

## Etude théorique du cycle de Brayton irréversible avec régénération d'une centrale thermique à concentration solaire

D. Zebbar \*, S. Kherris, S. Mostefa, S. Horr et M. Guettaf

Centre universitaire El-Wancharrissi, Route de Bougara  
BP.180, 38004, Tissemsilt, Algérie

(reçu le 18 Mars 2016 - accepté le 30 Juin 2016)

**Résumé** - *Tout comme beaucoup de pays arabes et africains, l'Algérie est confrontée dès maintenant à des défis économiques et énergétiques sans précédents. Ces défis vont être accentués avec le déclin des réserves de gaz naturel et du pétrole. Dans ces circonstances, la conservation de l'indépendance énergétique du pays et sa prospérité économique et sociale dans un avenir proche se jouent dès aujourd'hui. Dans ce contexte, la promotion de la filière des énergies renouvelables et plus particulièrement de la filière thermique solaire est très prometteuse. Le présent travail s'aligne sur les mêmes objectifs susmentionnés. Il est consacré à l'étude thermodynamique du cycle irréversible avec régénération de Brayton utilisé dans les centrales thermiques de production de puissance à concentration solaire. Les performances du cycle ont été analysées pour trois différents agents thermiques à savoir: l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone. Il en ressort que le cycle de Brayton solaire irréversible avec régénération est plus performant avec de l'hélium comme fluide de travail avec les valeurs basses des rapports de pressions incluses entre 3 et 5 et de températures avoisinant 0.25. Pour les valeurs du rapport de pressions comprises entre 9 et 13 et les valeurs des rapports de températures supérieurs à 0.3 le cycle est opérationnel et plus performant avec du CO<sub>2</sub> en qualité de fluide de travail.*

**Abstract** - *Like many Arab and African countries, Algeria is now confronted without precedent with economic and energy challenges. These challenges will be accented with declining of oil and natural gas reserves. In these circumstances, the conservation of energy independence of the country and its economic and social prosperities in the near future are played now. In this context, the promotion of the renewable energies and in particular of the solar thermal sector is very promising. This work aligns with the same aforementioned objectives. It is devoted to the study of thermodynamics and irreversible regenerative solar Brayton cycle used for power generation. The cycle performance were analyzed for three different working fluids namely helium, air and carbon dioxide. It shows that the solar Brayton irreversible and regenerative cycle is more efficient with helium as the working fluid for low values of pressure ratios included between 3 and 5 and temperatures around 0.25. For the pressure ratio included between 9 and 13 and temperature ration above 0.3, the cycle is operational and more efficient with CO<sub>2</sub> as working fluid.*

**Keywords:** Brayton cycle - Concentrated solar power plant - Mechanical work - Regeneration - Working fluid - Pressure ratio.

### 1. INTRODUCTION

Le cycle théorique de Brayton, encore appelé cycle de Joule, est le cycle de base des installations comportant des turbines à gaz, où la combustion se fait à pression constante ( $p = \text{const}$ ). Les turbines à gaz ne sont pas restées à l'écart de se qui se passe dans le domaine du solaire. Au même titre que les moteurs Stirling, elles sont utilisées en conjonction avec des concentrateurs dans les installations solaires. Une telle

---

\* djallel.zebbar@gmail.com

configuration d'installation solaire est rapportée dans [1]. L'énergie solaire réfléctée par le concentrateur parabolique est absorbée par le récepteur. L'air à la sortie du compresseur est chauffé dans l'échangeur de chaleur en aval de la chambre de combustion. L'énergie thermique de gaz chaud est convertie en énergie mécanique dans la turbine.

Selon Brayton energy [2], plusieurs projets notables avaient prévu d'utiliser des turbines à gaz sur de petites tours solaires avec des champs de miroir ou héliostats. Un premier projet réalisé en 1984 par Sanders et associés comportait une micro-turbine conçu par Allied Signal, un concentrateur Lajet 460 et un récepteur de chez Sanders.

Selon la même source [2], Brayton et SST avaient lancé le deuxième champ-Brayton avec succès en 2011. Ce système utilise un concentrateur SST de 320 m<sup>2</sup> avec une turbine à gaz et un récepteur sur mesure conçus et construits par 'Brayton Energy'. Le concentrateur équipé du moteur Brayton est censé être fiable avec une durée d'exploitation avant le premier arrêt technique avoisinant les 60000 heures.

Stine et Geyer rapportent dans [3] qu'un autre système de concentrateur équipé de moteur Brayton sub-atmosphérique est actuellement développé par Garret AiResearch Corporation. Ils soulignent que l'apport de chaleur dans le cycle fermé est effectué à la pression atmosphérique (0.1 MPa). Par ailleurs, le rejet de chaleur est réalisé à basse pression (~0.045 MPa). Ceci permettra au récepteur de fonctionner dans des conditions de pression atmosphérique, ce qui simplifiera considérablement sa conception.

Le moteur Brayton du système rapporté dans [3] est composé d'un compresseur centrifuge et une turbine radiale montés sur un axe commun et tournent à 71000 tours/min. L'air comprimé à la pression atmosphérique est chauffé jusqu'à 871°C dans le récepteur du concentrateur. Après être détendu dans la turbine, l'air passe dans un régénérateur de contre-courant pour céder de la chaleur au flux d'air qui arrive dans le récepteur. Selon les mêmes auteurs, l'ensemble est couplé à une génératrice de 11 kW de puissance avec un rendement total de l'installation avoisinant les 27 %.

Plus encore, il est aussi rapporté dans [3] que la Compagnie Garrett Turbine envisage de développer une version solaire d'une turbine à gaz automobile. D'après la même source, ce moteur utilise un compresseur centrifuge et une turbine radiale et fonctionne à 87000 tours/min avec une pression maximale de 0.5 MPa. Le moteur fonctionne selon le cycle ouvert et est équipé d'un régénérateur en céramique poreux. Il est mentionné que des éléments en céramique comme la turbine sont en cours de développement pour ce moteur.

Selon la même source [3], ils lui permettront de fonctionner avec une température à l'entrée de la turbine avoisinant les 1371 °C. Dans ces conditions le moteur devra produire 75 kW de puissance avec un rendement de 47 %.

L'irradiation directe normale, ainsi que la disponibilité des terrains font de sorte que les pays du Nord de l'Afrique et plus particulièrement l'Algérie sont très prometteurs pour les systèmes de concentration solaires. Ses derniers selon Xu *et al.*, [4] ont presque aucun impact sur l'environnement et sont commercialement viables. Les mêmes auteurs affirment que parmi les différentes technologies de concentration les tours solaires attirent la plus grande des attentions, ce qui est évident par suite à la commande passée en 2014 au USA de la plus grande centrale de concentration solaire d'une puissance de 392 MW.

Semprini *et al.*, [5] ont développé un modèle numérique d'un système de concentration solaire renfermant une micro turbine à gaz. Les auteurs rapportent qu'en dépit du fait que le système fonctionnant sur seulement l'énergie solaire, est très propre du point de vue environnement, il reste très coûteux. Ils soulignent aussi, que le

fonctionnement en mode solaire reste attractif, néanmoins la puissance totale d'électricité produite reste dérisoire, ce qui engendrera une croissance du prix de revient du MWe. Plus encore, le fonctionnement en mode hybride solaire-carburant permettra de faire croître la puissance totale produite pour presque la même valeur du capital total d'investissement, ce qui réduira inéluctablement le prix de revient du MWe.

Une revue détaillée des systèmes de concentration solaire est rapportée dans [6, 7 et 8]. Gupta *et al.*, [7] confirme que le rendement des centrales thermiques classiques à charbon ou à cycle combiné est plus élevé par rapport à celui d'une centrale solaire. Les mêmes auteurs recommandent d'effectuer des analyses énergétiques très approfondies de toutes les centrales thermiques solaires existantes avec comme objectifs de proposer les voies et moyens pour l'amélioration de leurs performances.

Okoroigwe *et al.*, [6] soulignent que dans les premiers projets de tours solaires le cycle de Rankine était majoritairement utilisé. Cependant, l'intégration des turbines à gaz dans les systèmes de concentration solaires reçoit de plus en plus d'attention ses derniers temps. Néanmoins, Okoroigwe *et al.* ajoutent que des obstacles empêchent le développement et l'intégration du système de cycle combiné dans les systèmes de concentration solaire et plus particulièrement les systèmes de tours solaires. Ces obstacles peuvent être devisés en trois catégories: **a-** la maturité de la technologie; **b-** les facteurs financier et politique et enfin **c-** le facteur technique.

Dans les différentes études, le choix de l'agent thermique pour le cycle de Brayton solaire reçoit une attention particulière. En qualité de fluide de travail dans le cycle susmentionné peut être utilisé de l'air, de l'azote, du gaz inerte (argon ou hélium), du CO<sub>2</sub>, du SF<sub>6</sub> ou autres.

Rovira *et al.*, [9, 10] ont déterminé que les agents thermiques ayant un facteur  $C_p/R$  élevé permettent de réaliser le cycle de Brayton avec des performances relativement élevées. Ils soulignent que la sélection du fluide de travail convenable est déterminante au même titre que l'optimisation thermo-économique globale.

De ce fait, les mêmes auteurs soulignent que le SF<sub>6</sub>, le R125 et le CO<sub>2</sub> sont de bons candidats pour le cycle de Brayton.

Au fait, l'hexafluorure de soufre qui est le SF<sub>6</sub> est particulièrement utilisable dans de nombreuses applications scientifiques et industrielles et plus particulièrement l'isolation électrique [11]. Dans le cahier technique N°188 édité par Schneider Electric [11], il est rapporté que le SF<sub>6</sub> est ininflammable et non toxique. Il peut être chauffé sans décomposition jusqu'à 500 °C en l'absence de métaux catalytiques.

Le Roux *et al.*, [12] ont effectué une étude sur l'optimisation du cycle de Brayton. Ils ont identifié les facteurs les plus déterminants pour l'optimisation. Ils ont utilisé la méthode de minimisation de l'entropie totale générée pour l'optimisation et le dimensionnement des différents composants du système de concentration et du cycle thermo solaire de Brayton.

Une autre étude d'optimisation a été effectuée par Sánchez-Orgaz *et al.*, [13]. En qualité de fonctions objectives, les auteurs ont choisi le rendement global et la puissance du système. Ils ont conclu que pour une installation mono étagée réelle, le rapport de pressions doit être inclus entre 5 et 9.

Rovensea effectue dans [14] une étude théorique d'une installation énergétique fonctionnant avec le cycle de Brayton fermé de 50 MW de puissance. La particularité du système proposé est dans son mode de contrôle proposé et qui permet de maintenir la valeur de la puissance électrique produite presque constante. L'auteur propose l'intégration d'un réservoir d'air sous pression d'une grande capacité dans le système.

Des appoints d'air sous pression seront effectués chaque fois que le ciel sera couvert. Une autre étude [15] de très grande importance, a été effectuée par une équipe multinationale sur l'installation énergétique solaire pilote de Sanlucar la Mayor étudiée et réalisée par un consortium international de compagnies entre 2008 et 2014 parmi lesquels figure NEAL (New Energy for Algeria).

Selon Korzynietz *et al.*, [15], cette installation énergétique est considérée comme étant le projet le plus important et le plus ambitieux dans le domaine du cycle de Brayton solaire. Ce projet a permis d'apporter des réponses à plusieurs questions parmi lesquelles la stabilité de la puissance produite sur tous les régimes d'exploitation.

Le présent travail est consacré à l'étude thermodynamique du cycle irréversible avec régénération du moteur de Brayton utilisé dans une installation énergétique solaire pour la production de puissance. Dans une première étape un exposé de la déduction mathématique détaillée du rendement et du travail mécanique du cycle de Brayton irréversible avec régénération.

## 2. CALCUL DU RENDEMENT THERMIQUE ET DU TRAVAIL MECANIQUE DU CYCLE DE BRAYTON IRREVERSIBLE AVEC REGENERATION

Le rendement du cycle de Brayton moteur représenté sur la figure 1 peut être exprimé par l'expression suivante:

$$\eta = 1 - q_H / q_L \quad (1)$$

Les chaleurs introduite  $q_H$  et reconduite  $q_L$  peuvent être exprimées comme suit:

$$\begin{aligned} q_H &= h_3 - h_{2'} - (h_5 - h_{2'}) \\ &= h_3 - h_{2'} - h_5 + h_{2'} + h_{4'} - h_{4'} \\ &= h_3 - h_{4'} + (h_{4'} - h_{2'}) - (h_5 - h_{2'}) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} &= h_3 - h_{4'} + (h_{4'} - h_{2'}) - \eta_{\text{reg}} (h_{4'} - h_{2'}) \\ &= h_3 - h_{4'} + (h_{4'} - h_{2'}) - (1 - \eta_{\text{reg}}) \end{aligned}$$

$$q_L = h_{4'} - h_1 - (h_{4'} - h_{2'}) = h_{2'} - h_1 \quad (3)$$

Enfin on retrouve le rendement thermique du cycle irréversible avec régénération de Brayton:

$$\eta_{\text{IRB}} = 1 - \frac{h_{2'} - h_1}{h_3 - h_{4'} + (h_{4'} - h_{2'})(1 - \eta_{\text{reg}})} \quad (4)$$

$$\eta_{\text{IRB}} = 1 - \frac{(h_2 - h_1) / \eta_C}{(h_2 - h_1)\eta_t + (h_{4'} - h_{2'})(1 - \eta_{\text{reg}})}$$

En adoptant des valeurs constantes des capacités thermiques isobares, on retrouve l'expression suivante du rendement:

$$\eta_{\text{IRB}} = 1 - \frac{(T_2 - T_1) / \eta_C}{(T_3 - T_4)\eta_t + (T_{4'} - T_{2'}) (1 - \eta_{\text{reg}})} \quad (5)$$

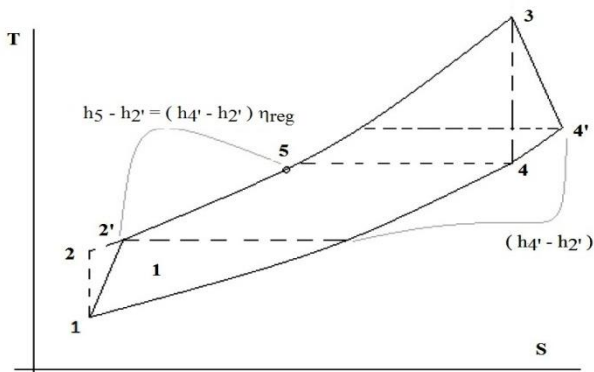


Fig. 1: Représentation du cycle de Brayton irréversible avec régénération sur le diagramme T-S

Compte tenu des performances de la turbine  $\eta_t$  et du compresseur  $\eta_c$  les températures  $T_{4'}$  et  $T_{2'}$  peuvent être exprimées comme suit:

$$T_{4'} = \eta_t T_4 + T_3(1 - \eta_t) \quad (6)$$

$$T_{2'} = \frac{1}{\eta_c} T_2 + T_1 \left( \frac{1}{\eta_c} - 1 \right) \quad (7)$$

En posant:

$$T_H = T_3 \quad \text{et} \quad T_L = T_1$$

$$\text{RPK} = \frac{T_2}{T_L} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{T_H}{T_4} = \frac{p_4}{p_3} = r_p^{k-1/k}$$

Les deux expressions précédentes (6) et (7) se transforment respectivement en:

$$T_{4'} = \eta_t T_H \left( \frac{1}{\text{RPK}} + \left( \frac{1}{\eta_t} - 1 \right) \right) \quad (8)$$

$$T_{2'} = \frac{T_L}{\eta_c} (\text{RPK} - (1 - \eta_c)) \quad (9)$$

Après la substitution des équations (8) et (9) dans (5), on retrouve l'expression suivante du rendement thermique:

$$\eta_{\text{IRB}} = 1 - \frac{T_L}{T_H \eta_t \eta_c} \frac{\text{RPK} - 1}{\left( 1 - \frac{1}{\text{RPK}} \right) + (1 - \eta_{\text{reg}}) \left[ \left( \frac{1}{\text{RPK}} + \left( \frac{1}{\eta_t} - 1 \right) \right) - \frac{T_L}{T_H \eta_t \eta_c} (\text{RPK} - (1 - \eta_c)) \right]} \quad (10)$$

Le travail mécanique peut être exprimé comme:

$$W_{\text{net}} = q_H - q_L \quad (11)$$

Compte tenu des expressions (2) et (3), on en retrouve l'expression définitive du travail mécanique:

$$W_{net} = C_p T_H \left[ \left( 1 - \frac{1}{RPK} \right) \eta_t - \frac{T_L}{T_H \eta_c} (RPK - 1) - (1 - \eta_{reg}) A \right] \tag{12}$$

Où,

$$A = \eta_t \left[ \left( \frac{1}{RPK} + \left( \frac{1}{\eta_t} - 1 \right) \right) - \frac{T_L}{T_H \eta_c} (RPK - (1 - \eta_c)) \right]$$

### 3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Pour le moteur de Brayton le rendement est inversement proportionnel au rapport de températures  $T_L / T_H$  (figure 2). Ce constat est identique à celui du cycle réversible de Brayton avec régénération.

Les valeurs maximales du rendement thermique pour le cycle irréversible avec régénération ont lieu aux environs des valeurs basses du rapport de pressions, ce qui est fondamental pour les turbines à gaz.

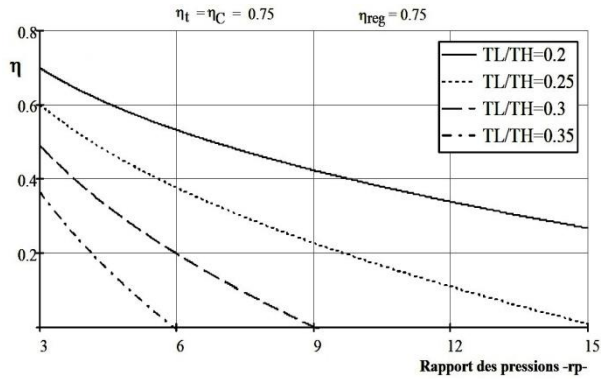


Fig. 2: Variation du rendement du cycle irréversible régénérative de Brayton en fonction des rapports de compression et de température

Plus encore, une turbine et un compresseur performants permettront d'atteindre des rendements élevés (figure 3 et 4).

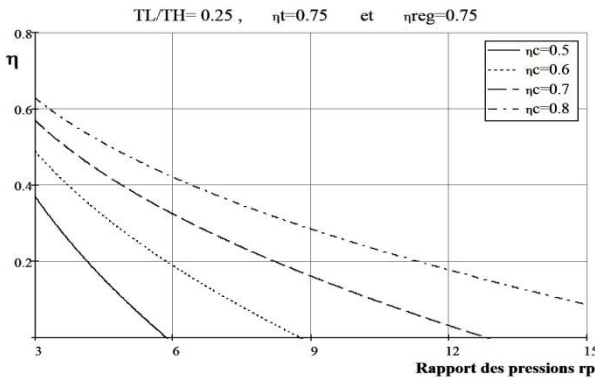


Fig. 3: Variation du rendement thermique du cycle irréversible régénérative de Brayton en fonction du rapport de pressions et de la performance du compresseur

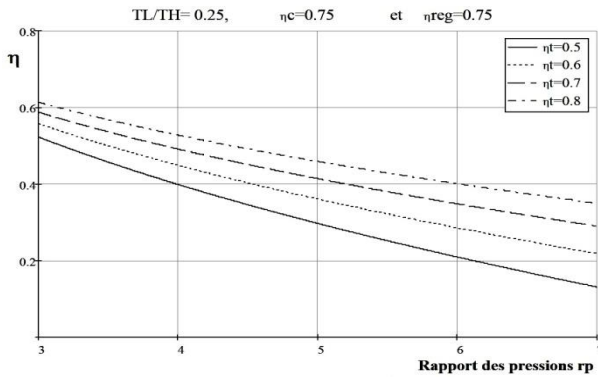


Fig. 4: Variation du rendement thermique du cycle irréversible avec régénération de Brayton en fonction du rapport de pressions et de la performance de la turbine

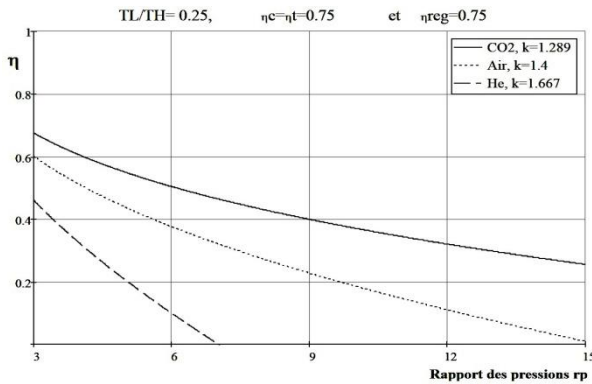


Fig. 5: Variation du rendement thermique du cycle irréversible avec régénération de Brayton en fonction du rapport de pressions fonctionnant avec les différents fluides de travail

Il ressort aussi de la figure 5 que le cycle irréversible régénérative de Brayton est plus performant avec le dioxyde de carbone en qualité de fluide de travail. Plus encore, la diminution du rapport de température suscitera la réduction de la plage de variation du rapport de pressions.

A titre indicatif, pour un rapport de températures égal à 0.25 le rapport de pressions pour un cycle irréversible avec régénération fonctionnant à l'hélium est inférieur à 7 ( $\eta_t = \eta_c = 0.75$  et  $\eta_{reg} = 0.75$ ). Cette limite droite  $r_{p-D}$  comme rapporté dans le **Tableau 3** peut croître jusqu'à 9.6 avec une turbine et un compresseur plus performants ( $\eta_t = \eta_c = 0.8$ ).

La croissance du rapport de températures permettra d'élargir la plage du rapport de pressions. Ce constat est clairement visible sur la figure 6.

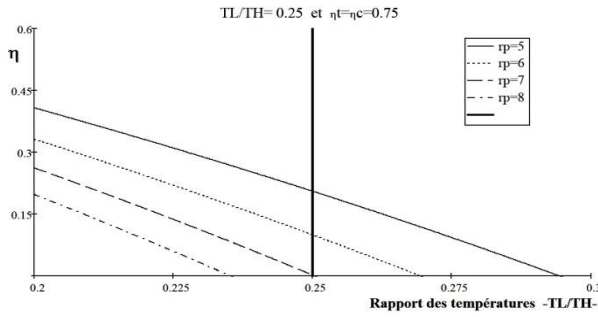


Fig. 6: Variation du rendement thermique du cycle irréversible avec régénération de Brayton fonctionnant avec de l'hélium en fonction des rapports de températures et de pressions

Le cycle pour le rapport de températures susmentionné (0.25) au dessus de  $R_p$  égal à 15 (figure 7).

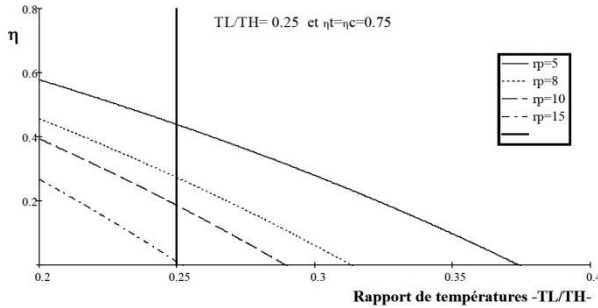


Fig. 7: Variation du rendement thermique du cycle irréversible avec régénération de Brayton fonctionnant avec de l'air en fonction des rapports de températures et de pressions

Il y a lieu de préciser que la plage du rapport de pressions peut être davantage élargie en choisissant un compresseur et une turbine plus performant, c'est-à-dire avec la croissance de leurs rendements  $\eta_c$  et  $\eta_t$ .

Par ailleurs, le dioxyde de carbone (figure 8) en qualité d'agent thermique offre une large plage pour les rapports de pressions et de températures dans le cycle irréversible avec régénération de Brayton.

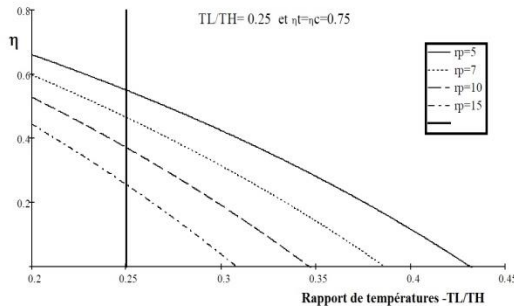


Fig. 8: Variation du rendement thermique du cycle irréversible avec régénération de Brayton fonctionnant avec du CO<sub>2</sub> en fonction des rapports de températures et de pressions



Le travail mécanique développé par le cycle irréversible avec régénération de Brayton fonctionnant avec de l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone en fonction du rapport de pressions et de la température du réservoir chaud  $T_H$  est représenté sur les figures 9, 10 et 11.

On en déduit que le cycle irréversible avec régénération de Brayton fonctionnant avec de l'hélium même avec des rendements du compresseur et de la turbine avoisinant les 80% et un rendement de régénération avoisinant les 75 % n'est opérationnel qu'à partir des valeurs de la température du réservoir chaud supérieur à 1000 K (figure 9).

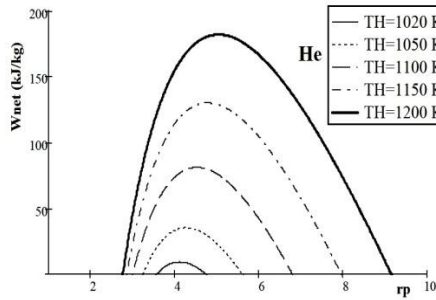


Fig. 9: Variation du travail mécanique du cycle irréversible avec régénération de Brayton fonctionnant avec de l'hélium en fonction du rapport de pressions et de la température du réservoir chaud

Pour  $T_H = 1200$  K, le rapport de pressions  $R_p$  est compris entre 2.7 et 9. Cette plage devient plus étroite avec la diminution de la température du réservoir chaud. Elle correspond à [3.2, 5.6] et [3.6, 4.7] pour  $T_H$  égale à 1050 et 1020 K respectivement.

Par ailleurs, la diminution de la température du réservoir chaud induira une chute remarquable de la valeur maximale du travail mécanique.

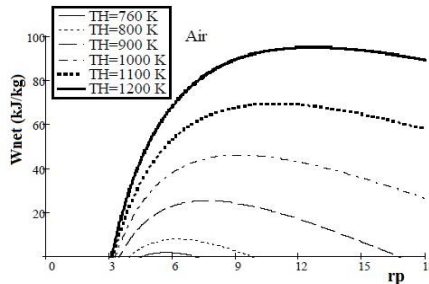


Fig. 10: Variation du travail mécanique du cycle irréversible avec régénération de Brayton fonctionnant avec de l'air en fonction du rapport de pressions et de la température du réservoir chaud

L'examen conjoint des graphes relatifs au rendement et au travail mécanique des différents fluides de travail a permis de dresser pour chaque rapport de températures un tableau avec les valeurs maximales des rapports de pressions, le travail mécanique et le rendement correspondant.

Dans cette étude, on se contentera de deux tableaux seulement obtenus pour les deux rapports de températures 0.25 et 0.333 (**Tableau 1** et **2**) Dans le cas du  $CO_2$ , il n'y a pas de seuil maximal limitant le travail mécanique.

Néanmoins, pour la comparaison, les valeurs du travail mécanique et du rendement pour le CO<sub>2</sub> sont calculées pour les valeurs maximales du rapports de pressions obtenues pour l'air.

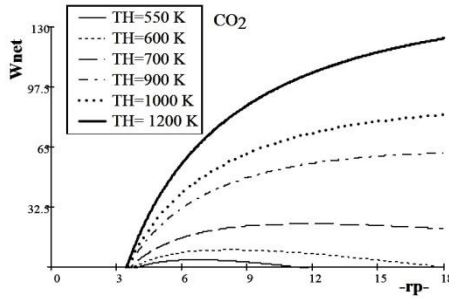


Fig. 11: Variation du travail mécanique du cycle irréversible avec régénération de Brayton fonctionnant avec du CO<sub>2</sub> en fonction du rapport de pressions et de la température du réservoir chaud

**Tableau 1:** Récapitulatif des traitements de tracés de courbes pour le cycle de Brayton avec TL/TH=0.25 et η<sub>t</sub>=η<sub>c</sub>=80 %

L'agent thermique	He		Air		CO <sub>2</sub>	
η <sub>reg</sub>	0.75	0.8	0.75	0.8	0.75	0.8
r <sub>p-G</sub> /r <sub>p,max</sub> /r <sub>p-D</sub> <sup>a</sup>	2.8/5.1/9.2	2.2/4.6/9.6	3.1/12.7/∞ <sup>b</sup>	2.6/10.5/∞ <sup>b</sup>	3.5/∞/∞ <sup>b</sup>	2.9/∞/∞ <sup>b</sup>
W <sub>net</sub> (r <sub>p,max</sub> ), kJ/kg	181.8	269.8	94.8	96.3	74.4 <sup>c</sup>	108.3 <sup>c</sup>
η(r <sub>p,max</sub> )	0.287	0.325	0.194	0.258	0.412 <sup>c</sup>	0.382 <sup>c</sup>

**Tableau 2:** Récapitulatif des traitements de tracés de courbes pour le cycle de Brayton avec TL/TH=0.333 et η<sub>t</sub>=η<sub>c</sub>=80%

L'agent thermique	He		Air		CO <sub>2</sub>	
η <sub>reg</sub>	0.75	0.8	0.75	0.8	0.75	0.8
r <sub>p-G</sub> /r <sub>p,max</sub> /r <sub>p-D</sub> <sup>a</sup>			3.5/7.6/16.7	2.9/6.4/14	3.6/∞/∞ <sup>b</sup>	3.1/∞/14.7 <sup>b</sup>
W <sub>net</sub> (r <sub>p,max</sub> ), kJ/kg			25.1	25.9	42.3 <sup>c</sup>	36.6 <sup>c</sup>
η(r <sub>p,max</sub> )			0.063	0.140	0.265 <sup>c</sup>	0.303 <sup>c</sup>

<sup>a</sup> r<sub>p-D</sub> et r<sub>p-G</sub> sont les rapports de pressions des deux seuils droit et gauche de la plage opérationnelle du cycle. r<sub>p,max</sub> est le rapport de pressions fournissant le travail maximal dans la plage opérationnelle du cycle.

<sup>b</sup> Le symbole de l'infinie ∞ indique que le rapport de pressions n'est pas limité et qu'il peut prendre des valeurs élevées.

<sup>c</sup> Les valeurs du travail mécanique et du rendement pour le CO<sub>2</sub> sont calculées pour les rapports de pressions maximaux obtenus pour l'air.

### 4. CONCLUSION

Le passage en revue des travaux de recherche sur le cycle de brayton solaire a permis de mettre en évidence les orientations fondamentales de la recherche dans ce domaine. Il en ressort que les quelques projets pilotes de centrales de Brayton thermosolaires, d'hors déjà fournissent les premiers éléments d'analyse relatifs à la variation de la puissance produite sur tous les régimes d'exploitation, à la régulation et

au contrôle de telles centrales et enfin elles ont permis de mettre à l'épreuve les quelques modèles mathématiques développés à ce jour.

En conclusion, la présente étude a permis de souligner que le cycle de Brayton solaire irréversible avec régénération est plus performant avec de l'hélium comme fluide de travail avec les valeurs basses des rapports de pressions ( $r_p = 3-5$ ) et de températures ( $\sim 0.25$ ). Cette plage est pratiquement celle qui a été déterminée par Sánchez-Orgaz *et al.*, [13]. Pour les valeurs du rapport de pressions comprises entre 9 et 13 et les valeurs des rapports de températures supérieures à 0.3 le cycle est opérationnel et plus performant avec du  $\text{CO}_2$  en qualité de fluide de travail. En effet, l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone sont de bonnes associations entre l'écologie et l'exploitation sûre.

## NOMENCLATURE

$c_p$	Capacité thermique isobare, KJ/kg.K	c	Compresseur
h	Enthalpie spécifique, kJ/kg	H	High (haut)
q	Chaleur par unité de masse, kJ/kg	IRB	Irréversible avec régénération de Brayton
$\eta$	Rendement	L	Low (bas)
$r_p$	Rapport de pressions	reg	Régénération
T	Température, K	t	Turbine
W	Travail mécanique spécifique, kJ/kg		
1, 2, 2', 3, 4, 4' et 5	Points caractéristiques du cycle thermodynamique		

## REFERENCES

- [1] Y. Lia, G. Liu, X. Liu and S.M. Liao, 'Thermodynamic Multi-Objective Optimization of A Solar-Dish Brayton System Based on Maximum Power Output, Thermal Efficiency and Ecological Performance', *Renewable Energy*, Vol. 95, pp. 465 – 473, 2016.
- [2] Scientific Report, 'Brayton and Southwest Solar Technologies Demonstrated World's', Second Dish Brayton System, <http://www.braytonenergy.net/news-and-updates/brayton-and-southwest-solar-technologies-demonstrated-world%E2%80%99s-second-dish-brayton-system/>.
- [3] W.B. Stine and M. Geyer, '*Power from the Sun Power Cycles for Electricity Generation*', Chap. 12, *Power Cycles for Electricity Generation*, 2001: <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter12/chapter12.html>.
- [4] X. Xu, K. Vignarooban, Ben Xu, K. Hsu and A.M. Kannan, '*Prospects and Problems of Concentrating Solar Power Technologies*', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 53, pp. 1106 – 1131, 2016.
- [5] S. Semprini, D. Sanchez and A. De Pascale, '*Performance Analysis of a Micro Gas Turbine and Solar Dish Integrated System under Different Solar-Only and Hybrid Operating Conditions*', *Solar Energy*, Vol. 132, pp. 279 – 293, 2016.
- [6] E. Okoroigwe and A. Madhlopa, '*An Integrated Combined Cycle System Driven By a Solar Tower: A Review*', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 57, Issue C, pp. 337 – 350, 2016.

- [7] M.K. Gupta, S.C. Kaushik, K.R. Ranjan, N.L. Panwar, V. Siva Reddy and S.K. Tyagi, '*Thermodynamic Performance Evaluation of Solar and Other Thermal Power Generation Systems: A Review*', Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 50, Issue C, pp. 567 – 582, 2015.
- [8] Mukrimin Sevket Guney, '*Solar Power and Application Methods*', Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 57, pp. 776 – 785, 2016.
- [9] A. Rovira, C. Rubbia, M. Valdés, M. José and V. Martínez, '*Thermodynamic Cycles Optimised for Medium Enthalpy Units of Concentrating Solar Power*', Energy, Vol. 67, Issue C, pp. 176 - 185, 2014.
- [10] A. Rovira, J. Muñoz-Antón, M.J. Montes, M. José and V. Martínez, '*Optimization of Brayton Cycles for Low-To-Moderate Grade Thermal Energy Sources*', Energy, Vol. 55, pp. 403 - 416, 2013)
- [11] D. Koch, 'Cahier technique N°188, *Propriétés et utilisations du SF6 dans les appareils MT et HT*', Edition Schneider Electric, 2003.
- [12] W.G. Le Roux, T. Bello-Ochende and J.P. Meyer, '*A Review on the Thermodynamic Optimisation and Modelling of the Solar Thermal Brayton Cycle*', Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 28, pp. 677 – 690, 2013.
- [13] S. Sánchez-Orgaz, M. Pedemonte, P. Ezzatti, P.L. Curto-Risso, A. Medina and A. Calvo Hernández, '*Multi-Objective Optimization of a Multi-Step Solar-Driven Brayton Plant*', Energy Conversion and Management, Vol. 99, pp. 346 – 358, 2015.
- [14] F. Rovense, '*A Case of Study of a Concentrating Solar Power Plant With Unfired Joule-Brayton Cycle*', Energy Procedia, Vol. 82, pp. 978 – 985, 2015.
- [15] R. Korzynietz, J.A. Brioso, A. del Río, M. Quero, M. Gallas, R. Uhlig, M. Ebert, R. Buck and D. Teraji, '*Solugas – Comprehensive Analysis Of The Solar Hybrid Brayton Plant*', Solar Energy, Vol. 135, Issue C, pp. 578 – 589, 2016.