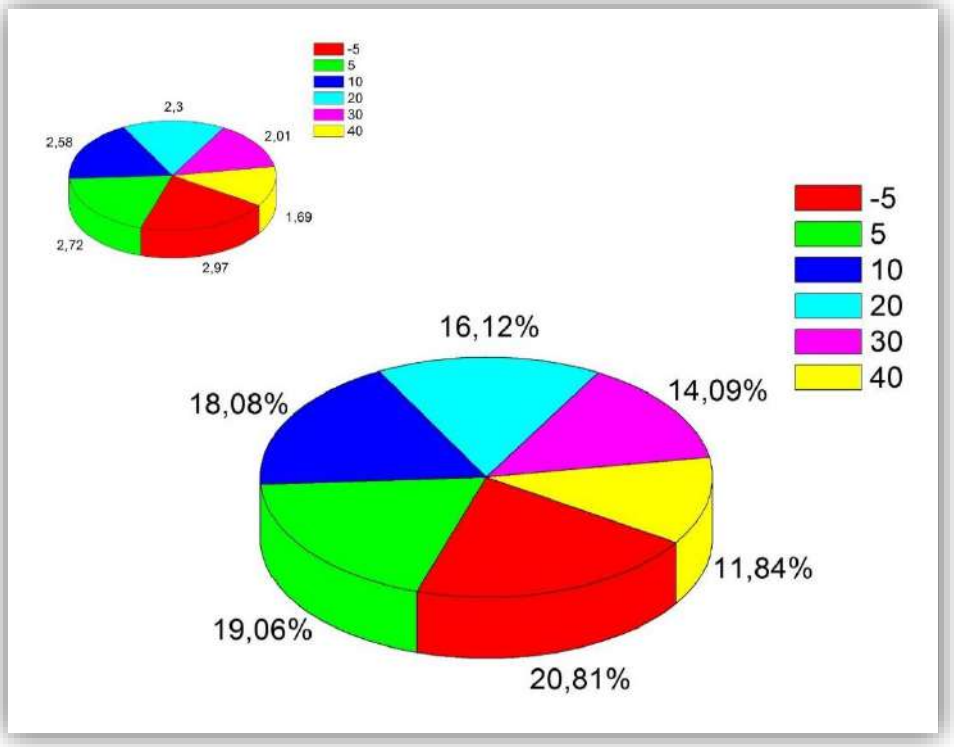


Figure 4.7-2: montre gain d'énergie en % dans des déférentes températures.

4.7.1 Discussion

On constate que dans l'hiver l'économisassions ou l'optimisation d'énergie payante qui représente le gaz naturel a été bien considéré par apport à une période où la température ambiante élevé.

$$\text{Le gain} = \frac{\text{énergie payante TAG simple} - \text{énergie payante TAG avec Régénération}}{\text{énergie payante TAG simple}} \times 100$$

$$\text{Le gain d'énergie payante} = \text{énergie payante TAG simple} - \text{énergie payante TAG avec Régénération}$$

Moyenne du durée de fonctionnement de la turbine à gaz par 1 jour est 12 heurs

$$1\ \text{KWh} \Longrightarrow 1\ \text{Dinar algerien du gain}$$

$$1\ \text{MWh} \Longrightarrow 1000\ \text{Dinar algerien du gain}$$

$$1.56\ \text{DA} \Longrightarrow 1\text{m}^3\text{gaz} \Longrightarrow 11.2\ \text{KWh}$$

$$1560\ \text{DA} \Longrightarrow 11.2\ \text{MWh}$$

Exemple

14 MW gain d'énergie

14MWh*12hrs =168MWh

Donc, 168MWh ⟹ 23 400 DA/jr

Le gain par 1 an = 23 400DA*365 = 8 541 000 DA

4.8 Conclusion

Ce chapitre a présenté une considération qui devrait être incluse dans la détermination de la performance d'une centrale électrique à turbine à gaz régénérative. Une méthodologie de conception a été développée pour l'étude paramétrique et l'évaluation des performances d'une turbine à gaz régénérative. L'étude paramétrique a montré que rapporte de pression, température ambiante et la température d'entrée à la turbine jouaient un rôle très important sur la performance globale d'une turbine à gaz régénérative.

L'efficacité thermique du cycle simple d'une turbine à gaz subit de petites améliorations à des rapports de pression importants par rapport au cycle de la turbine à gaz régénérative.

Dans le cycle de la turbine à gaz régénérative, L'efficacité thermique augmente et la consommation de carburant spécifique diminue avec l'efficacité du régénérateur.

Le cycle de la turbine à gaz régénératif présente des rendements de cycle supérieurs à ceux du cycle simple fonctionnant dans les mêmes conditions. La puissance de sortie, l'efficacité et la consommation de carburant spécifique sont simulées en fonction des conditions de fonctionnement.

5 La vapeur d'eau

La vapeur d'eau est un gaz qui se forme lorsque l'eau passe de l'état liquide à l'état gazeux. Au niveau moléculaire, cela se produit lorsque des molécules H2O parviennent à se séparer des liaisons qui les retiennent ensemble (c.-à-d., les liaisons hydrogène).

5.1 Le mécanisme d'évaporation de l'eau

À l'état liquide, les molécules H2O sont constamment en train de se lier et de se séparer les unes des autres. Lorsqu'on augmente la température de l'eau, les liaisons qui retiennent les molécules ensemble commencent à se briser plus rapidement qu'elles ne se forment. Ainsi, lorsqu'une quantité suffisante d'énergie a été fournie, certaines molécules parviennent à se séparer complètement de l'ensemble. Ces molécules «libres» deviennent le gaz transparent que nous connaissons sous la forme de vapeur d'eau, plus précisément de vapeur d'eau sèche.

5.1.1 Vapeur d'eau sèche/humide

Il est important de comprendre la différence entre la vapeur d'eau sèche (ou saturée) et la vapeur d'eau humide, surtout pour son utilisation dans le secteur industriel.

- La vapeur d'eau sèche fait référence à un gaz qui ne contient que des molécules d'eau à l'état gazeux. C'est un gaz transparent.
- La vapeur d'eau humide fait référence à un gaz qui ne contient pas seulement des

Exemple

La Figure 5.1-1 représente une bouilloire qui bout de l'eau.

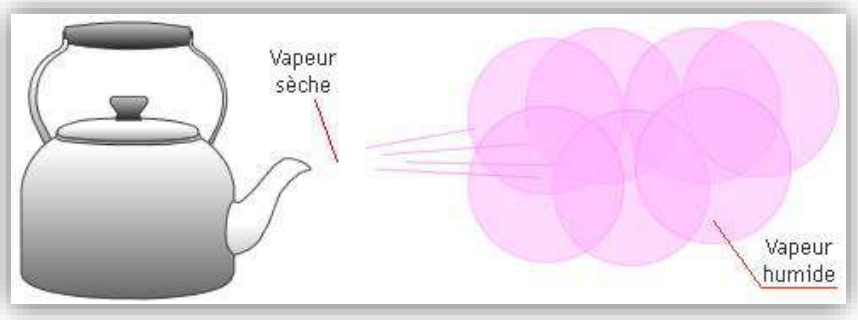


Figure 5.1-1

5.2 La vapeur d'eau comme force motrice & source de chaleur

La vapeur d'eau a joué un rôle essentiel durant la révolution industrielle, plusieurs découvertes capitales ont été faites grâce à la modernisation du moteur à vapeur au début du 18eme siècle, comme par exemple l'invention de la locomotive à vapeur, du bateau à vapeur, du fourneau à vapeur et du marteau-pilon à vapeur.

De nos jours, l'électricité et les combustibles fossiles (grâce au moteur à combustion interne) ont en grande partie remplacé la vapeur comme force motrice. Elle est toutefois encore beaucoup utilisée dans les centrales d'électricité et dans certaines applications industrielles à grande échelle.

L'avantage d'utiliser la méthode indirecte est qu'elle empêche les gouttes d'eau d'affecter le produit à chauffer. La vapeur d'eau peut donc être utilisée pour toutes sortes d'applications comme la fusion, le séchage, la cuisson et ainsi de suite.

5.2.1 Les applications de la vapeur

La vapeur d'eau est utilisée dans un grand nombre d'industries. Ses applications les plus courantes sont sur les procédés de chauffage dans les usines ou pour la rotation de turbines dans les centrales électriques, mais l'utilisation de la vapeur dans le secteur secondaire ne se limite pas à cela.

5.2.2 Les différents états de l'eau et de la vapeur

Lorsque l'eau est chauffée au-delà de son point d'ébullition, elle s'évapore, c'est-à-dire qu'elle devient de l'eau à l'état gazeux. La vapeur d'eau peut toutefois prendre diverses formes. Ses propriétés varient grandement en fonction de la pression et de la température à laquelle elle est soumise.

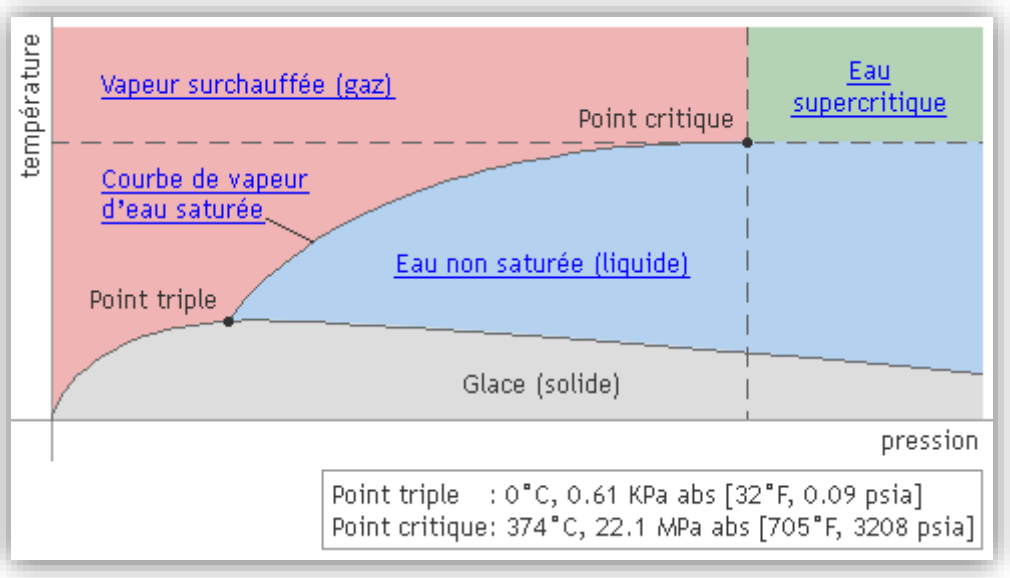


Figure 5.2-1 : effet de la pression sur la température de l'eau/ de la vapeur.

On obtient de la vapeur saturée (sèche) en bouillant de l'eau jusqu'à son point d'ébullition (chaleur sensible) et ensuite en lui fournissant encore plus de chaleur pour qu'elle se vaporise (chaleur latente). Si cette vapeur est chauffée au-delà de son point de saturation, elle devient de la vapeur surchauffée (chaleur sensible).

5.2.3 Vapeur surchauffée

La vapeur d'eau surchauffée est obtenue en chauffant la vapeur d'eau sèche (saturée) ou humide au-delà de son point de saturation. Ainsi, la température de la vapeur surchauffée est supérieure à celle de la vapeur saturée alors que sa masse volumique est inférieure à celle-ci pour une même pression. La vapeur d'eau surchauffée est surtout utilisée à des fins motrices comme dans les turbines, et n'est pas habituellement utilisée comme source de chaleur.

5.2.4 Avantages d'utiliser la vapeur surchauffée pour entraîner une turbine

- Améliore l'efficacité thermique et la charge de production, ex. pour obtenir un plus gros changement de masse volumique à l'état surchauffé à pressions basses ou sous vide.
- Aide à maintenir les installations sèches lorsque leur performance pourrait être affectée par la présence de condensat.

Il est avantageux de fournir et d'évacuer la vapeur à l'état surchauffé pour empêcher la formation de condensat à l'intérieur des installations utilisant la vapeur surchauffée (en

situation d'opération normale). Ceci diminue les risques de dommages causés par l'érosion ou la corrosion due à l'acide carbonique. De plus, augmenter le degré de surchauffe et la pression fait accroître l'enthalpie à l'entrée de la turbine, ce qui fait augmenter l'efficacité thermique théorique de la turbine puisqu'elle est calculée en utilisant les valeurs d'enthalpie à l'entrée et à la sortie de la turbine.

5.3 Amélioration des performances d'une turbine à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion

Turbine à gaz V94.3A
V94.3A (SGT5-4000F)
Siemens.

5.3.1 Résumé

L'utilisation de la vapeur pour la propulsion de la turbine à gaz dans le cycle de Brayton a été analysée. Dans la modernisation considérée, la vapeur générée dans l'unité de générateur de vapeur à récupération de chaleur est dirigée dans la chambre de combustion de la turbine à gaz, ce qui entraîne une augmentation de la puissance du cycle de Brayton.

Dans cette optique, la méthode d'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion d'une turbine à gaz a été proposée, étudiée et comparée avec un cycle simple.

L'objectif principal de ce travail consiste à la réalisation d'un programme de calcul de l'influence des conditions ambiantes sur les caractéristiques des différents composants de la turbine à gaz, telles que la compression, la combustion et la détente. Une fois que les paramètres de fonctionnement optimaux sont connus, le recalcule des performances de l'installation a été effectué en injectant des quantités convenables de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Les résultats obtenus de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine à gaz sans injection de la vapeur d'eau et l'influence des conditions standards sur le début d'injection, selon ceux trouvés dans la littérature simulés par le code de calcul thermodynamique 'Thermoptim', sont en bonne concordance avec la variation qualitative de ces conditions, dans le cas d'un fonctionnement normal sans injection de la vapeur. Ces résultats sont représentés sous forme de courbes.

Introduction

De nos jours, presque tous les pays, sont confrontés au problème de la production d'énergie électrique insuffisante, Une difficulté supplémentaire découle du besoin de réglementations et de normes de protection de l'environnement définies dans le monde.

Turbine à gaz à une haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement et le travail net spécifique, puissent être améliorés en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple.

Dans ce travail, le processus de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau. Celle-ci a été injectée à l'amont de la chambre de combustion. Cette méthode conduit à une amélioration du rendement et de la puissance utile disponible d'une turbine à gaz de cycle simple. L'augmentation du rendement et de la puissance de sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine.

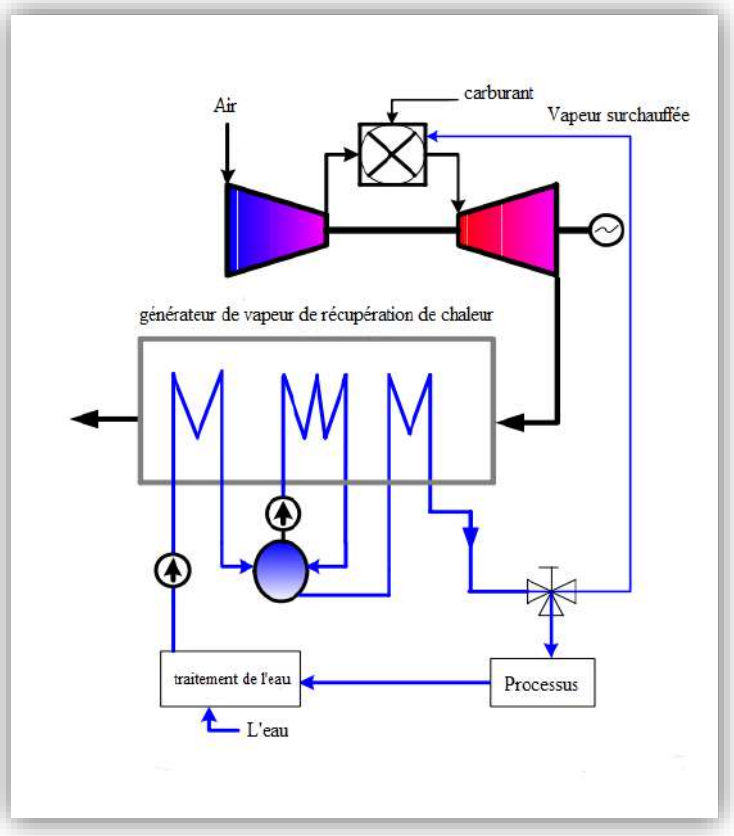
Une tentative est faite en modélisant un cycle simple par la récupération de la chaleur des gaz d'échappement (mettre un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour l'utilisation, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un vrai cycle. A cet effet, les propriétés physiques du fluide moteur ont été prises comme réelles (fonction de la température et de la pression).

5.3.2 Description du modèle et formulation du problème

5.3.2.1 Principe de fonctionnement de la Turbine à Gaz à injection de Vapeur

Fig.5c montre une installation d'un cycle injecté par la vapeur d'eau. De l'air est refoulé en aval du compresseur à une pression, la combustion s'effectue dans la chambre de combustion où du carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau dont les propriétés physiques sont calculées pour des conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion.

Généralement, le générateur de vapeur à récupération de chaleur est construit de manière similaire au cycle combiné, c'est-à-dire un économiseur chauffant l'eau sous pression, un évaporateur générant de la vapeur d'eau et un surchauffeur amenant la vapeur à l'état surchauffé.



- L'air est comprimé dans le compresseur.
- Le carburant, la vapeur et l'air sont fournis dans la chambre de combustion formant un mélange vapeur / gaz à haute température.
- Le mélange gaz / vapeur se détend dans la turbine
- La vapeur est générée dans le HRSG, tout en refroidissant l'échappement gaz / vapeur.
- Puissance nette et efficacité de la turbine à gaz à injection de vapeur.

Figure 5.3-1: représente Schéma d'écoulement d'une turbine à gaz à injection de vapeur.

- La vapeur générée par la récupération de chaleur est injectée dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz augmentant le débit à travers la turbine.
- L'injection de vapeur augmente la puissance de sortie d'une turbine à gaz et l'efficacité électrique.
- L'injection de vapeur réduit l'émission de NOX dans une turbine à gaz.
- La turbine à gaz à injection de vapeur a un coût d'investissement inférieur à celui d'un cycle combiné commun et convient aux industries de transformation, en raison des conditions de fonctionnement flexibles.
- Il y a des limites à la quantité de vapeur pouvant être injectée.
- La vapeur pénétrant dans la chambre de combustion est en état de surchauffe, étant un vecteur énergétique de la chaleur récupérée par les gaz d'échappement chauds.
- La pression de la vapeur injectée doit être légèrement supérieure à la pression de l'air provenant de la chambre de combustion.
- Pour maintenir la température d'entrée de la turbine, plus de carburant est ajouté dans une turbine à gaz à injection de vapeur pour compenser l'augmentation de la masse dans la chambre de combustion.
- Lorsque la vapeur est injectée avant la turbine, le débit massique à sera plus élevé que sans injection de vapeur.
- La chaleur spécifique de la vapeur surchauffée est environ deux fois plus grande que la chaleur spécifique des gaz de combustion ; par conséquent, la moyenne pour le mélange de gaz et de Cp passant par la turbine sera plus élevée que sans injection de vapeur.
- Le travail du compresseur, n’est pas pratiquement affecté par l'injection de vapeur.
- La température d'entrée de la turbine est la même que sans injection et la température de sortie de la turbine restera à une valeur similaire.
- La conclusion est donc que la puissance de sortie de la turbine à gaz à injection de vapeur sera plus élevée que pour la même turbine à gaz sans injection.
- Pour une turbine à gaz à injection de vapeur, le gain de puissance est relativement important, mais cela dépend de la température d'injection de vapeur ainsi que de la quantité de vapeur injectée.

- la vapeur surchauffée, qui est injectée dans la chambre de combustion, contient une quantité importante d'énergie qui a été récupérée à partir de l'échappement de la turbine à gaz chaude dans le HRSG.
- Une turbine à gaz à injection de vapeur peut atteindre une efficacité électrique de 40% à 45% (injection de vapeur maximale).
- Cependant, la turbine à gaz à injection de vapeur ne peut pas atteindre le rendement électrique élevé d'un cycle combiné puisque l'eau sous forme de vapeur part dans l'empilement et ainsi la chaleur de vaporisation d'eau (latente) du flux gaz / vapeur est perdue.
- Pour une turbine à gaz à injection de vapeur, il n'y a pas besoin d'une turbine à vapeur ou d'un système de condenseur, mais le rendement est relativement élevé, ce qui réduit le coût d'investissement.
- Dans l'investissement d'une turbine à gaz à injection de vapeur, il est nécessaire de prendre en considération le coût de la station de traitement de l'eau.
- Pour garder le coût d'investissement bas, il prévoit qu'il n'y a pas de manque d'eau, s'il n'y a pas assez d'eau disponible, les gaz de combustion du HRSG peuvent devoir être condensés pour récupérer la teneur en eau, et le coût d'installation de cette pièce d'équipement peut être coûteux.
- La qualité de l'eau à utiliser pour l'injection est très importante.

Pour les paramètres de la turbine, de nouveaux calculs sont effectués. Pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante, en présence de la vapeur d'eau (dont les paramètres d'injectionT_{inj}, P_{inj}), nous devons ajouter encore plus de carburant. Donc pour calculer ces rapports (écoulement de carburant et la quantité de la vapeur injectée), nous devons faire un équilibre thermique au niveau de la chambre de combustion.

5.3.2.2 Thermodynamique de base

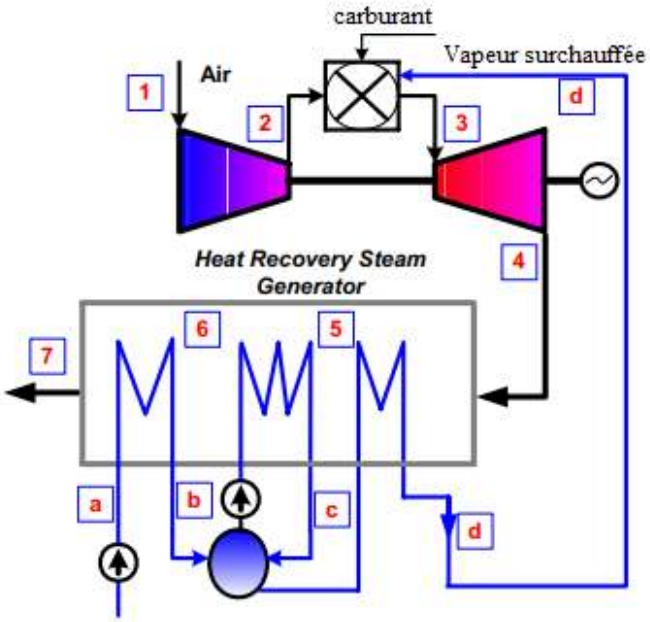


Figure 5.3-2: principe d'injection de vapeur dans TAG.

Energie entrante = Energie sortante

$$(\dot{m}_{air} \times h_{air}) + (\dot{m}_{car} \times PCI) + (\dot{m}_{vap} \times h_{vap,T\ inj}) = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{car}) \times h_{s,gaz} + (\dot{m}_{vap} \times h_{vap,T\ cc})$$

$$\dot{m}_{car} = \frac{P_t}{PCI \times \eta}$$

Pour la vapeur surchauffée :

$$h_{vap,T\ cc} - h_{vap,T\ inj} = C_{P,Vp\ Surchff} \times (T_3 - T_d)$$

$$T_m = \frac{T_3 + T_d}{2}$$

La puissance de la turbine est

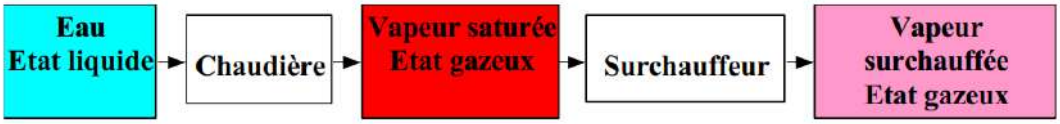
$$P_T = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{car}) \times (h_{3,gaz} - h_{3,gaz}) + \dot{m}_{vap} \times (h_{3vap,surchff} - h_{4vap,surchff})$$

Le taux de récupération de chaleur au cycle de vapeur est :

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{vap} \times (h_{d,Vpr\ surchff} - h_{a,Vpr\ surchff})\ [KW].$$

Le taux de récupération de chaleur pour chaque échangeur de chaleur est :

- ✓ Economiseur : $\dot{Q}_{éco} = \dot{m}_{vap} \times (h_{b,Vpr\ surchff} - h_{a,Vpr\ surchff})$ [KW].
- ✓ Evaporateur : $\dot{Q}_{évpr} = \dot{m}_{vap} \times (h_{C,Vpr\ surchff} - h_{b,Vpr\ surchff})$ [KW].
- ✓ Surchauffeur : $\dot{Q}_{surchaff} = \dot{m}_{vap} \times (h_{d,Vpr\ surchff} - h_{C,Vpr\ surchff})$ [KW].

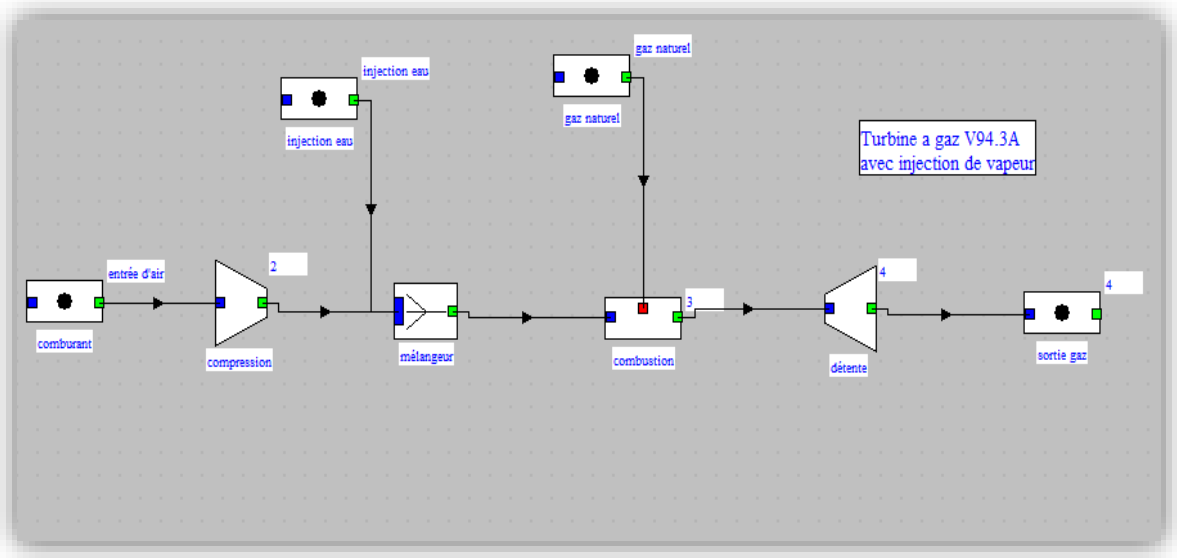


Remarque

Toutes les gouttelettes d'eau injectées dans une turbine créent des érosions donc, en étant à une température nettement supérieure à celle de liquéfaction, on limite au maximum le risque d'apparition de ces gouttelettes. De plus, la détente, se produisant à l'intérieur des turbines, fournit un travail et absorbe de la chaleur. La surchauffe garantit donc l'absence d'eau et augmente le rendement de la turbine.

5.4 Représentation d'une turbine à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion sur THERMOPTIM

5.4.1 Création du schéma



5.4.2 Cycle de turbine à gaz injecté par la vapeur

Pour un fonctionnement normal d'une turbine à gaz, nous avons constaté précédemment que lorsqu'on augmente la température ambiante, les performances de la machine diminuent. Cette diminution devient importante, lorsque la température ambiante est maximale. Donc afin de garder les performances de cette turbine, méthode d'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion est proposée.

5.4.2.1 Paramétrage des points

Pour Les conditions d'entrée ''température ambiante et la pression'' de la TAG a injection de vapeur est la même que de la TAG sans injection de vapeur (TAG simple).

Le cycle a été modélisé en utilisant l'analyse thermodynamique pour la turbine à gaz simple et la turbine à gaz à injection de vapeur.

5.4.2.2 L'entrée de l'air et la compression

- Entrez l'état du corps au point "entrée d'air". On connaît sa pression (0.9966 bar) et sa température (10°C)
- Pour le point (2), sa pression est 'p = 14.949' bar et sa température 386.41°C, rendement poly-tropique égale 89.76%

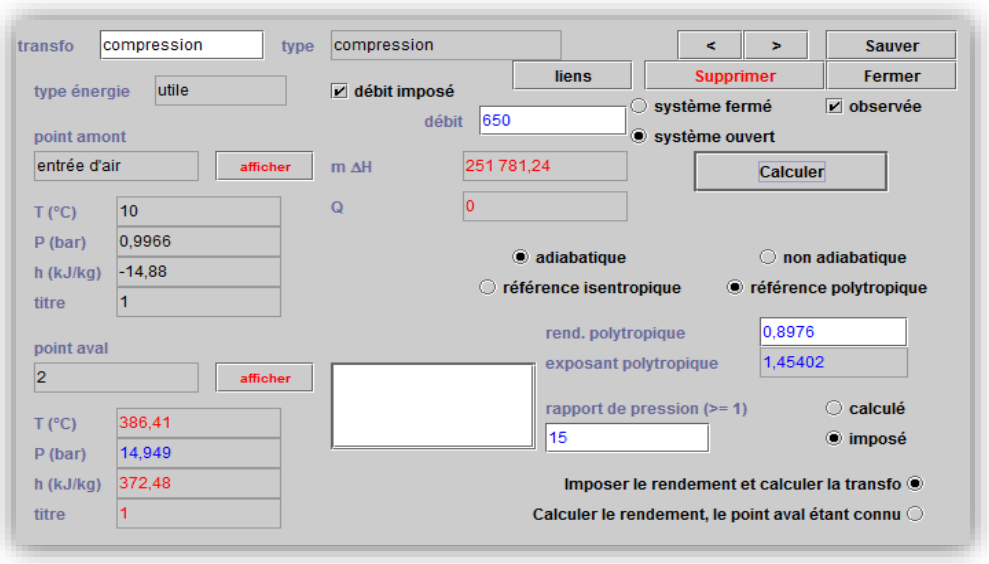


Figure 5.4-1: montre l'état d'entrée de l'air et la compression.

5.4.2.3 Injection et le mélangeur

La vapeur d'eau est injectée en amont de la combustion. Cet exemple montre en particulier comment utiliser un mélangeur, le générateur de vapeur n'est pas modélisé (il s'agit en fait d'un échangeur de chaleur assez complexe).

On sait que la pression de sortie compresseur et à l'entrée de la chambre de combustion égal à 14.949 bar, donc on va injecter un vapeur surchauffée corresponde cette pression ou un peu supérieur, d'après la table de la vapeur surchauffée on trouve que a 14.949 bar résultat est :



Figure 5.4-2: montre l'état de la vapeur surchauffée à 14.949 bar.

Donc, notre vapeur surchauffée a des conditions suivantes :

- ✓ Pression : 14.949 bar
- ✓ Température : 201.265 °C

N.B

La valeur du débit de vapeur surchauffée a été respectée, d'une part à notre régénérateur de vapeur et d'autre part les régules d'injection (ne pas dépasser 20% du débit massique de l'air).

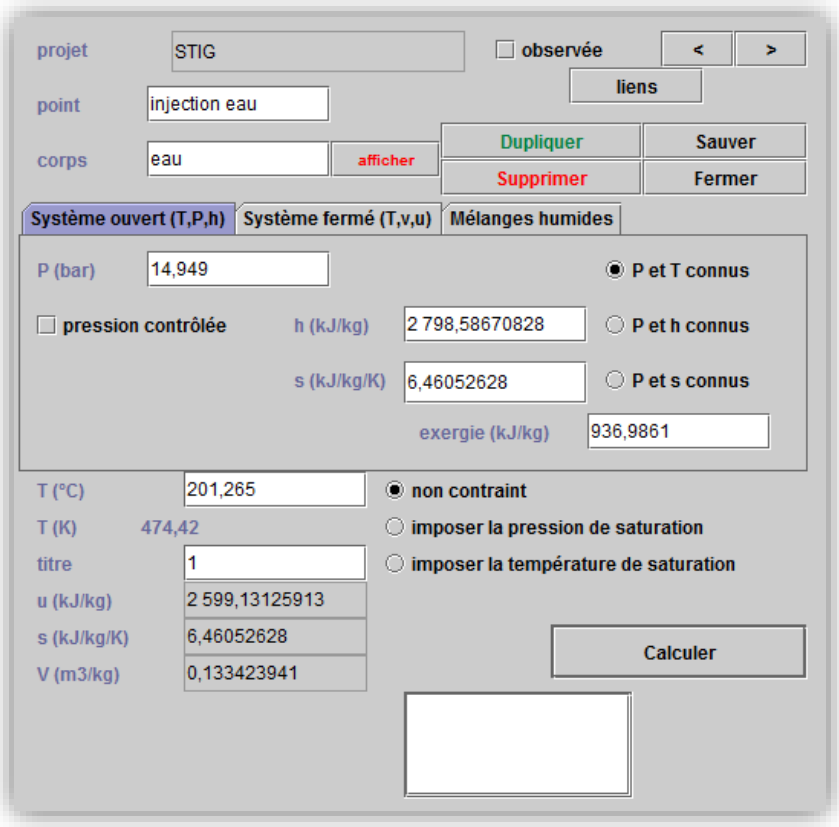


Figure 5.4-3 : montre l'état de vapeur injectée.

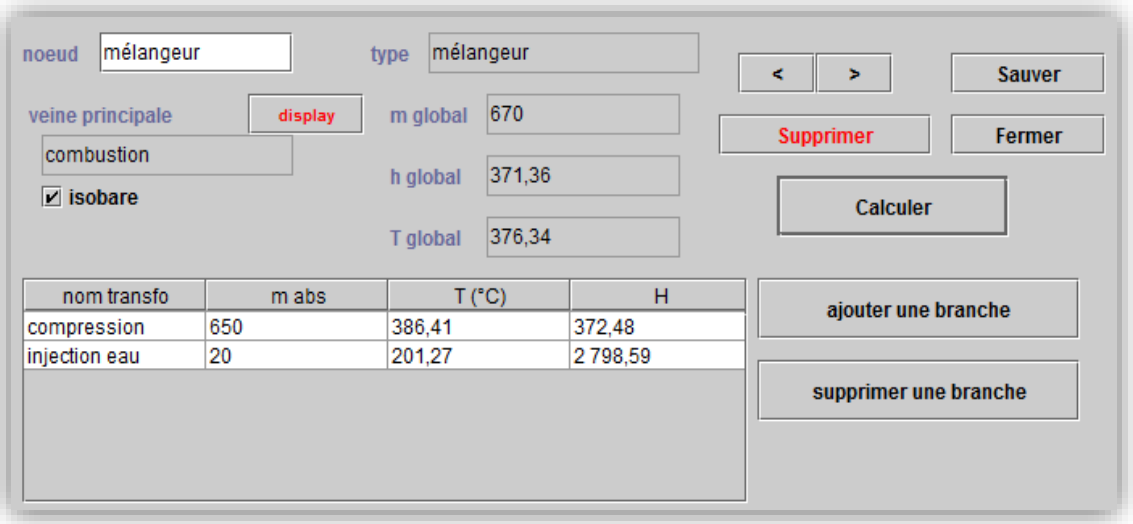


Figure 5.4-4: montre la température du mélange air vapeur.

5.4.2.4 Chambre de combustion et la détente de la turbine

- Le point 3 est à 14.949 bar et 1 120,37°C correspondant à la fin de la combustion. (on remarque un abaissement de la température dans la chambre de combustion par apport à TAG simple ‘1166.74°C).
- Le point 4 est à 1,0128bar et 526,04°C avec rendement poly-tropique égale à 86.54%. (on remarque aussi que la température des gaz d'échappement est réduite).

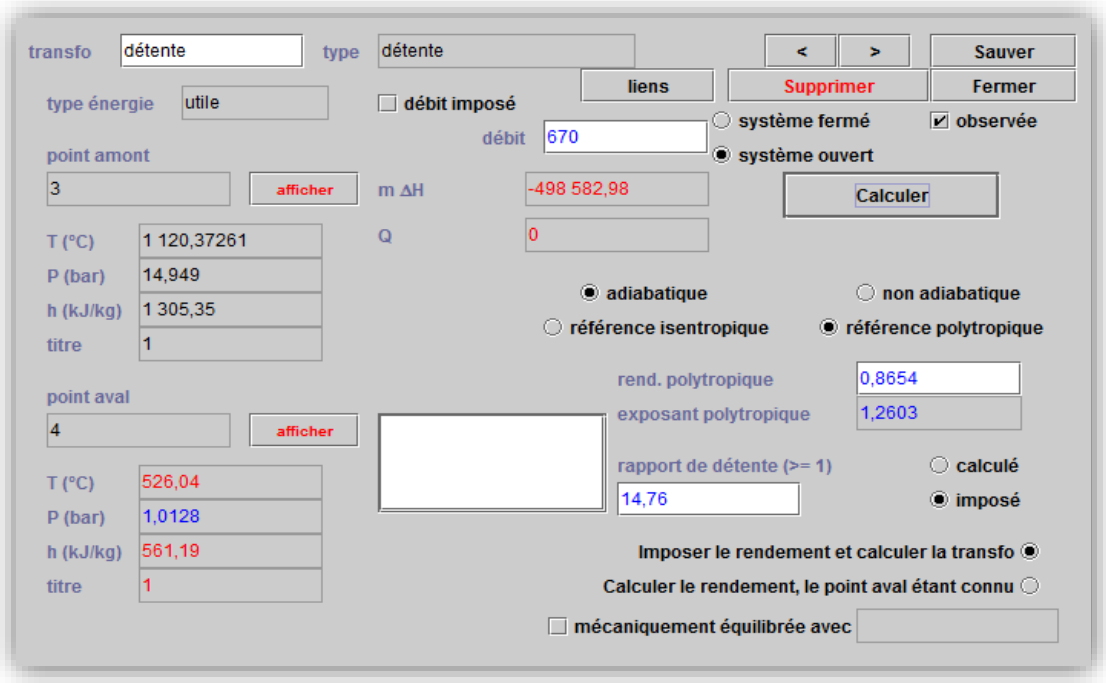


Figure 5.4-5: la combustion et la détente.

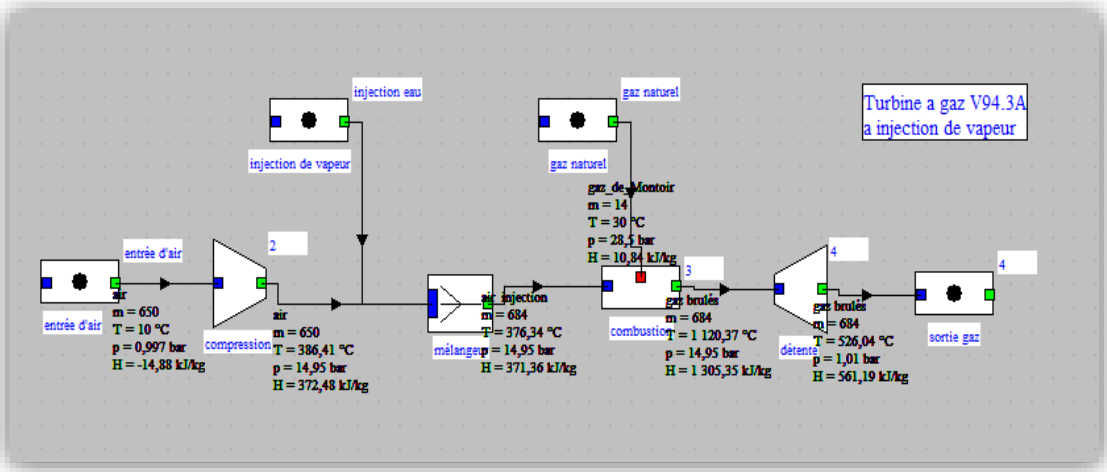


Figure 5.4-6: représente l’état de combustion et la détente au-dessus, et aux de sous le bilan de la TAG.

5.4.2.5 Rendement thermique et résultat

Le rendement thermique de la TAG avec injection de vapeur obtenu est de 39.93% avec une énergie utile égale à 257.221MW.

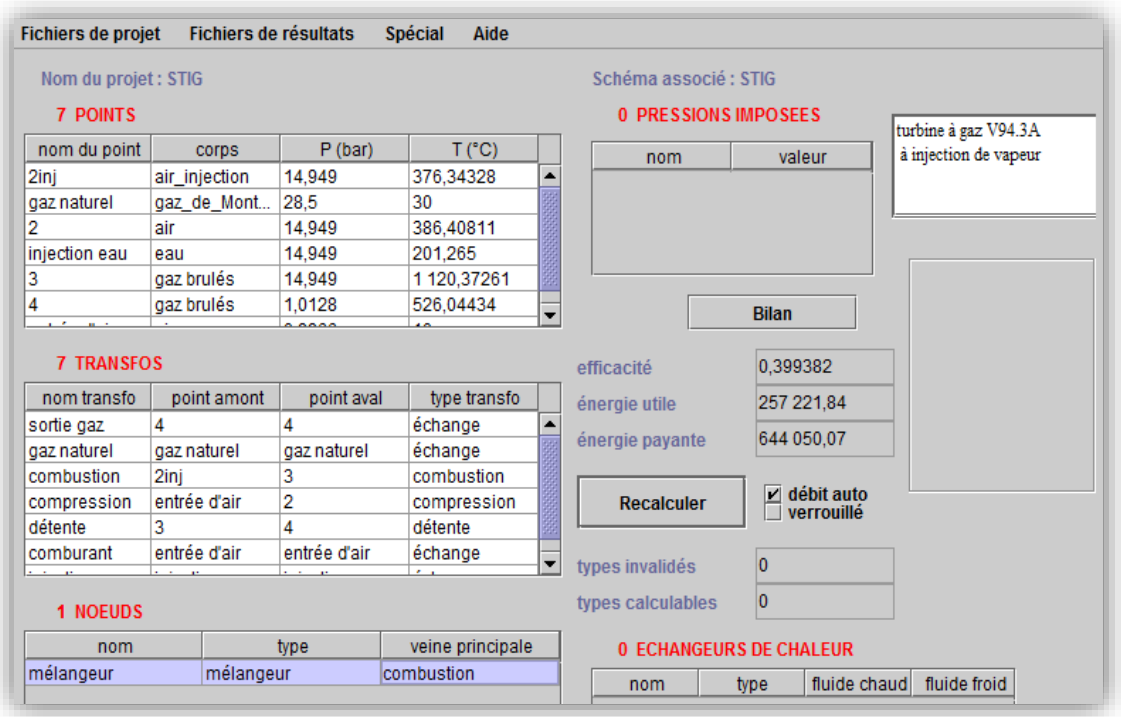


Figure 5.4-7: montre le rendement thermique, l'énergie utile et payante obtenu.

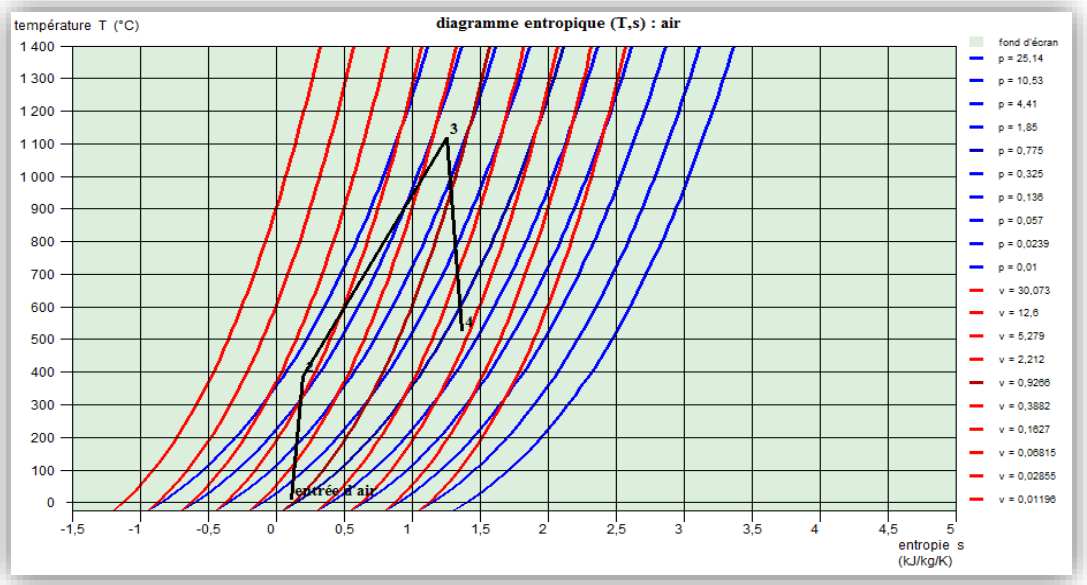


Figure 5.4-8: montre le diagramme entropique du cycle avec injection de vapeur..

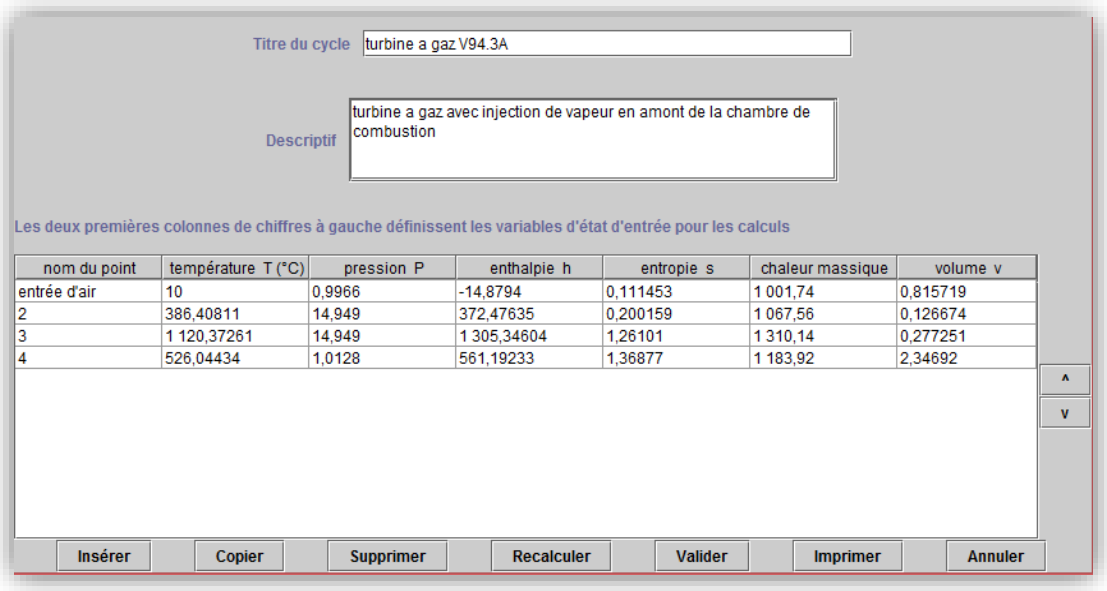


Figure 5.4-9: représente les déférents états du cycle à injection de vapeur (Résultat obtenu par THERMOPTIM).

5.4.3 Discussion

Pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante, en présence de la vapeur d'eau (dont les paramètres d'injectionT_{inj}, P_{inj}), nous devons ajouter encore plus de carburant.

Donc pour calculer ces rapports (écoulement de carburant et la quantité de la vapeur injectée), nous devons faire un équilibre thermique au niveau de la chambre de combustion, c-t-d pour augmenter notre énergie utile il faut d'abord élève la température de sortie compresseur a T_3 = 1166.74°C (comme T_3 dans la TAG simple) et maintenir cette température constant ; la même chose, pour la température d'échappement.

5.4.4 Nouveaux calculs

Dans la Figure 5.4-10, des nouveaux calculs ont été effectués pour les paramètres de la turbine, pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante :
On remplace la température par T_3 = 1166.74°C.

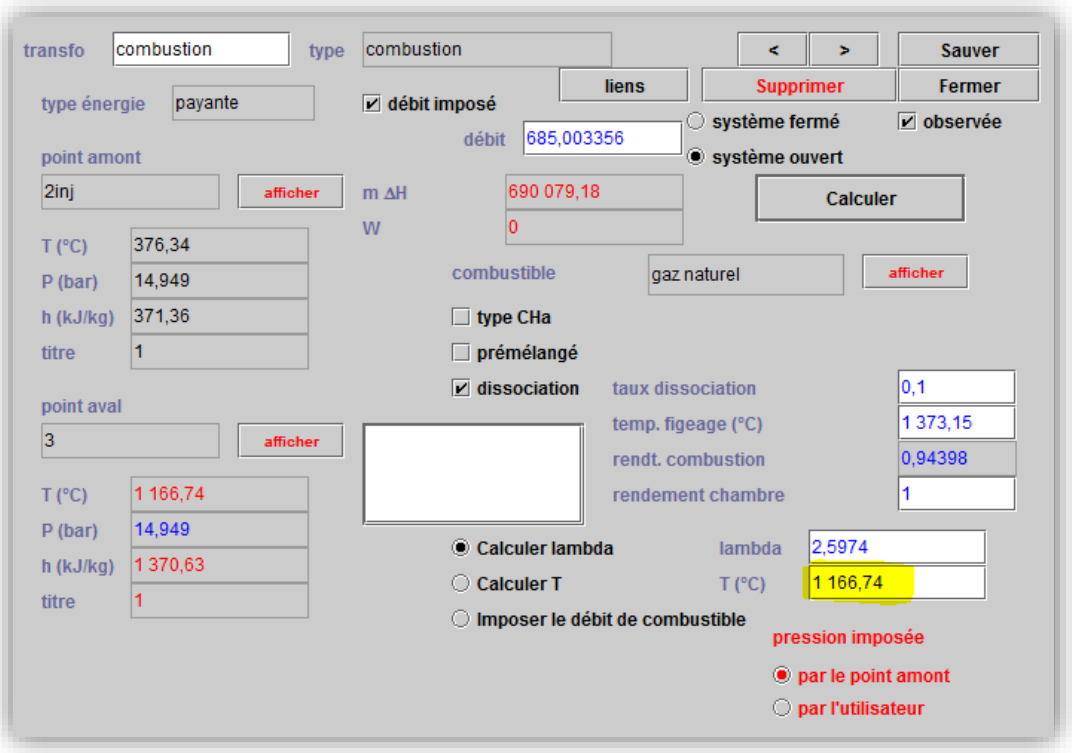


Figure 5.4-10: nouveaux calculs.

On trouve : une énergie utile égale à 276,636 MW.

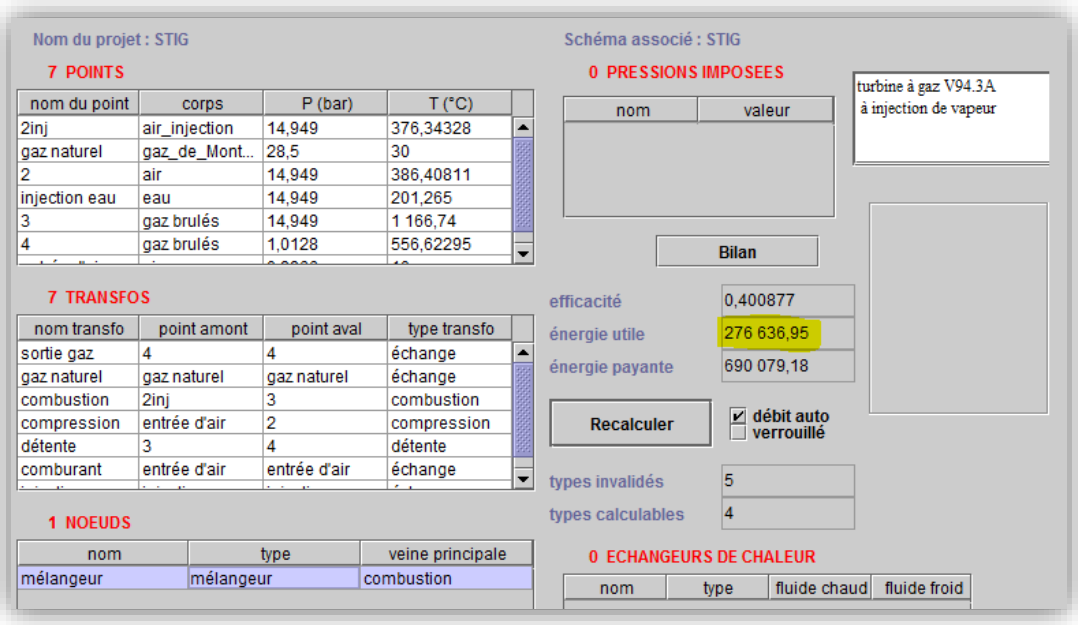


Figure 5.4-11: représente le nouveau bilan obtenu.

Ç'est une puissance très élevés pour notre turbine car la capacité conseillée est de 271 MW, donc pour résoudre ce problème j'ai proposée de réduire le débit massique d'air par les IGV, et après plusieurs tentatives j'ai trouvé qu'un débite de 615 Kg/s est le meilleur pour une température ambiante 10°C.

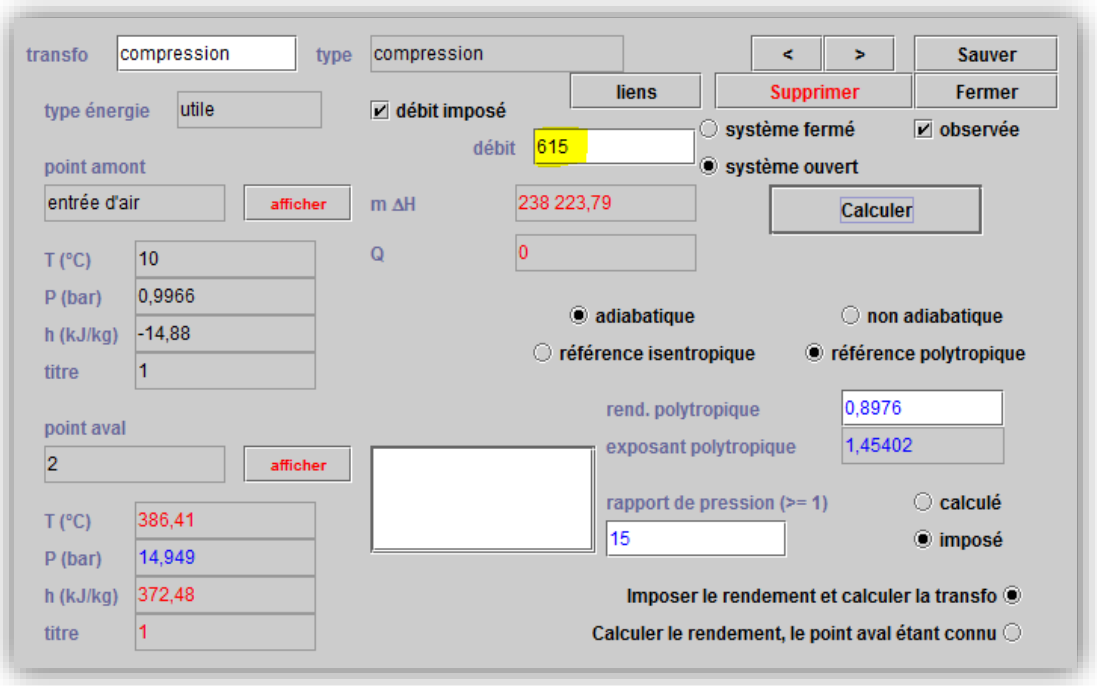


Figure 5.4-12: montre un nouveau paramétrage sur le débit d'air.

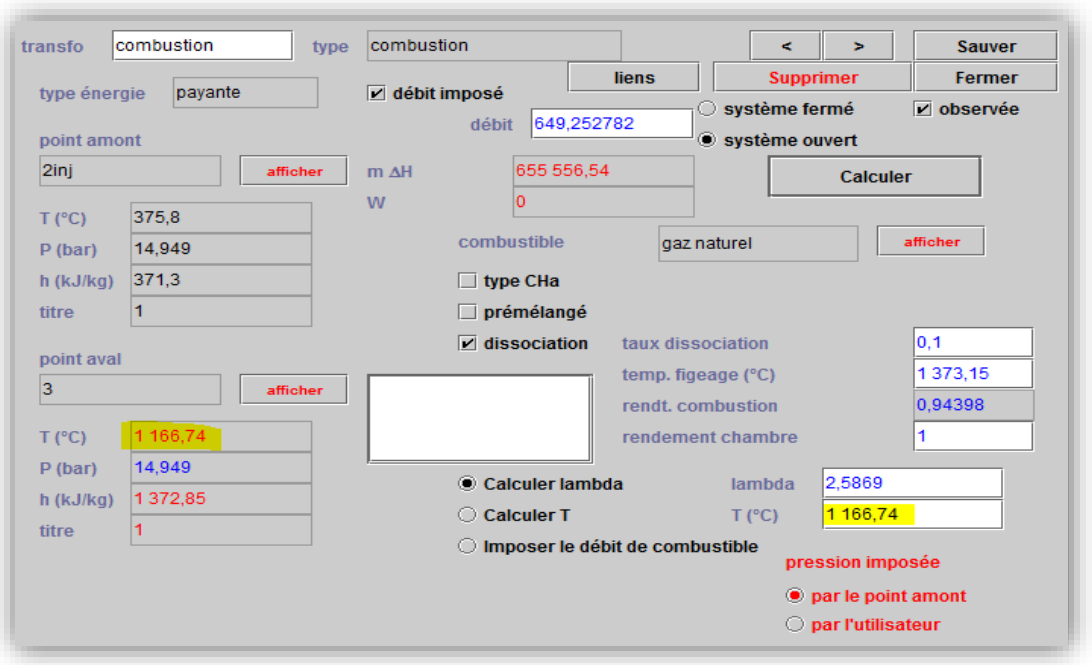


Figure 5.4-13: montre le maintien de la température de sorte de la CC.

5.4.4.1 Rendement thermique et résultat

Le nouveau rendement thermique de la TAG avec injection de vapeur obtenu a T_3 = 1166.74°C est de 40.15% avec une énergie utile égale à 263.215MW.

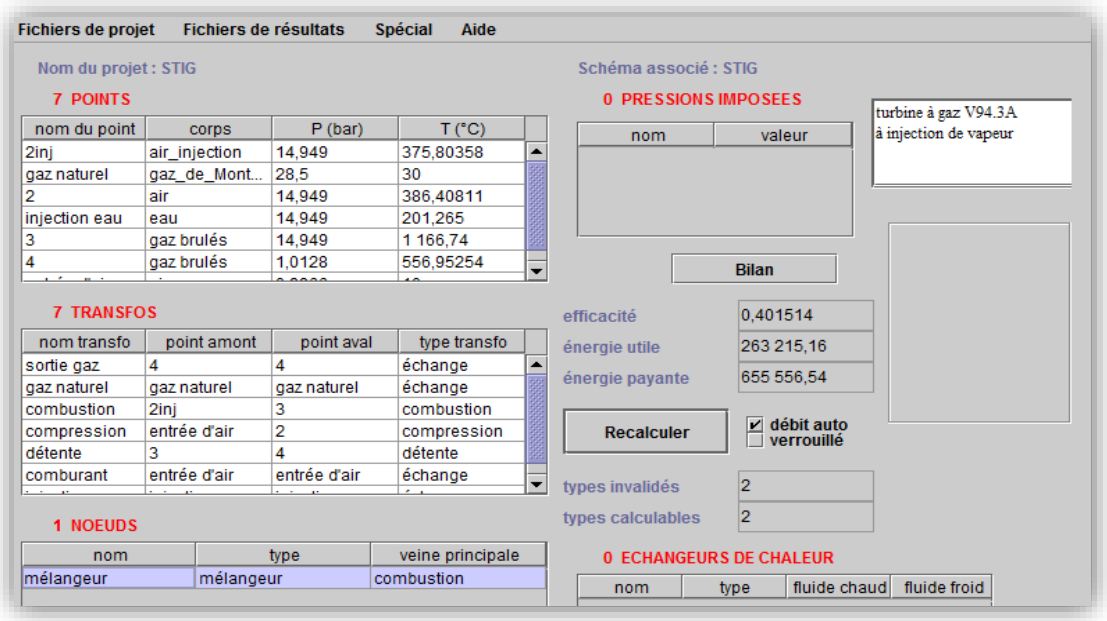


Figure 5.4-14: représente le bilan après le maintien de la température de CC à 1166.64°C.

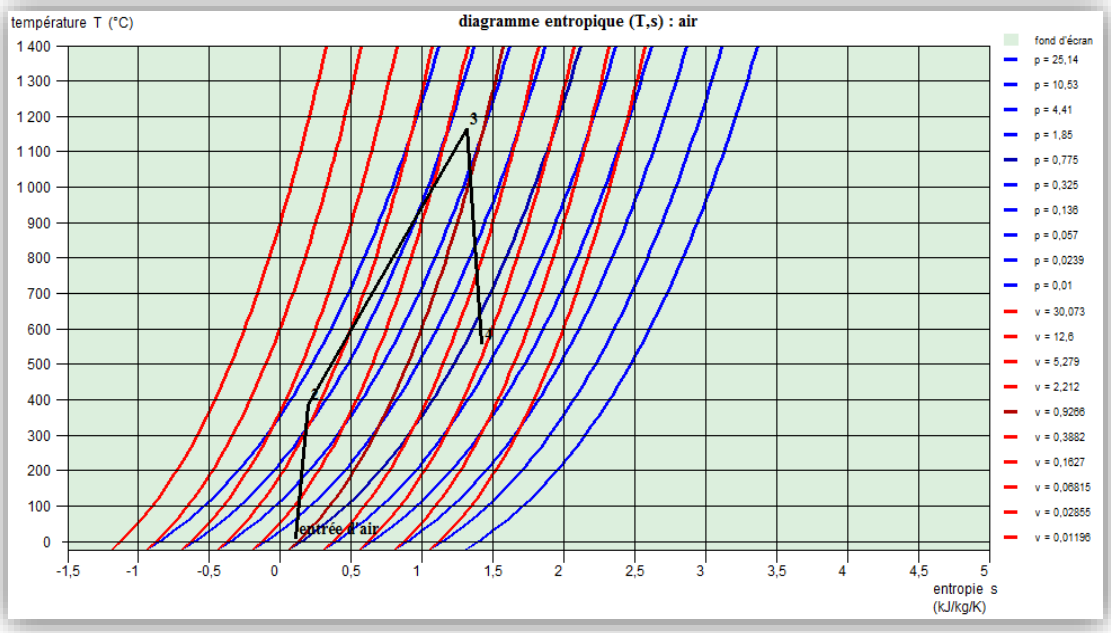


Figure 5.4-15: représente le diagramme entropique du cycle avec injection de vapeur a T_3=1166.74°C.

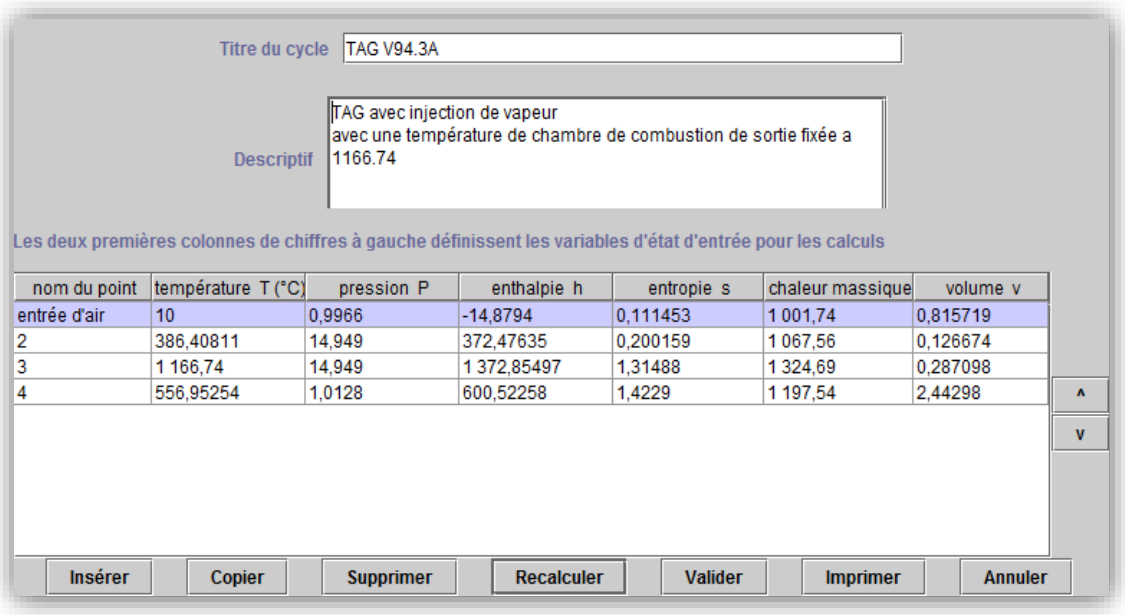


Figure 5.4-16: représente le déférent état du cycle à injection de vapeur (Résultat obtenu par THERMOPTIM).

5.4.5 Discussion

Comme l'air ambiant est nécessaire pour le fonctionnement d'une turbine à gaz, donc ses performances sont extrêmement influencées par les facteurs ambiants.

A ce propos, on a commencé ce travail par l'étude de l'influence de la température d'air ambiant (de -5°C jusqu'au 45°C) sur les performances d'une turbine à gaz.

5.4.5.1 Effet de la température ambiante

Turbine à gaz avec injection de vapeur T3 fixe à 1166.74°C, PCI = 48713,22								
%	°C	MW	MW	kg/s	KJ/KWH	Kg/KWH	°C	Kg/s
Rend-ements	temps	énergie utile	énergie payante	Débit gaz	CS	CSC	temps de mélange	débit d'air
40,72	**-5**	269,1335	660,9260	14,3695	8840,7124	0,1814	344,47	**597**
40,53	**00**	267,2386	659,2833	14,3338	8881,2794	0,1823	354,94	**603**
40,34	**05**	265,6768	658,4926	14,3166	8922,7733	0,1831	365,4	**610**
40,15	**10**	263,2151	655,5565	14,2527	8966,0634	0,1840	375,8	**615**
39,95	**15**	261,4850	654,4467	14,2286	9010,1138	0,1849	386,22	**622**
39,74	**20**	259,9974	654,1257	14,2216	9057,2189	0,1859	396,62	**630**
39,33	**30**	255,6975	650,0887	14,1339	9152,6897	0,1878	417,31	**643**
38,90	**40**	248,9806	639,9667	13,9138	9253,2617	0,1899	437,79	**650**
38,69	**45**	244,3937	631,6200	13,7323	9303,9844	0,1909	447,94	**650**

Tableau 5.4-1 : représente l'influence de la température de l'air ambiant sur les performances d'une turbine à gaz.

CS & CSC

$$CS = \frac{3600}{\eta_{globale}} \text{ , En KJ/KWH } \& \; CSC = \frac{CS}{PCI} \text{ , En Kg/KWH}$$

Commentaire

Figure 5.4-17 représente la variation d'énergie utile en fonction de la température ambiante dans le cycle à injection de vapeur, une dégradation de la puissance qui est lié au baissement de la température ambiante.

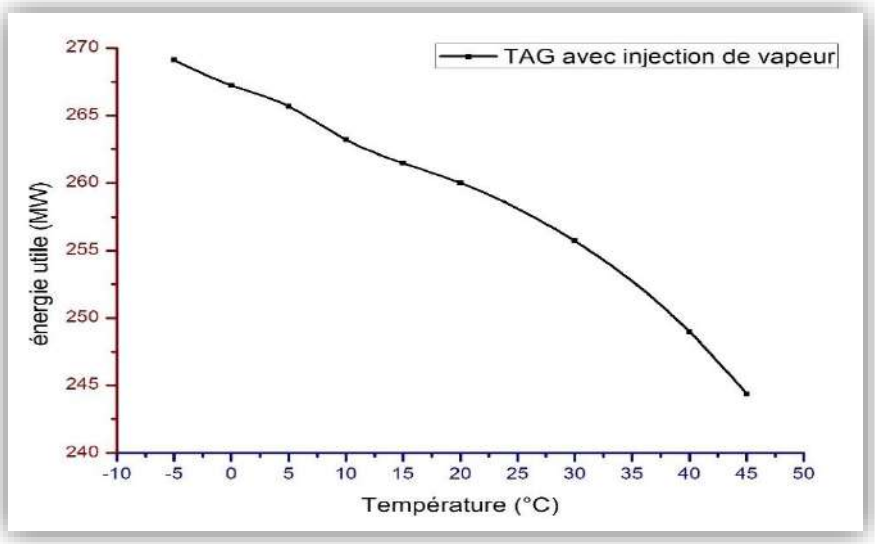


Figure 5.4-17: montre la variation d'énergie utile en fonction de la température

5.4.6 Comparaison des résultats obtenus

	Turbine à gaz simple		TAG avec injection de vapeur	
°C	MW	MW	MW	MW
Temps ambiante	énergie utile	énergie payante	énergie utile	énergie payante
-5	260,4065	661,5952	269,1335	660,9260
00	255,7817	653,2539	267,2386	659,2833
05	251,1647	644,9210	265,6768	658,4926
10	246,5559	636,5965	263,2151	655,5565
15	241,9554	628,2806	261,4850	654,4467
20	237,3358	619,9736	259,9974	654,1257
30	228,1804	603,3871	255,6975	650,0887
40	219,0643	586,8388	248,9806	639,9667
45	214,4946	578,5512	244,3937	631,6200

Tableau 5.4-2: montre une comparaison entre TAG simple et TAG avec injection de vapeur.

Remarque

On a produit avec la TAG à injection de vapeur une énergie utile à 40°C comme l'énergie utile qui a été produit à 7°C dans le cas d'une TAG simple sans injection de vapeur.

Il est clair à partir des résultats obtenu dans la Figure 5.4-18w qu'un cycle avec injection de vapeur avoir une bonne production qu'in cycle d'une TAG simple, un écart de 5 à 13 % d'énergie utile entre eux dans des déférentes températures ambiantes.

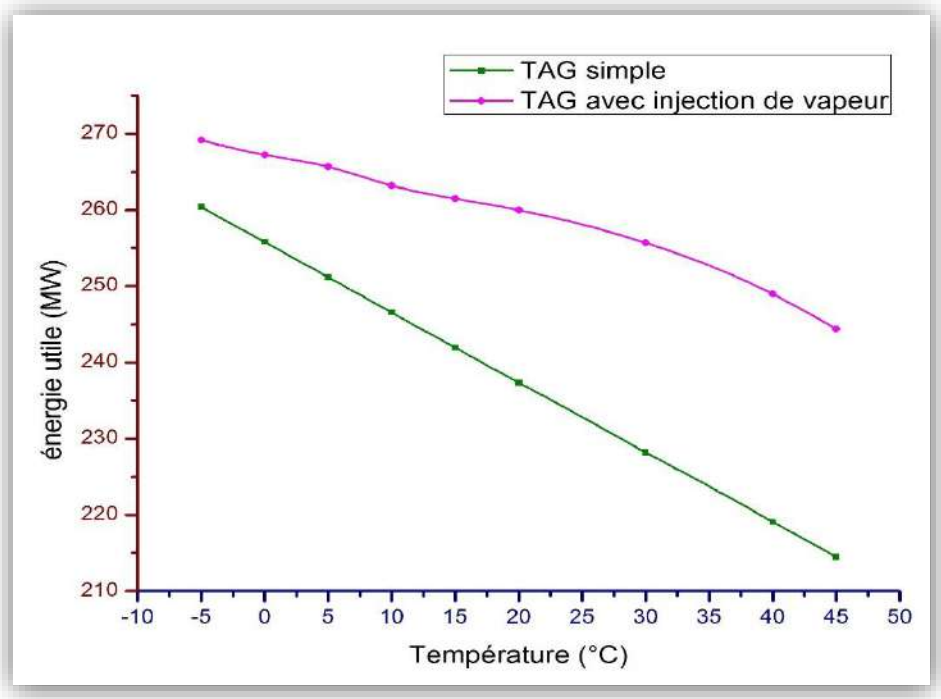
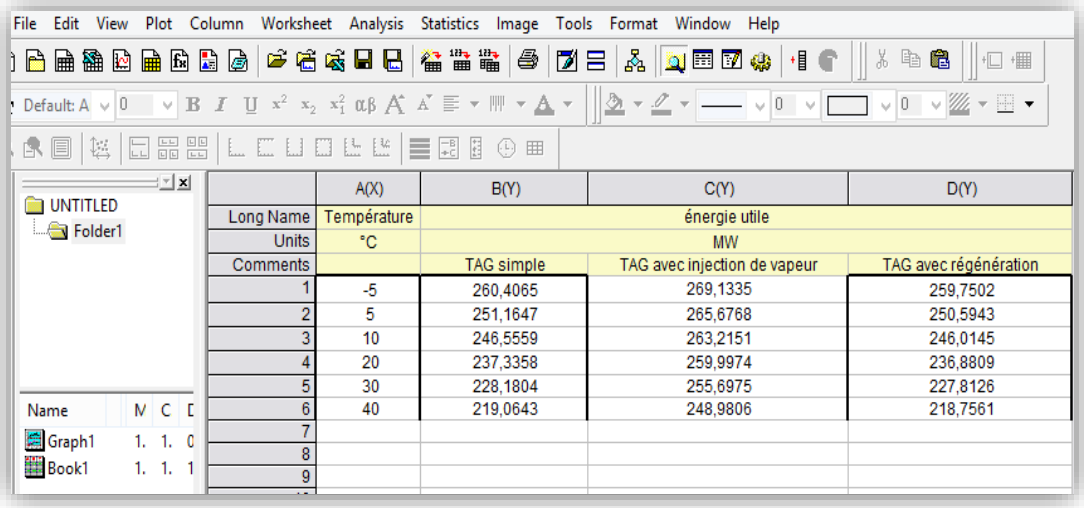


Figure 5.4-18 : représente une comparaison entre TAG simple et TAG avec injection de vapeur.



	A(X)	B(Y)	C(Y)	D(Y)
Long Name	Température	énergie utile		
Units	°C	MW		
Comments		TAG simple	TAG avec injection de vapeur	TAG avec régénération
1	-5	260,4065	269,1335	259,7502
2	5	251,1647	265,6768	250,5943
3	10	246,5559	263,2151	246,0145
4	20	237,3358	259,9974	236,8809
5	30	228,1804	255,6975	227,8126
6	40	219,0643	248,9806	218,7561
7				
8				
9				

Figure 5.4-19: montre la variation d'énergie utile à déférente température ambiante de la TAG (Résultat obtenu par Origine 8).

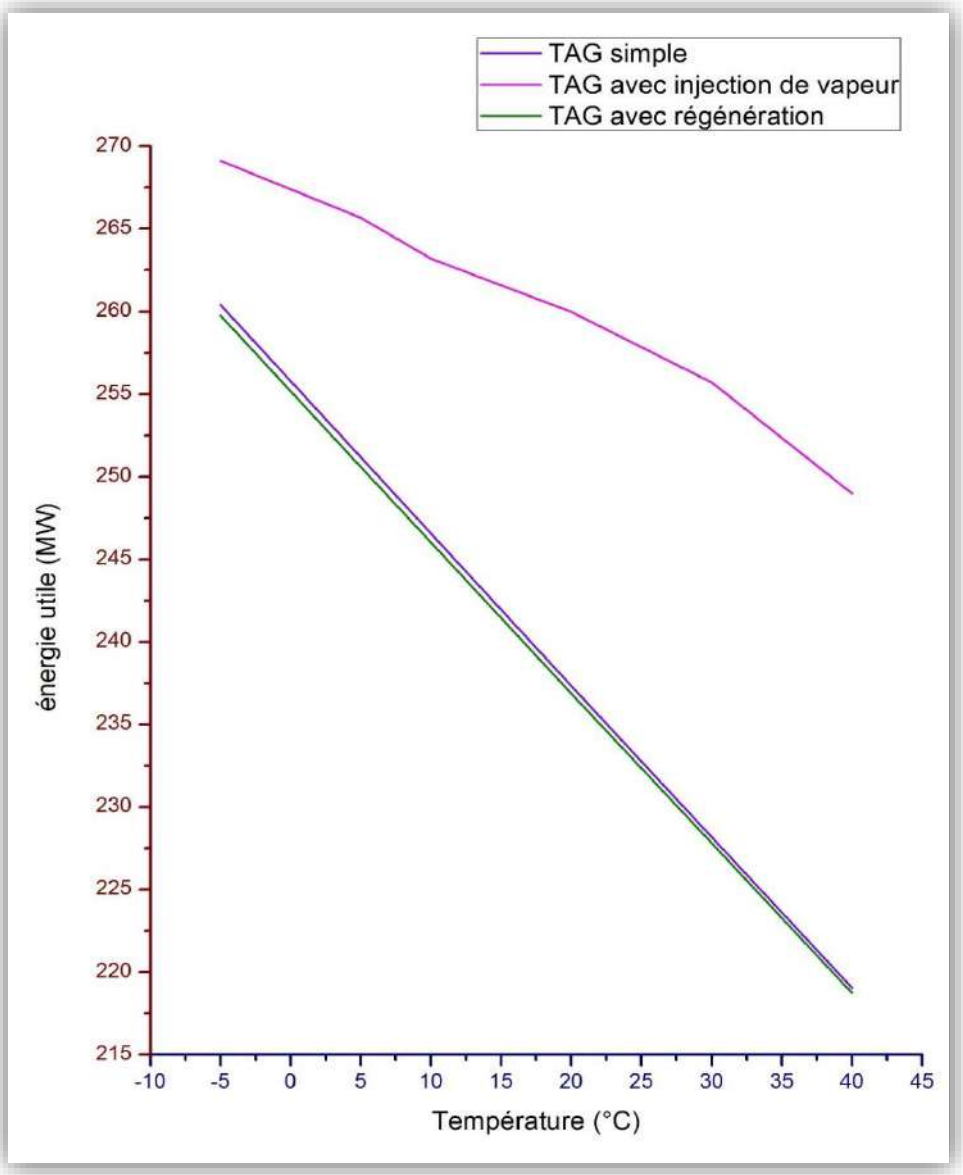


Figure 5.4-20: montre une comparaison entre les 3 cycles une TAG simple, TAG avec régénération et TAG avec injection de vapeur.

Figure 5.4-20 montre que la méthode d'injection de vapeur est la méthode la plus produisant d'énergie utile par apport au cycle simple et le cycle régénératif.

5.4.7 Étude économique

Le bénéfice résultant de la turbine à gaz avec injection de vapeur est résumée dans ce tableau :

	TAG simple	TAG a injection de vapeur					
°C	MW	MW	%	MW	DA	DA	DA
temps	Energie utile	Energie utile	le gain	gain d'énergie utile	le gain d'argent par 1 jr	gain par 1 an	gain par 4 ans
-5	260,4065	269,1335	3,2426	8,7270	104724	38224260	152897040
00	255,7817	267,2386	4,2871	11,4569	137482,8	50181222	200724888
05	251,1647	265,6768	5,4623	14,5121	174145,2	63562998	254251992
10	246,5559	263,2151	6,3291	16,6592	199910,4	72967296	291869184
15	241,9554	261,4850	7,4687	19,5296	234355,2	85539648	342158592
20	237,3358	259,9974	8,7160	22,6616	271939,2	99257808	397031232
30	228,1804	255,6975	10,7615	27,5171	330205,2	120524898	482099592
40	219,0643	248,9806	12,0155	29,9163	358995,6	131033394	524133576
45	214,4946	244,3937	12,2339	29,8991	358789,2	130958058	523832232

Tableau 5.4-3: montre une étude économique entre TAG simple et TAG avec injection de vapeur.

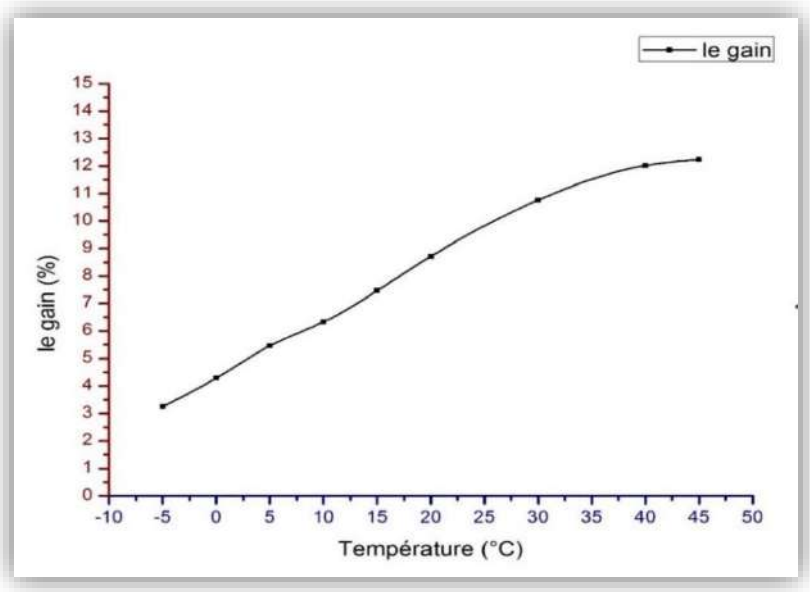


Figure 5.4-21: montre variation de gain en fonction de la température.

La Fig.5y représente le pourcentage du gain dans chaque température, elle est claire l'augmentation du gain qui accompagne augmentation de température ambiante.

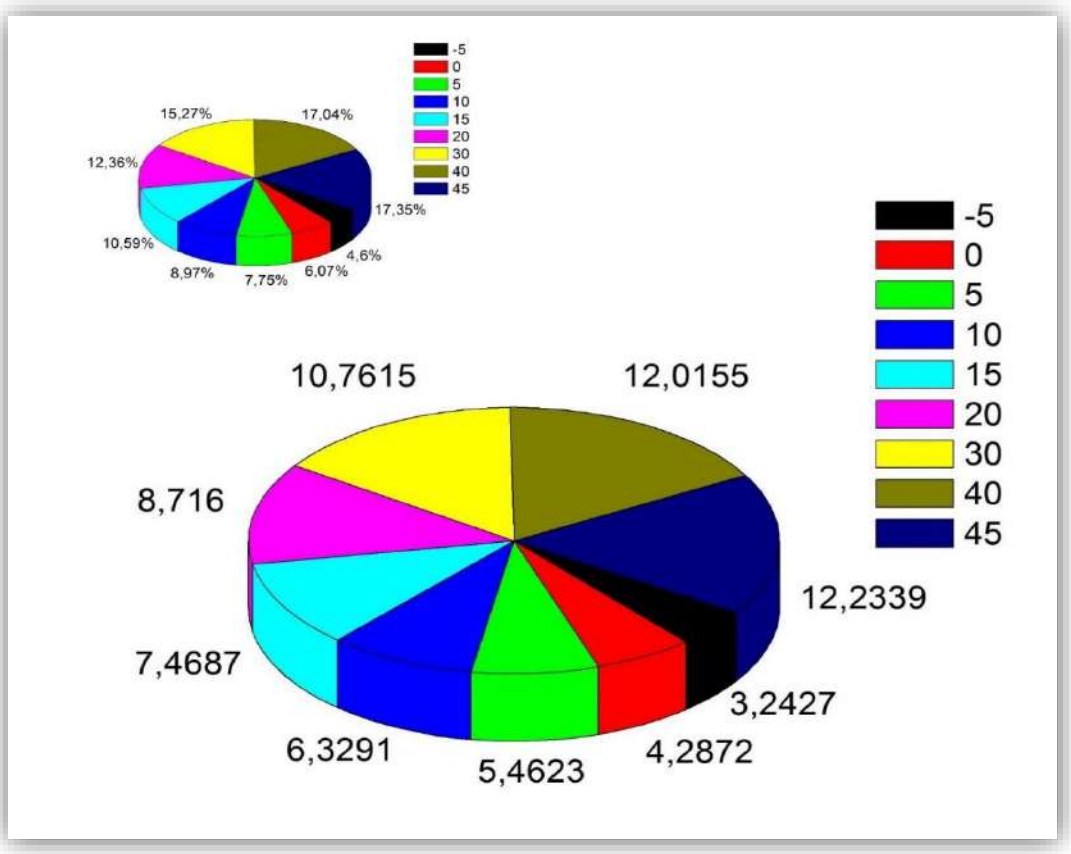


Figure 5.4-22: montre le gain d'énergie utile en % dans des déférentes températures.

5.4.7.1 Discussion

$$\text{Le gain} = \frac{\text{énergie utile TAG injection de vapeur} - \text{énergie utile TAG simple}}{\text{énergie utile TAG injection de vapeur}} \times 100$$

Le gain d'énergie utile = énergie utile TAG injection de vapeur − énergie utile TAG simple

Moyenne du durée de fonctionnement de la turbine à gaz par 1 jour est 12 heurs

1 KWh $\Longrightarrow$ 1 Dinar algerien du gain

1 MWh $\Longrightarrow$ 1000 Dinar algerien du gain

Exemple : 12 MW gain d'énergie

12 MW*12hrs = 144 MWh

144MWh*1000DA= 144 000 DA/jr

144 000 DA *365 = 52 560 000 DA

5.4.8 Cas supplémentaire 1

Dans le cas ou ont n'a pas changé le débit d'air, on obtient ces résultat

Turbine à gaz avec injection de vapeur T3 fixe à 1166.74°C, PCI = 48713,22								
%	°C	MW	MW	Kg/s	KJ/KWH	Kg/KWH	°C	Kg/s
Rend-ements	temps	énergie utile	énergie payante	Débit gaz	CS	CSC	temps de mélange	débit d'air
40,62	**-5**	**290,5994**	715,2560	15,5507	8860,7314	0,1818	344,47	**650**
40,45	**00**	**285,9272**	706,8553	15,3680	8899,7443	0,1826	354,94	**650**
40,27	**05**	**281,2930**	698,4630	15,1856	8938,9691	0,1835	365,40	**650**
40,24	**10**	**276,6369**	690,0791	15,0033	8966,0634	0,1840	375,80	**650**
93,90	**15**	**272,0193**	681,7040	14,8212	9021,9232	0,1852	386,22	**650**
39,70	**20**	**267,3805**	673,3378	14,6393	9065,7950	0,1861	396,62	**650**
39,31	**30**	**258,1608**	656,6331	14,2761	9156,6240	0,1879	417,31	**650**
38,90	**40**	**248,9806**	639,9667	13,9138	9253,2617	0,1899	437,79	**650**
38,69	**45**	**244,3937**	631,6200	13,7323	9303,9844	0,1909	447,94	**650**

Tableau 5.4-4: montre des nouveaux résultats obtenus pour le cas supplémentaire.

5.4.8.1 Discussion

L'énergie utile de la turbine doit respecter l'énergie (puissance) nominale, dans notre cas (TAG a injection de vapeur) on remarque que l'énergie utile peut atteindre des valeurs plus que 8 à 10 % surtout dans la température entre -5°C et 15°C, mais les contraintes mécanique de la turbine ne supporte pas cette augmentation, alors une limitation par IGV est obligatoire pour rester à l'énergie nominale, même s'il est possible, elle nécessite une étude profonde du constructeur.

5.4.9 Cas supplémentaire 2

Dans le cas où l'injection de vapeur avec des quantités déférente varié de 4 à 18 Kg/s dans des déférentes températures ambiante on obtient ce tableau.6 :

TAG a injection de vapeur a T= 20°C, PCI = 48713,22						
%	Kg/s	MW	MW	Kg/s	KJ/KWh	Kg/KWh
Rendement	débit de vapeur	énergie utile	énergie payante	débit de gaz	CSC	CSC
38,69	4	245,3935	634,1822	13,788	9303,6478	0,1909
39,08	10	253,6278	648,8655	14,1073	9210,0112	0,1890
39,34	14	259,1459	658,6544	14,3201	9149,8749	0,1878
39,59	18	264,6413	668,4434	14,5329	9093,0445	0,1866
TAG a injection de vapeur a T= 30°C, PCI = 48713,22						
%	Kg/s	MW	MW	Kg/s	KJ/KWh	Kg/KWh
Rendement	débit de vapeur	énergie utile	énergie payante	débit de gaz	CS	CSC
38,24	4	236,1514	617,4774	13,4248	9413,1182	0,1932
38,66	10	244,4232	632,1608	13,7441	9310,8184	0,1911
38,93	14	249,9179	641,9497	13,9569	9247,1057	0,1898
39,19	18	255,4189	651,7386	14,1697	9185,9230	0,1885
TAG a injection de vapeur a T= 40°C, PCI = 48713,22						
%	Kg/s	MW	MW	Kg/s	KJ/KWh	Kg/KWh
Rendement	débit de vapeur	énergie utile	énergie payante	débit de gaz	CS	CS
37,77	4	226,9772	600,8111	13,0625	9529,2295	0,1956
38,21	10	235,2291	615,4945	13,3817	9419,6698	0,1933
38,49	14	240,7294	625,2834	13,5945	9350,8436	0,1919
38,77	18	246,2359	635,0723	13,8074	9284,8355	0,1906
TAG a injection de vapeur a T= 50°C, PCI = 48713,22						
%	Kg/s	MW	MW	Kg/s	KJ/KWh	Kg/KWh
Rendement	débit de vapeur	énergie utile	énergie payante	débit de gaz	CS	CSC
37,28	4	217,8178	584,1566	12,7004	9654,6841	0,1981
37,74	10	226,0497	598,8399	13,0196	9536,9543	0,1957
38,05	14	231,5849	608,6288	13,2325	9461,1606	0,1942
38,33	18	237,0677	618,4177	13,4453	9390,9940	0,1927

Tableau 5.4-5: variation du débit de vapeur dans des différentes températures ambiantes.

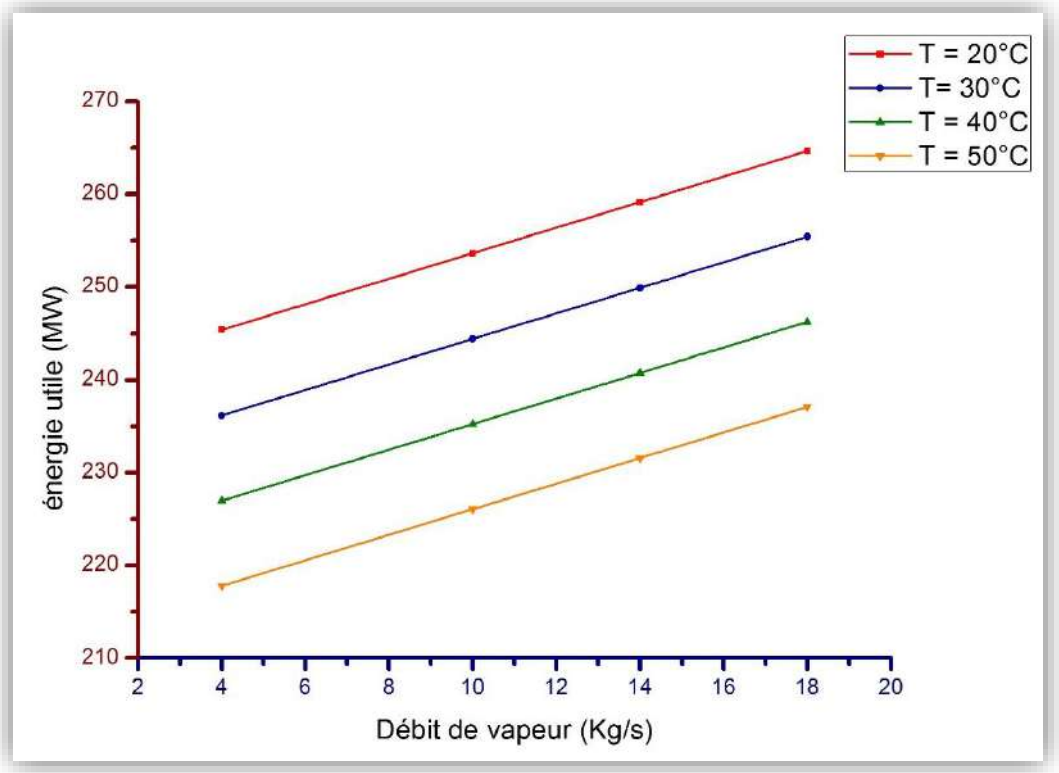


Figure 5.4-23: montre l'effet de débit de vapeur sur l'énergie utile à des températures ambiantes déférentes.

5.4.9.1 Discussion

La Figure 5.4-23 montre l'effet de débit de vapeur sur l'énergie utile à des températures ambiantes déférentes, on peut constat qu'une augmentation de débit de vapeur est lié à l'augmentation d'énergie utile avec un abaissement de température ambiante.

5.5 CONCLUSION

Dans une turbine à gaz à injection de vapeur, de la vapeur est générée par récupération des gaz d'échappement chaud de la TAG et ensuite injectée dans la chambre de combustion de la TAG où elle est chauffée jusqu'à la température d'entrée de la turbine.

L'injection de vapeur conduit à un débit massique plus important à travers la turbine et augmente ainsi la puissance nette produite par rapport à une turbine à gaz sans injection de vapeur.

L'efficacité d'une turbine à gaz à injection de vapeur est également plus élevée par rapport à une turbine à gaz simple, les gaz chaud récupérée de l'échappement de la turbine à gaz sont ramenée à l'expansion.

En réalité, l'augmentation du débit dans la turbine provoque une chute de pression accrue, ce qui conduit également à ce que le compresseur a besoin de travailler avec un rapport de pression plus élevé.

L'utilisation d'une turbine à gaz à injection de vapeur dans le cadre d'un procédé industriel présente plusieurs avantages :

1. Rendement supérieur à celui d'une turbine à gaz sans injection de vapeur.
2. Le débit d'injection de vapeur peut varier de 0 à 20% du débit massique d'air, ce qui signifie que la quantité de vapeur de traitement peut également varier.
3. Occupe moins d'espace qu'un cycle combiné et un cycle vapeur.

Proposition !

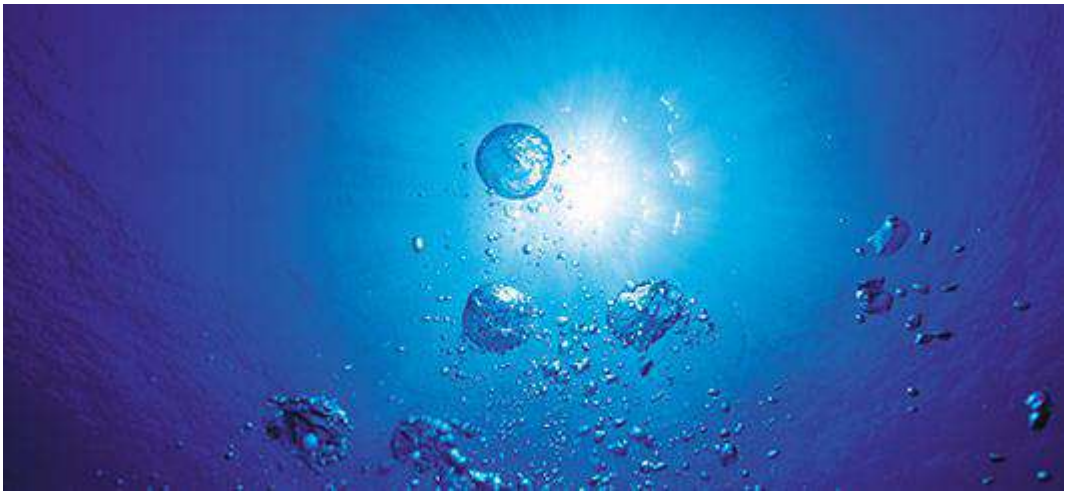
6 L'amélioration des paramètres thermochimiques de Combustion du méthane via l'enrichissement par hydrogène.

6.1 Généralité

6.1.1 Hydrogène –H_2

Bien qu'on le trouve en abondance dans l'univers, l'hydrogène est un gaz qui est généralement combiné avec d'autres atomes : on le trouve notamment dans l'eau, le pétrole ou le gaz naturel. L'hydrogène est considéré comme un vecteur énergétique (qui transporte de l'énergie) et aujourd'hui il est produit à partir d'une source d'énergie. Il est utilisé essentiellement dans la chimie, le raffinage ou l'industrie. Mais à l'heure des préoccupations environnementales, l'hydrogène pourrait bien, à terme, jouer un rôle prépondérant dans le paysage énergétique futur.

Sur Terre, le dihydrogène n'existe pas à l'état naturel mais est très abondant sous forme H, atome présent dans l'eau et principal composant du soleil. Sa combustion est non carbonée (pas d'émission de CO2 lorsqu'il est issu de sources renouvelables).



L'idée consiste à ajouter une certaine proportion d'hydrogène aux carburants conventionnels tels que le méthane et le gaz naturel. Cette technique appelée « enrichissement à l'hydrogène des carburants » a été testée pour la première fois dans un laboratoire de la NASA à Washington en 1977, où une équipe a fait des tests sur un moteur à combustion interne et a trouvé que l'ajout d'hydrogène à l'essence permet de repousser les limites de mélange pauvre en carburant (avec un excès d'air important) ce qui a permis la réduction d'émission d'oxyde d'azote d'une part, et de monoxyde de carbone et des gaz imbrulés d'autre part.

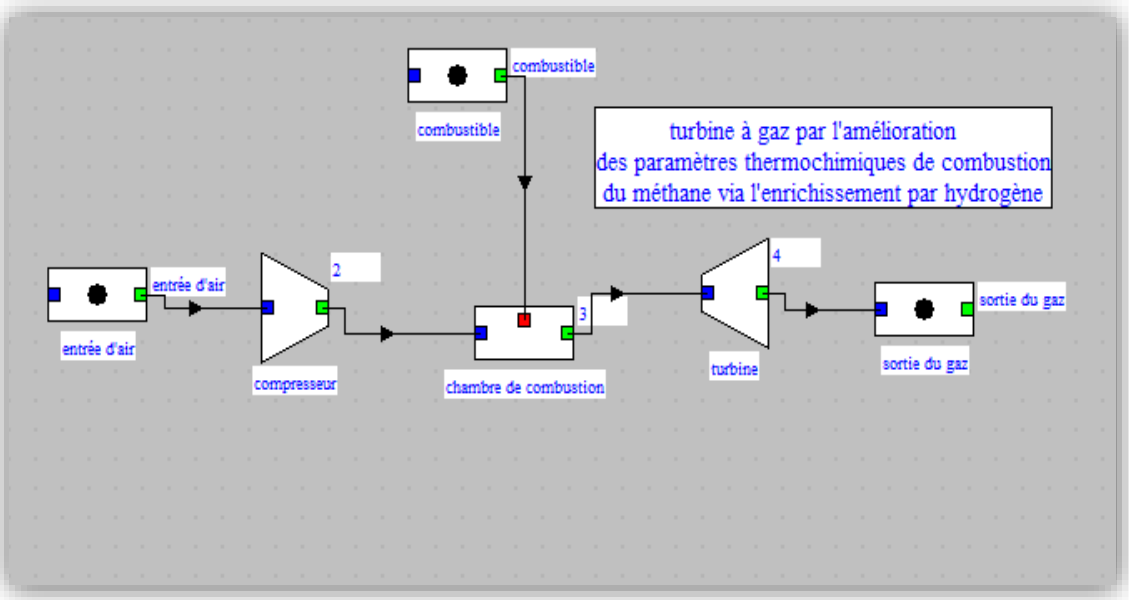
Il est important de noter que l'ajout d'hydrogène permettra d'apporter au nouveau mélange (carburant / hydrogène) une partie des propriétés de l'hydrogène telle qu'augmenter la vitesse de propagation de flamme, du fait que l'hydrogène a une vitesse de propagation de flamme très élevée, ou encore de permettre d'avoir une combustion pour un coefficient de mélange qui n'aurait pas permis l'allumage d'une flamme avec le combustible pur.

Par ailleurs, l'hydrogène ne renfermant pas de carbone, sa combustion ne produit par conséquent que de l'eau et de la chaleur et de ce fait, son ajout à un carburant ne peut que réduire la quantité de monoxyde et de dioxyde de carbone résultant de la combustion du mélange pour une même puissance de flamme.

THERMOPTIM

6.2 Représentation d'une turbine à gaz par L'amélioration des Paramètres Thermochimiques de Combustion du Méthane Via l'Enrichissement par Hydrogène

Création du schéma

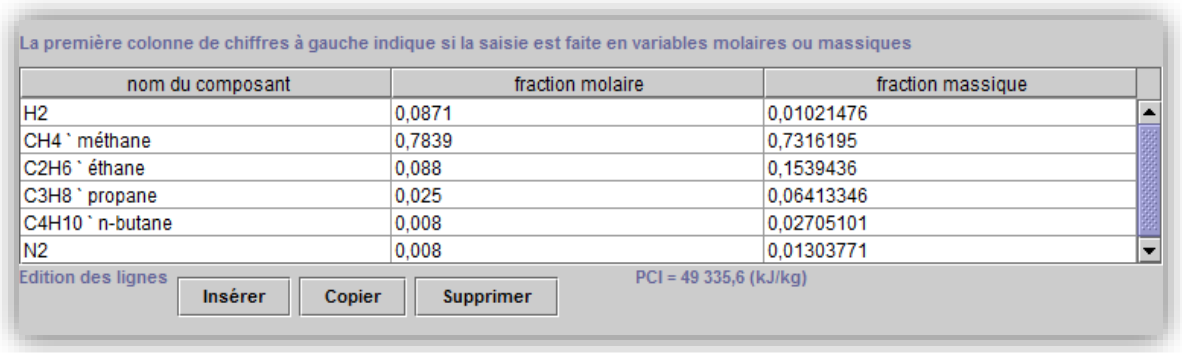


6.2.1 Cycle de turbine à gaz avec enrichissement par hydrogène

L'hydrogène ayant une plus grande facilité à s'enflammer et produisant plus de chaleur, pourrait améliorer les propriétés de combustion du méthane. En outre, ajout de l'hydrogène au méthane réduira la présence de carbone et donc la production de dioxyde de carbone après combustion. L'objectif principal de ce travail est de présenter une amélioration thermochimique dans la chambre de combustion non pré-mélange alimentée par différents pourcentages de mélanges des combustibles de CH_4 et de H_2.

Paramétrage des points sont les mêmes que une TAG simple sans enrichissement d'hydrogène.

6.2.2 Propriété du corps méthane et hydrogène


La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
H2	0,0871	0,01021476
CH4 ` méthane	0,7839	0,7316195
C2H6 ` éthane	0,088	0,1539436
C3H8 ` propane	0,025	0,06413346
C4H10 ` n-butane	0,008	0,02705101
N2	0,008	0,01303771

Edition des lignes Insérer Copier Supprimer PCI = 49 335,6 (kJ/kg)

Figure 6.2-1: méthane et hydrogène

Le tableau donne les propriétés du mélange méthane hydrogène. Nous pouvons constater que pour un mélange de la fraction volumique d'hydrogène représente 10% avec une fraction molaire égale à 0.0871, et de 0.7839 comme fraction molaire de méthane qui représente à 90% du mélange avec un pouvoir calorifique inferieur PCI égale à 49335,6 KJ/Kg.

Le gaz de combustion est sous pression de 28.5 bar et à 30°C de température.

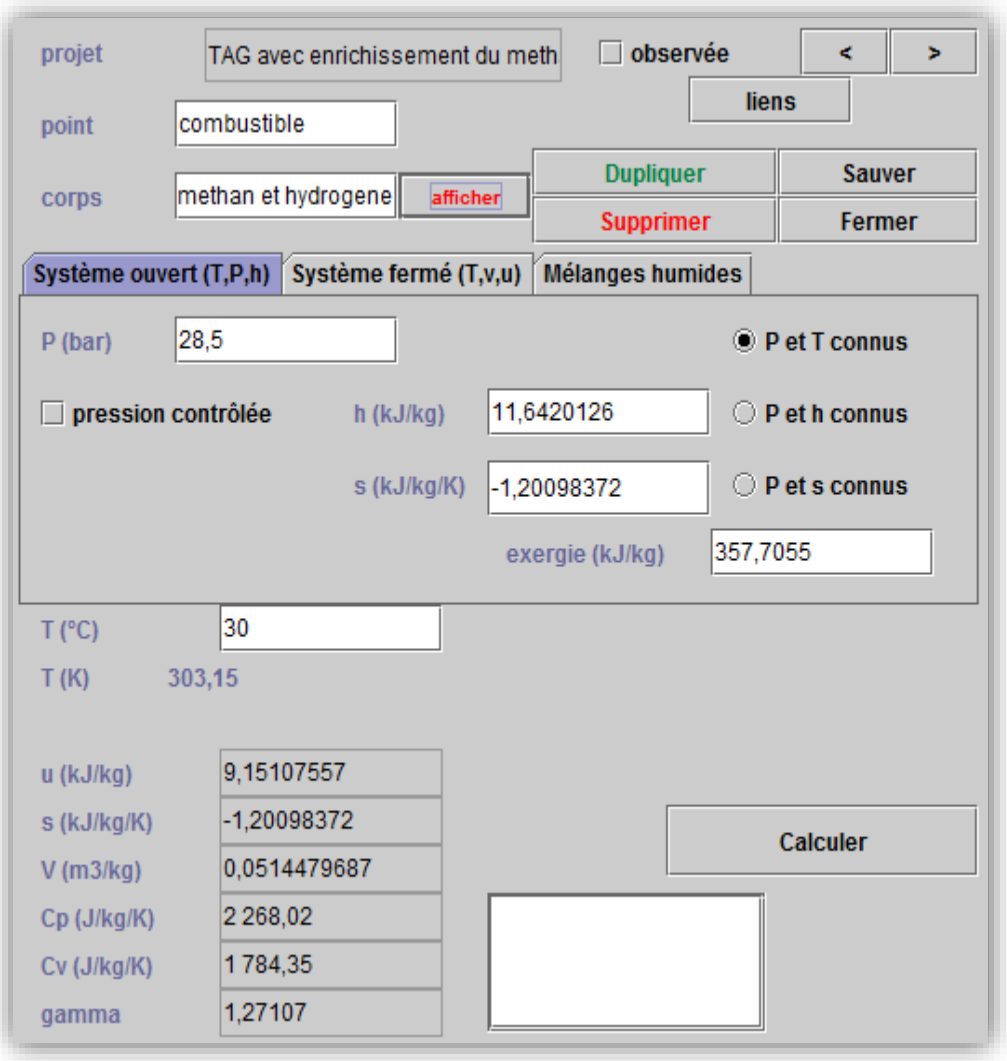


Figure 6.2-2: paramétrage du gaz naturel (méthane et hydrogène).

6.2.3 Rendement thermique et résultat

Le rendement thermique de la turbine à gaz avec enrichissement par hydrogène obtenu est de 38.74% avec une énergie utile égale à 246.779 MW.

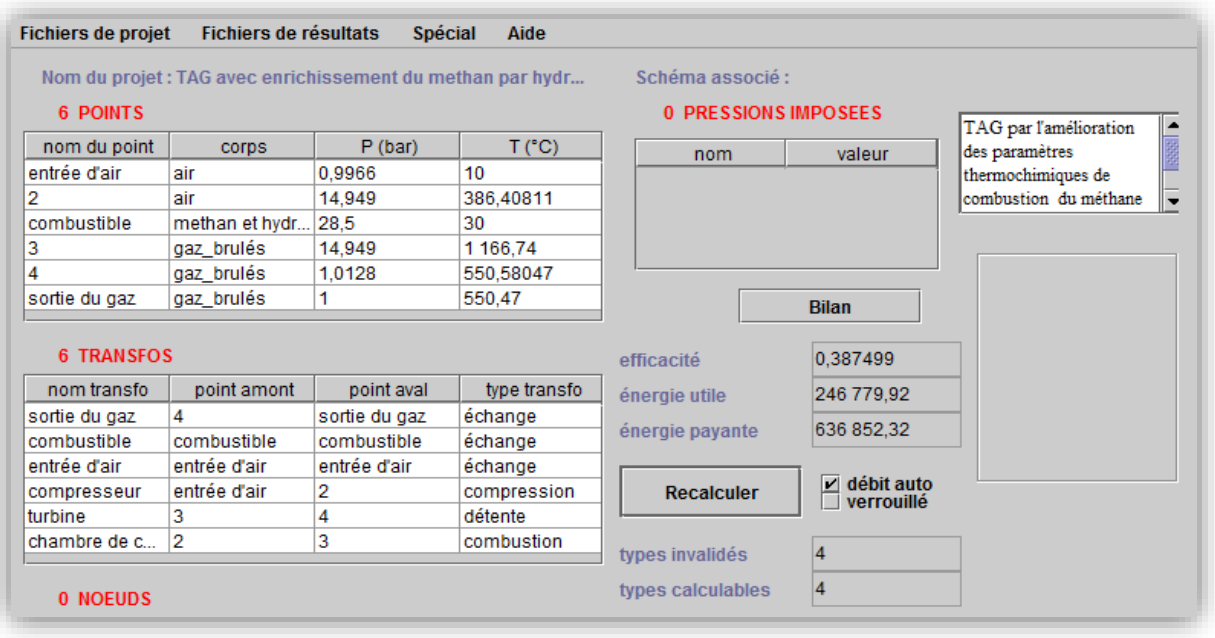


Figure 6.2-3: rendement thermique.

6.3 Effet de la température ambiante

Turbine à gaz avec l'enrichissement par Hydrogène (10%), PCI = 49335,6 KJ/Kg						
%	°C	MW	MW	Kg/s	KJ/KWH	Kg/KWH
Rendement	temps ambiante	énergie utile	énergie payante	débit gaz	CS	CSC
39,3793	**-5**	260,6361	661,8610	13,4123	9141,8587	0,1852
39,1741	**0**	256,0094	653,5164	13,2432	9189,7452	0,1862
38,7499	**10**	246,7799	636,8523	12,9055	9290,3465	0,1883
38,3063	**20**	237,5841	620,2228	12,5685	9397,9319	0,1904
37,8419	**30**	228,4249	603,6296	12,2322	9513,2643	0,1928
37,3556	**40**	219,3051	587,0746	11,8968	9637,1092	0,1953

Tableau 6.3-1: montre effet de la température ambiante sur le rendement et l'énergie utile de la TAG avec enrichissement.

CS & CSC

$$\mathbf{CS} = \frac{3600}{\eta_{globale}}\ \mathbf{, En\ KJ/KWH}\ \&\ \mathbf{CSC} = \frac{\mathbf{CS}}{\mathbf{PCI}}\ \mathbf{, En\ Kg/KWH}$$

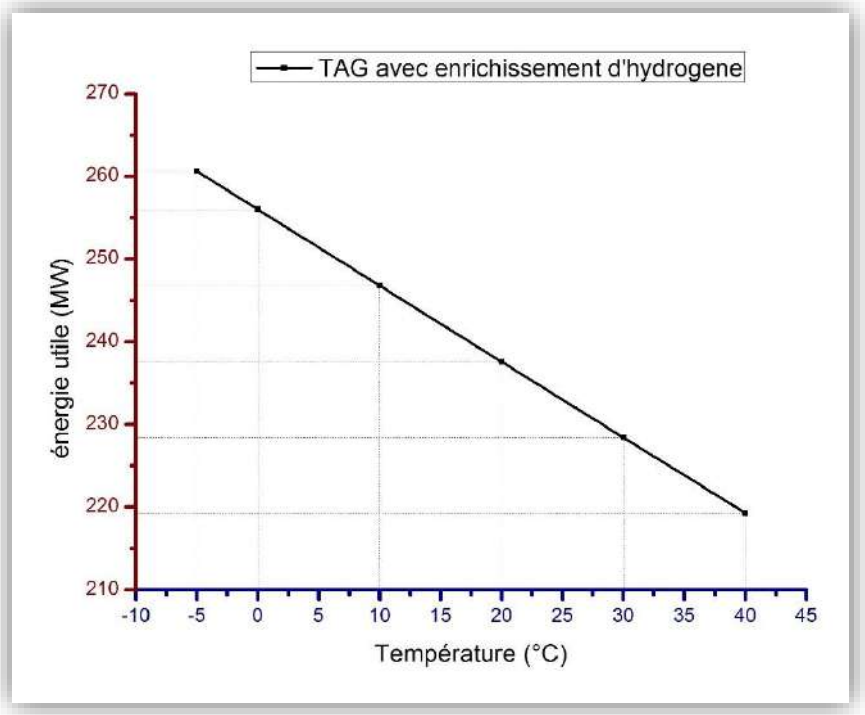


Figure 6.3-1 : l'effet de la température ambiante sur l'énergie utile.

Commentaire

Fig. représente la variation d'énergie utile en fonction de la température ambiante dans le cycle du TAG, une dégradation de la puissance qui est lié au baissement de la température ambiante.

6.3.1 Comparaison des résultats obtenus

	Turbine à gaz simple		TAG avec l'enrichissement par 10% du H2	
°C	MW	MW	MW	MW
Temps ambiante	énergie utile	énergie payante	énergie utile	énergie payante
-5	260,4065	661,5952	260,6361	661,8610
0	255,7817	653,2539	256,0094	653,5164
10	246,5559	636,5965	246,7799	636,8523
20	237,3358	619,9736	237,5841	620,2228
30	228,1804	603,3871	228,4249	603,6296
40	219,0643	586,8388	219,3051	587,0746

Tableau 6.3-2: montre une comparaison entre TAG simple et TAG avec enrichissement.

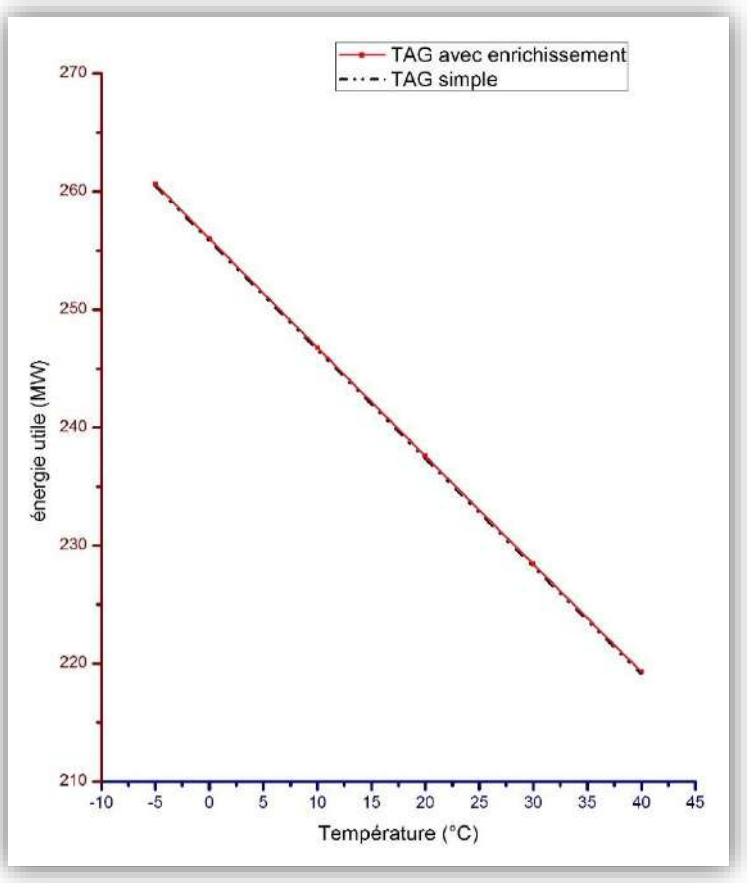


Figure 6.3-2 : montre la variation de la température ambiante par apport à l'énergie utile dans deux déférent.

Discussion

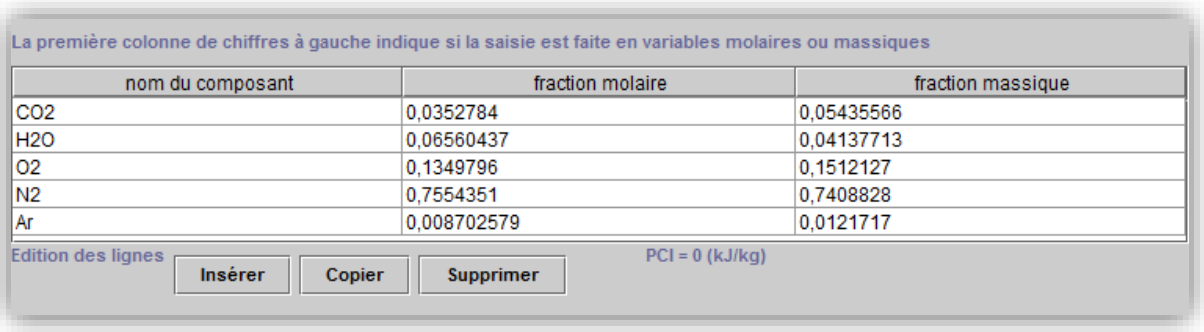
Il est clair à partir le tableau et la Figure 6.3-2 une petite augmentation de la puissance de TAG avec amélioration thermochimique dans la chambre de combustion via l'enrichissement par 10% d'hydrogène. Une attention partuculiere est donnée a l'effet du H_2 sur l'émission du CO2 (fiqure '6.3-3' et '6.3-4').

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
CO2	0,0344891	0,05317932
H2O	0,06655695	0,04200935
O2	0,1351896	0,1515614
N2	0,7550661	0,7410753
Ar	0,008698166	0,01217464

Edition des lignes Insérer Copier Supprimer PCI = 0 (kJ/kg)

Figure 6.3-3 : Cas d'une TAG avec enrichissement d'hydrogène.


La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
CO2	0,0352784	0,05435566
H2O	0,06560437	0,04137713
O2	0,1349796	0,1512127
N2	0,7554351	0,7408828
Ar	0,008702579	0,0121717

Edition des lignes Insérer Copier Supprimer PCI = 0 (kJ/kg)

Figure 6.3-4 : Cas d'une TAG sans enrichissement d'hydrogène.

Ces résultats ont démontré que l'addition d'hydrogène provoque l'élévation d'énergie utile et la diminution des fractions massiques de CO2 par apport à TAG simple.

6.4 Effet de l'hydrogène sur la combustion du méthane

L'utilisation de l'hydrogène comme combustible d'appoint dans des bruleurs à combustible d'hydrocarbures. Cette technique pourrait être une solution pour l'amélioration des processus de combustion et surmonter.

L'ajout de l'hydrogène au méthane une solution optimale. En effet, le mélange des deux gaz a pour objectif de bénéficier des points forts des deux gaz qui semblent être complémentaires. L'hydrogène ayant une plus grande facilité à s'enflammer et produisant plus de chaleur, pourrait améliorer les propriétés de combustion du méthane. En outre, ajout de l'hydrogène au méthane réduira la présence de carbone et donc la production de dioxyde de carbone après combustion.

%	émission CO2	
Quantité d'hydrogène dans le mélange	**fraction molaire**	**fraction massique**
20	0,03360361	0,05185751
40	0,03146391	0,04444129
60	0,02863455	0,04439861
80	0,02471801	0,03846960
100	0,01893865	0,02963893

Tableau 6.4-1: montre les fractions molaire et massique du CO2.

Cas de l'émission du CO2 avec l'enrichissement d'hydrogène avec pourcentage de 80% du mélange.

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
CO2	0,02471801	0,0384696
H2O	0,07834939	0,04991504
O2	0,1377898	0,1559213
N2	0,7504993	0,7434827
Ar	0,008643535	0,01221133

Edition des lignes | Insérer | Copier | Supprimer | PCI = 0 (kJ/kg)

Figure 6.4-1:l'émission du CO2, 80% H2

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
H2	0,6968	0,1626341
CH4 ` méthane	0,1742	0,3235684
C2H6 ` éthane	0,088	0,3063761
C3H8 ` propane	0,025	0,1276374
C4H10 ` n-butane	0,008	0,0538365
N2	0,008	0,02594745

Edition des lignes | Insérer | Copier | Supprimer | PCI = 58 622,5 (kJ/kg)

Figure 6.4-2:L'enrichissement d'hydrogène avec 80% du mélange CH4/H2.

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
H2	0,5226	0,09507729
CH4 ` méthane	0,3484	0,5044289
C2H6 ` éthane	0,088	0,2388135
C3H8 ` propane	0,025	0,09949057
C4H10 ` n-butane	0,008	0,04196437
N2	0,008	0,02022546

Edition des lignes | Insérer | Copier | Supprimer | PCI = 54 506,27 (kJ/kg)

Figure 6.4-3:L'enrichissement d'hydrogène avec 60% du mélange CH4/H2.

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
H2	0,3484	0,05193258
CH4 ` méthane	0,5226	0,6199342
C2H6 ` éthane	0,088	0,195665
C3H8 ` propane	0,025	0,08151477
C4H10 ` n-butane	0,008	0,03438231
N2	0,008	0,01657116

Edition des lignes | Insérer | Copier | Supprimer | PCI = 51 877,47 (kJ/kg)

Figure 6.4-4 : L'enrichissement d'hydrogène avec 40% du mélange CH4/H2.

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
H2	0,1742	0,02199269
CH4 ` méthane	0,6968	0,7000881
C2H6 ` éthane	0,088	0,1657225
C3H8 ` propane	0,025	0,06904062
C4H10 ` n-butane	0,008	0,02912081
N2	0,008	0,01403529

Edition des lignes Insérer Copier Supprimer PCI = 50 053,23 (kJ/kg)

Figure 6.4-5 : L'enrichissement d'hydrogène avec 20% du mélange CH4/H2.

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
H2	0,871	0,2834966
CH4 ` méthane	0	0
C2H6 ` éthane	0,088	0,4272491
C3H8 ` propane	0,025	0,1779936
C4H10 ` n-butane	0,008	0,07507634
N2	0,008	0,03618436

Edition des lignes Insérer Copier Supprimer PCI = 65 986,65 (kJ/kg)

Figure 6.4-6:L'enrichissement d'hydrogène avec 100% du mélange CH4/H2.

Turbine à gaz avec enrichissement d'hydrogène a T= 10°C						
%	%	MW	MW	Kg/s	KJ/KWH	KJ/Kg
Rende-ment	quantité d'hydrogène	énergie utile	énergie payante	débit de gaz	CS	PCI
38,7703	**20**	247,0211	637,1396	12,7260	9285,4581	**50053.23**
38,8273	**40**	247,6543	637,8351	12,2914	9271,8267	**51877.47**
38,8943	**60**	248,4401	638,7578	11,7150	9255,8549	**54506.27**
38,9964	**80**	249,5926	640,0405	10,9135	9231,6210	**58622.50**
39,1398	**100**	251,2562	641,9454	09,7235	9197,7980	**65986.65**

Tableau 6.4-2 : montre L'ajout de l'hydrogène au méthane et leur effet sur l'énergie utile à température égale 10°C.

Notre étude a montré que

- L'enrichissement du processus de combustion par H2 a des effets en conséquence sur les émissions de CO2 « diminution », et sur la température maximale.
- L'hydrogène est un combustible propre sans émission de carbone.
- Une augmentation des émissions d'oxydes d'azote (qui peuvent néanmoins être réduits avec une bonne dilution).

6.5 L'ajout d'hydrogène sur la chambre de combustion dans déférent température ambiante

Pour des taux de 20, 40, 60, 80 et 100% d'hydrogène. Une étude a permis de démontrer la possibilité de fonctionnement d'une turbine à gaz avec des mélanges plus pauvres, avec un coefficient de richesse entre 0.871 et 0.1742, ce qui permet de réduire les émissions dioxyde d'carbone. L'effet de l'ajoute est présenté sur le tableau suivant.

Turbine à gaz avec enrichissement -10°C			**Turbine à gaz avec enrichissement 0°C**		
%	%	MW	%	%	MW
rendement	quantité d'hydrogène	énergie utile	rendement	quantité d'hydrogène	énergie utile
39,60	**20**	265,5480	39,19	**20**	256,283
39,65	**40**	266,1733	39,24	**40**	256,8982
39,72	**60**	267,0424	39,31	**60**	257,7256
39,82	**80**	268,2324	39,41	**80**	258,8686
39,96	**100**	269,9801	39,56	**100**	260,6166
Turbine à gaz avec enrichissement 10°C			**Turbine à gaz avec enrichissement 20°C**		
%	%	MW	%	%	MW
rendement	quantité d'hydrogène	énergie utile	rendement	quantité d'hydrogène	énergie utile
38,77	**20**	247,0211	38,32	**20**	237,8212
38,82	**40**	247,6543	38,38	**40**	238,4162
38,89	**60**	248,4401	38,45	**60**	239,2167
38,99	**80**	249,5926	38,55	**80**	240,2942
39,13	**100**	251,2562	38,69	**100**	241,93
Turbine à gaz avec enrichissement 30°C			**Turbine à gaz avec enrichissement 40°C**		
%	%	MW	%	%	MW
rendement	quantité d'hydrogène	énergie utile	rendement	quantité d'hydrogène	énergie utile
37,86	**20**	228,6579	37,37	**20**	219,506
37,91	**40**	229,2148	37,42	**40**	220,0807
37,98	**60**	230,0018	37,50	**60**	220,8264
38,08	**80**	231,0607	37,60	**80**	221,8667
38,23	**100**	232,6406	37,75	**100**	223,4189

Tableau 6.5-1: représente l'effet de l'joute d'hydrogène dans la combustion.

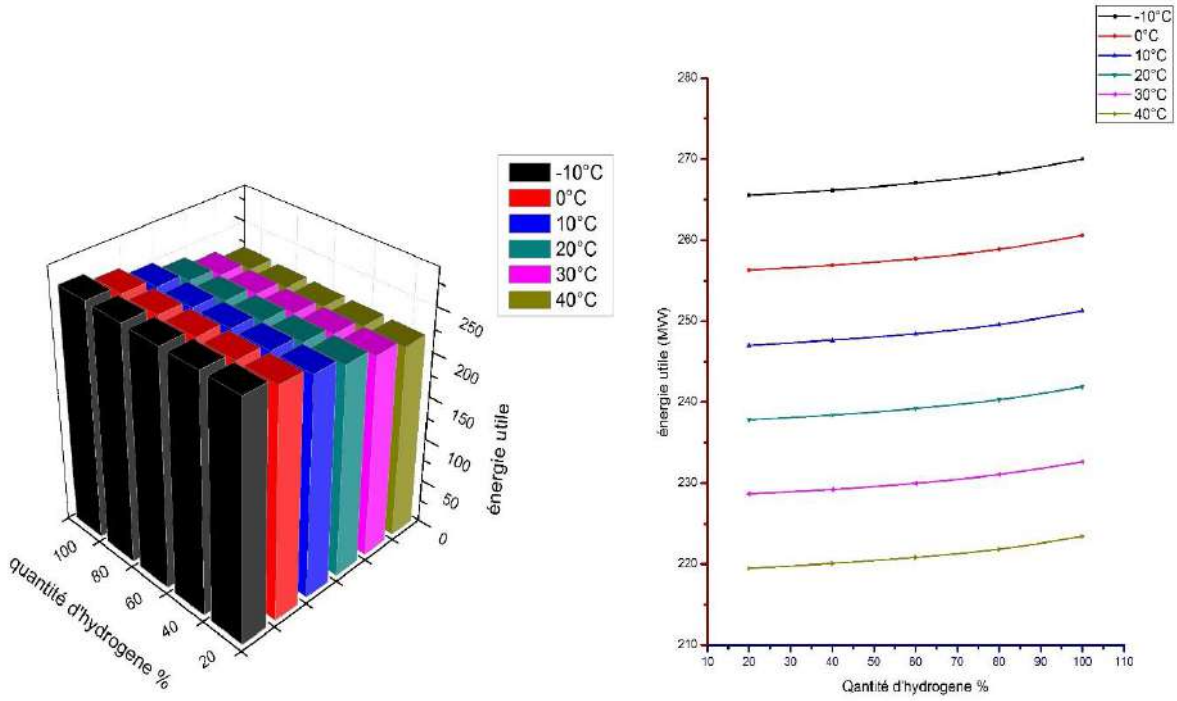


Figure 6.5-1 : montre la variation d'énergie utile en fonction de l'joute d'hydrogène dans la combustion.

Discussion

La Figure 6.5-1 montre l'effet de l'ajoute d'hydrogène sur l'énergie utile à des températures ambiantes déférentes, on peut constat qu'une augmentation de quantité d'hydrogène dans la combustion est lié à l'augmentation d'énergie utile avec un abaissement de la température ambiante, et aussi une diminution remarquable d'émission de dioxyde de carbone à chaque fois on augmente l'addition d'hydrogène.

6.6 Conclusion

- L’hydrogène est le carburant de futur.
- L’addition de l’hydrogène permet d’améliorer le mélange réactif.
- Le mélange riche réactif permet d’améliore la combustion des réactifs brûlants.
- L'enrichissement de combustible de l'hydrogène réduit les émissions du CO2 dans les produits de combustion.

Conclusion

Les turbines à gaz ont pris ces dernières années un rythme de développement accéléré, plus particulièrement dans le domaine de l'industrie des hydrocarbures. Les machines utilisées comme groupe de puissance sont confrontées à des conditions climatiques rudes d'Algérie ou la température de l'air ambiant est variable et avoisine souvent 40,45° C en été, ce qui fait chuter la puissance utile de plus de 10%.

Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et le rendement d'une turbine à gaz se stabilisent, quand une quantité de la vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la température ambiante de même que la méthode de régénération d'une turbine à gaz avec moindre résultat.

Mais L'amélioration des paramètres thermochimiques de Combustion du méthane via l'enrichissement par hydrogène est très danger et déconseillée pour notre turbine.

BIBLIOGRAPHIE

[1] Technique de l'ingénieur : *Turbine à gaz.*

[2] SIEMENS GAS TURBINE SGT5-4000F (V94.3A).

[3] **Rajiv Ranjan1, Dr. Mohammad Tariq** : *Analysis of a Regenerative Gas Turbine Cycle for Performance Evaluation, « International Journal of Engineering Research and General Science Volume 2, Issue 4, June-July, 2014 ISSN 2091-2730 ».*

[4] Lyes KADEM : *Brayton cycle with regeneration, [Thermodynamics II] 2007.*

[5] **Abdallah BOUAM, Rabah KADI & Slimane AISSANI** : *AMELIORATION DES PERFORMANCES DES TURBINES A GAZ PAR L'INJECTION DE LA VAPEUR D'EAU A L'AMONT DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION, 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France du 28 au 30 Août 2007.*

[6] Steam injection gas turbine – KTH. Disponible sur : <http://www.energy.kth.se/compedu/webcompedu/WebHelp/media%5CPrint%5Cs1b5c1_A4.pdf >.

[7] **Erdinç SEZGIN*, Barbara PESENTI, Delphine LUPANT, Paul LYBAERT :** *Développement de diagramme de stabilité de flamme en combustion diluée.*

[8] **Mr ZIANI Lotfi, THESE DE DOCTORAT EN SCIENCES SPECIALITE : PHYSIQUE ENERGETIQUE, THEME :** ETUDE PARAMETRIQUE DE LA COMBUSTION DU METHANE ENRICHI A L'HYDROGENE, le **22/02/2017.**

[9] Mohammed El Hadi ATTIA1, Fethi BOURAS1, Zied DRISS2 et Ali BOUKHARI3 : L'Amélioration des Paramètres Thermochimiques de Combustion du Méthane Via l'Enrichissement par Hydrogène, Premier Séminaire National de Génie des Procédés SNGP'2017 El Oued, Du 10 au11 Décembre 2017.