III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons étudier les déférents cas (cas réel, cas idéal, cas avec régénération) et faire par la suite une comparaison entre les cycles, ainsi qui concerne les paramètres énergétique.

III.2. Définition d'une turbine à gaz [14]

C'est un moteur à écoulement continu, Constituée essentiellement d'un compresseur, chambre de combustion, turbine.

Exemple: d'une turbine à gaz.

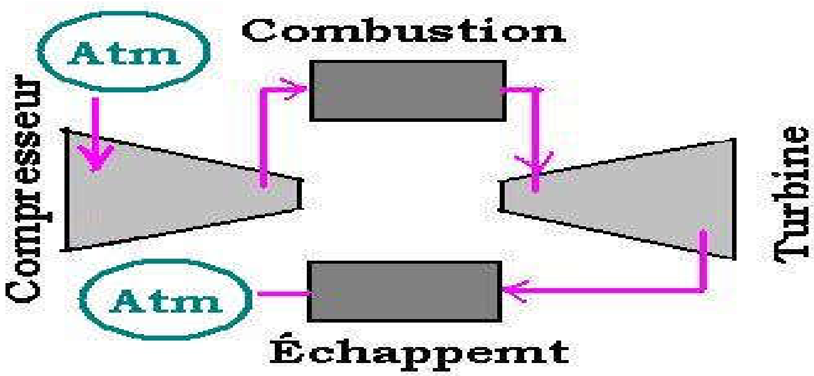

Fig III.1 : Schéma d'installation d'une turbine à gaz

III.3. Les différents cycles de Brayton d'une turbine à gaz

III.3.1. Turbine à gaz, cycle théorique de Brayton

Elle comporte un compresseur qui compresse l'air aspiré, une chambre de combustion pour augmenter la température du mélange air-carburant, la turbine qui recueille l'énergie du gaz comprimé et chauffé afin de fournir un travail mécanique, et enfin un système d'échappement qui rejette les gaz brûlés.

Une turbine à gaz est représentée par le diagramme de Brayton dans un diagramme TS.

- Le processus 1-2 représente la compression isentropique ;
- Le processus 2-3 représente la combustion isobare ;
- Le processus 3-4 représente la détente isentropique ;

- Le processus 1-2 représente l'échappement isobare.

Le rendement théorique de cette machine a été calculé --

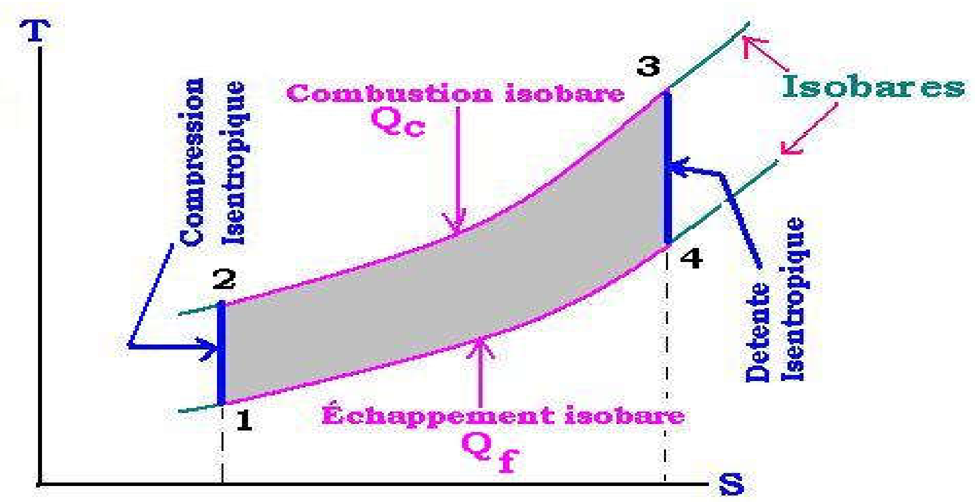

Fig III.2 : cycle théorique de Brayton

III.3.2. Turbine à gaz, cycle réel de Brayton [15]

En réalité, le processus 1-2 et 3-4 ne sont pas isentropique (adiabatique et réversible) à 100%. N'est pas adiabatique puisqu'une quantité non nulle de chaleur est échangée avec le milieu extérieur; puis pas réversible puisque la compression, comme la détente, se font de façon brusque. Ainsi la correction à apporter est que durant ces deux processus, d'ailleurs durant tous les processus thermodynamiques pour un système isolé, l'entropie augment. Par conséquent, un décalage vers les entropies croissantes fait passer 2s en 2r et 4s en 4r. La compression réelle et la détente réelle se font de façon irréversible, la combustion se fait de façon quasi-isobare; le rejet des gaz brûlés reste isobare à la pression atmosphérique.

Nous allons maintenant recalculer le rendement réel de la machine de Baryton. L'indice **"s"** correspondra au processus isentropique (théorique) et l'indice "r" correspondra au processus irréversible (réel).

- Pour le compresseur:

$\eta_{\text{Compresseur}}$ = Travail isentropique / Travail réel

$\eta_{\text{Compresseur}}$ = ce qui est fourni par le gaz / ce qui est donné pour le gaz

$\eta_{\text{Compresseur}} = - Cp\ (T_{2s} - T_1)\ /\ - Cp\ (T_{2r} - T_1) = (T_{2s} - T_1)/(T_{2r} - T_1)$

$\eta_{\text{Compresseur}} = (T_{2s} - T_1)/(T_{2r} - T_1)$

- $Cp\ (T_{2r} - T_1)$ est le travail réellement reçu par le système (gaz), donc négatif. Ce travail comporte les pertes et le travail utile: - $Cp\ (T_{2s} - T_1)$.

❖ Pour la turbine:

η_{Turbine} = Travail réel/Travail isentropique

η_{Turbine} = ce qui est fourni par la turbine /ce qui est donné à la turbine

$\eta_{\text{Turbine}} = + Cp\ (T_{4r} - T_3)/+Cp\ (T_{4s} - T_3)$

$\eta_{\text{Turbine}} = (T_{4r} - T_3)/(T_{4s} - T_3)$

+ $Cp(T_{4r} - T_3)$ est le travail réellement fourni par le système (gaz dans la turbine), donc positif. La valeur de ce travail est inférieure à celle du travail théorique qui ne contient pas les pertes de chaleur dans la turbine. Le travail théorique $+Cp\ (T_{4s} - T_3)$ est plus grand que le travail réel

$+Cp(T_{4r}-T_3)$

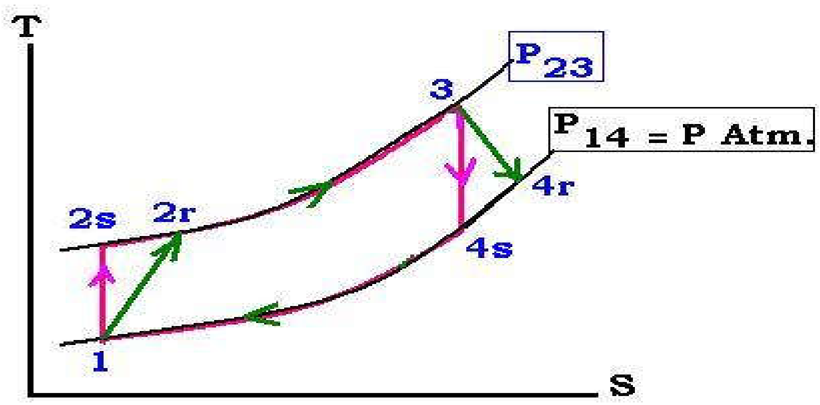

Fig. III.3 Cycle réel de Brayton diagramme TS

Donc:

$\eta_{\text{Compresseur}} = (T_{2s} - T_1)\ /\ (T_{2r} - T_1)$

$\eta_{\text{Turbine}} = (T_{4r} - T_3)\ /\ (T_{4s} - T_3)$

III.3.3.Cycle de régénération

Le cycle de régénération consiste à récupérer la chaleur latente des gaz d'échappement et à l'utiliser pour augmenter la température de l'air fourni par le compresseur avant qu'il soit envoyé dans la chambre de combustion.

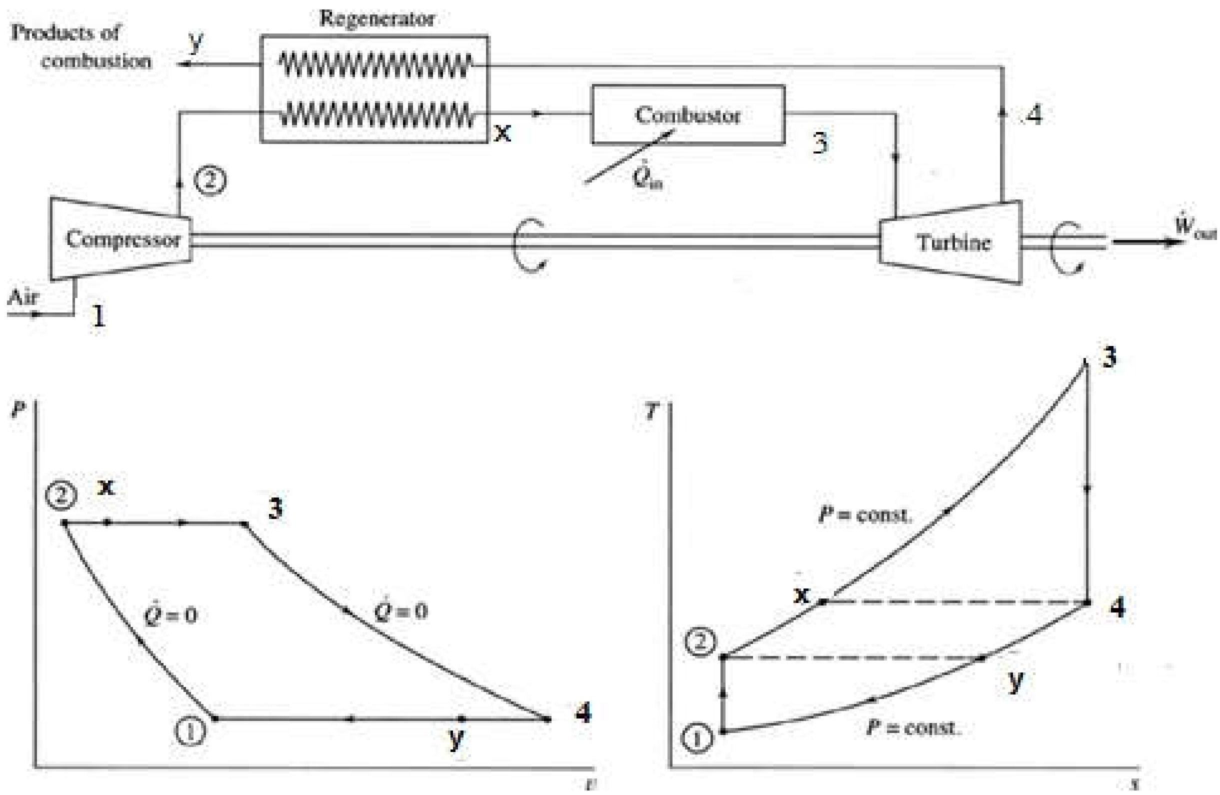

Fig. III.4 cycle thermique et schéma de la turbine à gaz avec récupérateur

Le rendement thermique du système est défini par :

$$\eta = \frac{w_{net}}{Q_h}$$

III.4.La comparaison entre les cas (idéal.réal.et cas avec régénérateur

Maintenant on fait la comparaison entre cas idéal et cas réal et cas avec régénérateur :

III.4.1 Cas idéal

Dans un cycle de Baryton théorique, l'air entre dans le compresseur à 0.1 MPa et 15C. La pression de sortie du compresseur est de 1.0 MPa et la température maximale du cycle est de 1100C, et Cp=1.0035 KJ/kg C°

Nous allons déterminer dans ce qui suit :

1. La pression et la température en chaque point du cycle.
2. Le travail du compresseur, le travail de la turbine et le rendement du cycle.
   Pour chacun des volumes de contrôle examinés, on utilise le modèle des gaz parfaits avec des chaleurs massiques constantes (valeurs à 300 K) ; chaque évolution est du type E.R.P. et variation d'énergies cinétique et potentielle sont considérées comme négligeables. Le diagramme correspondant à cet exemple.
   - Volume de contrôle : Le compresseur.

   Etat à l'entrée : P_1 et T_1 sont connus ; l'état est entièrement déterminé.

   P_1=0.1 MPa =1 bar; T_1=15 c° =288 k

   Etat à la sortie : P_2 est connue.

   P_2=1.0 MPa =10 bar: $T_2 = ?$

   Analyses:

   Le premier principe : $W_c = h_2 - h_1$. (Remarquer le travail du compresseur W_c est défini ici comme un travail fourni au compresseur.)

   Le second principe :

   $$S_2 = S_1$$

   Par conséquent :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} ; \qquad T_2 = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} ; T_2 = 556.56 \text{ k}$$

WC =Cp $(T_2 - T_1)$ =1.0035(556.56-288) =269.5 k j/kg

- Volume de contrôle : la turbine.

Etat à l'entrée : p_3 ($=p_2$) est connue, T_3 est connue ; l'état est entièrement déterminé.

Etat à la sortie : $p_4 = (p_1)$ est connue.

Analyse :

Le premier principe : $w_1 = h_3 - h_4$

Le second principe :

$$s_3 = s_4$$

Par conséquent :

$$\frac{T_3}{T_4} = (\frac{P_3}{P_4})^{(\frac{K-1}{K})}$$

Solution

$$\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{K-1}{K}} = 10^{0.286} = 1.932\,,\quad T_4 = 710.8\,K$$

$W_t = h_3 - h_4 = C_p\,(T_3\text{-}T_4)$

= 1.0035 (1373.2-710.8)= 664.7 k j/kg

$W_{net} = w_t - w_c = 664.7 - 269.5 = 395.2$ kJ/kg

- Volume de contrôle : L'échangeur de chaleur à haut température.

Etat à l'entrée : l'état 2 est connu (voir ci-dessus).

Etat à sortie : L'état 3 est connu (voir ci-dessus).

Analyse :

Le premier principe :

$q_c = h_3 - h_2 = C_p\,(T_3 - T_2)$

Solution

$qc = h_3 - h_2 = Cp\ (T_3 - T_2) = 1.0035\ (1373.2- 556.8) = 819.3$ kJ/kg

Volume de contrôle : L'échangeur de chaleur à basse température.

Analyse :

Le premier principe :

$p_c = h_4 - h_1 = Cp\ (T_4 - T_1)$

Solution :

$p_c = h_4 - h_1 = Cp\ (T_4 - T_1) = 1.0035\ (710.8-288.2) = 424.1$ KJ /Kg

Par conséquent :

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{qc} = \frac{395.2}{819.3} = 48.2\%$$

III.4.2.Cas réel

Soit une turbine à gaz où l'air entre dans le compresseur aux mêmes conditions qu'à cas idéal et en sort à la pression de 1.0MPa .la température maximale est de 1100 °C. Supposez que le rendement du compresseur est de 80%, que celui de la turbine .est de 85 et qu'il y a une chute de pression de 15KPa entre le compresseur et la turbine.

Soit à déterminer le travail du compresseur, le travail de la turbine et le rendement du cycle,

Comme dans l'exemple , précédent , on utilise pour chaque volume de contrôle, le modèle des gaz parfait avec des chaleurs massique constantes (valeur à 300 K) et chaque évolution est du type E.R.P., sans variation d'énergie cinétique ou potentielle.

Pour cet exemple .le diagramme est celui de la figure III.5.

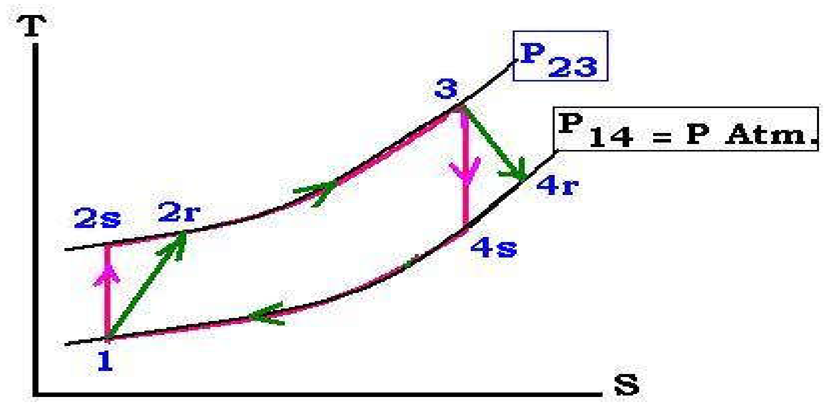

Fig III.5: Cycle réel de Brayton diagramme TS

- Volume control : le compresseur.

Etat à l'entrée : $P_1 et T_1$ sont connues ; l'état est entièrement déterminé.

Etat à la sortie :P_2est connue.

Analyse :

Le premier principe pour l'évolution réelle :

$$w_c = \quad {}_2 \qquad {}_1$$

Par conséquence :

$$\frac{T_{2_s}}{T_1} = (\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}}$$

De plus :

$$\eta_c = \frac{h_{2_S} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2_S} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Solution:

$$(\frac{P_2}{P_1})^{(\frac{K-1}{K})} = \frac{T_{2_S}}{T_1} = 10^{0.286} = 1.932, \quad T_{2_{s=}} 566.8\ K$$

$$\eta c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{556.8 - 288.2}{T_2 - T_1} = 0.80$$

$$T_2 \quad T_1 = \frac{556.8 \quad 288.2}{0.80} = 335.8 \qquad\qquad T_2 = 624.0\ K$$

$$w_c = h_2 \quad h_1 = c_p(T_2 \quad T_1) = 1.0035(624.0 \quad 288.2) = 337.0 \text{KJ/Kg}$$

❖ Volume de contrôle : la turbine.

Etat à l'entrée : $P_3 = (P_2 \quad perte)$ est connue , T_3 est connue ; l'état est entièrement déterminé.

Etat à la sortie : P_4 est connue

Analyse :

Le premier principe pour l'évolution réelle :

$$w_t = \quad _3 \quad _4$$

Le second principe pour l'évolution idéale :

$$s_{4_3} = s_3$$

Par conséquent :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)}$$

De plus :

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4_S}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4_S}}$$

Solution :

$P_3 = P_2$-chute de pression = 1.0 -0.0150MPa = 0.985 MPa

T_3=1100 c°=1373 k. (la température maximale)

$$\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\left(\frac{K-1}{K}\right)} = \frac{T_3}{T_{4_s}} = 9.85^{0.286} = 1.9236, \qquad T_{4_s=713.9\,K}$$

$$\eta_t = \frac{h_3-h_4}{h_3-h_{4_S}} = \frac{T_3-T_4}{T_3-T_{4_S}} = 0.85$$

$$T_3 \quad T_4 = 0.85(1373.2 \quad 713.9) = 560.4$$

$T_4 = 821.8\ K$

$$w_t = \quad {}_3 \quad {}_4 = c_p(T_3 \quad T_4) = 1.0035(1373 \quad 812.8) = 562.4 \text{ KJ/Kg}$$

$$w_{net} = w_t \quad w_{c=}562.4 \quad 337.0 = 225.4\ KJ/Kg$$

- Volume de controle : L'échangeur de chaleur à haute teméraure,

Etat à L'éntrée :L'état 2 est connu .

L'état à La sortie : L'état 3 est connu .

Analyse :

Le premier principe :

$$q_c = \quad {}_3 \quad {}_2$$

Solution :

$$q_c = \quad {}_3 \quad {}_2 = c_p(T_3 \quad T_2) = 1.0035(1373 \quad 624.0) = 751.8 \text{ KJ/Kg}$$

De sorte que:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\text{w}_{\text{net}}}{\text{q}_\text{c}} = \frac{225.4}{751.8} = 30.0\%$$

On peut faire les comparaisons suivantes entre les exemples cas idéal et cas réel :

η th= 48.2 %

η th= 30.0 %

Comme nous l'avons énoncé précédemment, l'irréversibilité a pour effet de réduire le travail de la turbine et d'augmenter celui du compresseur. Le travail net, qu'est la différence entre ces deux quantités, décroit donc très rapidement lorsque les rendements du compresseur et de la turbine diminuent. La mise au point de compresseur et de turbine a rendement élevé constitue donc un aspect important du développement des turbines à gaz.

III.4.3.Le cycle de la turbine a gaz élémentaire munie d'un régénérateur [15]

On peut améliorer le rendement du cycle de la turbines à gaz par l'addition d'un régénérateur .la figure III.3. représenta ; le cycle de la turbines à gaz élémentaire à cycle ouvert munie d'un régénérateur ; le cycle théorique correspondant est illustré dans les diagrammes P-V et T-S. notons que dans le cycle 1-2-x-3-4-y-1, la température des gaz à l'échappement de la turbine à l'état 4 est plus élevée que la température des gaz sortant du compresseur . Par conséquent, de la chaleur peut être cédée par les gaz d'échappement aux gaz à haute pression sortant du compresseur. Si l'évolution a lieu dans un échangeur de chaleur à contre-courant, que l'on appelle un régénérateur, alors la température T_X des gaz à haut pression sortant du régénérateur peut dans le cas idéal, atteindre une valeur égale à T_4, soit la température des gaz sortant de la turbine .En pareil cas, un apport de chaleur d'une source externe n'est nécessaire que pour augmenter la température de T_X à T_3. La quantité de chaleur absorbée est représentée par l'aire x-3-d-b-x, alors que l'aire y-l-a-c-y représente la chaleur cédée

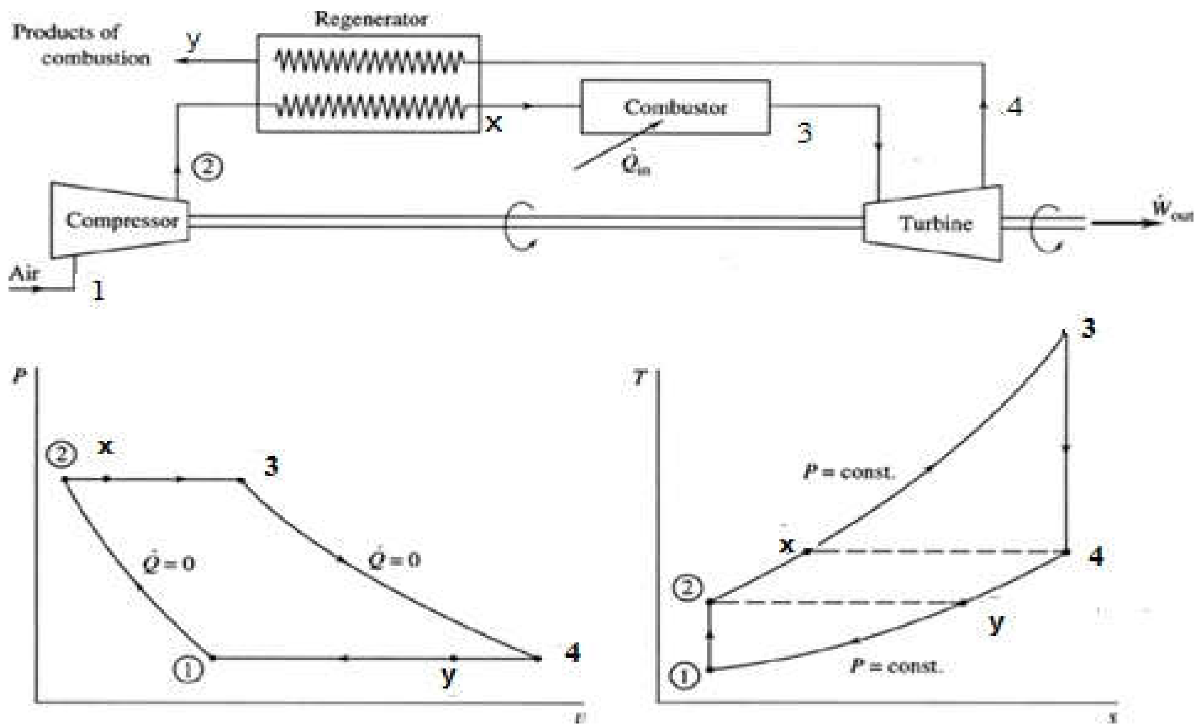

Fig. III.6 cycle thermique et schéma de la turbine à gaz avec récupérateur

III.4.3.1.Cycle à régénération idéal

L'influence du rapport de pression sur le cycle de la turbine à gaz élémentaire munie d'un régénérateur est visible à l'examen du cycle 1-2′-3′-4-1. La température des gaz à l'échappement de la turbine y est égale à la température des gaz sortant du compresseur, d'où l'impossibilité d'utiliser un régénérateur on peut illustrer cette situation encore plus précisément par l'étude du rendement du cycle idéal de la turbine à gaz munie d'un régénérateur.

Le rendement du cycle à régénération est déterminé comme suit, sur la base des états de la figure III.6.

$$\eta th = \frac{w_{net}}{q_c} = \frac{w_t - w_c}{q_c}$$

Qc= Cp (T3-Tx)

Wt =CP (t3-t4)

Mais pour un régénérateur idéal, T4=TX, de sorte que q_c =wt .par conséquent :

$$\eta \text{ th} = 1- -\frac{W_C}{W_T} = 1 -\frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_4)}$$

$$=1 - \frac{T_1(T_2/T_1 - 1)}{T_3(1 - T_4/T_3)} = 1- \frac{T_1}{T_3}\frac{\left[(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1\right]}{\left[1 - (P_1/P_2)^{(k-1)/k}\right]}$$

$$\eta th = 1 - \frac{T_1}{T_3}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

III.4.3.2.Cas de la régénération

On va s'intéresser sur le rendement thermique du cycle que l'on obtient lorsqu'on introduit un régénérateur idéal dans le cycle théorique (idéal).

Pour cet exemple, on peut se reporter au diagramme TS et aux valeurs de l'exemple cas idéal. En ce qui concerne l'analyse de l'échangeur à haute température (ou chambre de combustion), le premier principe donne ici :

$$q_c = h_3 - h_X$$

De sorte qu'on obtient la solution suivant :

$T_X = T_4 = 710.8$ K

$Q_c = h_3 - h_X = C_P (T_3 - T_X) = 1.0035\ (1373.2 – 710.8) = 664.7$ KJ/Kg

$W_{net} = w_t – w_c = 664.7 - 269.5 = 395.2$ kJ/kg

$W_{net} = 395.2$ KJ/Kg (tiré de le cas idéal)

$\eta\ th = \frac{395.2}{664.7} = 59.5\ \%$

III.5.Conclusion

Après avoir étudié les cycles, on remarque qui le rendement augmenté avec régénérateur

η th= 48.2 % (cas idéal)

η th= 30.0 % (cas réel)

η th= 59.5 % (cas régénération)