

Visa du chef de département des
Sciences et Technologies
Signature:.....
Date:.....

**Étude comparative des performances de deux systèmes
hybrides pour la production de puissance à partir du gisement
solaire renfermant séparément des moteurs Stirling et
Brayton.**

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de Master académique
en «*Installations Energétiques*»

Encadreur: Pr. ZEBBAR. Dj.
Signature:
Date:

Réalisé par :
Étudiant : HORR Sidali
Signature :
Date :

Membres du jury

M. SERDOUN Nadjib

MAA

Président

M. BENLEFKI Abdelkrim

MAA

Examineur

M. ZEBBAR Djallel

Professeur

Encadreur

Remerciement

Au terme de ce travail, je tiens à exprimer mes vifs remerciements :

Avant tout au dieu tout-puissant qui m'a toujours soutenu.

A mes chers parents.

Je tiens à remercier très profondément mon encadreur le Professeur **ZEBBAR DJALLEL** qui a dirigé ma recherche avec compétence et efficacité et qui n'a cessé de m'encourager avec ces conseils précieux tout le long de ce travail.

J'adresse mes remerciements les plus sincères à Monsieur **SERDOUN Nadjib** pour l'honneur qu'il me fait en acceptant de présider le jury de ce mémoire.

Je remercie également Monsieur **BENLEFKI Abdelkrim** pour avoir accepté d'examiner mon mémoire, pour tout l'intérêt qu'il a porté à ce travail et pour leur commentaire constructif.

Je pense enfin fortement et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

.A mon père qui n'a pas cessé de m'encourager

Ma très chère mère qui a longtemps souhaité voir ce jour en

Veillant sur mon éducation et sur mes études

A ma grande mère

A mes frères et sœur

Je l'offre ainsi à tous les membres de la famille Horr

À mes fidèles amis qui représentent pour moi une vraie famille

À toute la promotion 2015 – 2016.

SOMMAIRE

Nomenclature.....	9
Introduction générale.....	10
Chapitre 1 Généralité sur les moteurs thermiques Stirling et Brayton	
Introduction.....	12
1.1 Histoire et description de la machine thermique Stirling.....	12
1.1.2 Le cycle de Stirling.....	12
1.2 Histoire et description de la machine thermique Brayton.....	15
1.3 Les projets-pilotes.....	16
1.3.1 Projets-pilotes de concentrateurs paraboliques équipés de moteur Stirling...	16
1.3.2 Projets-pilotes de concentrateurs paraboliques équipés de moteur Brayton.....	17
1.4 Aperçu sur quelques travaux de recherche.....	20
1.5 Conclusion.....	20
Chapitre 2 : Étude Thermodynamique	
Introduction.....	22
2.1 Calcul du rendement et de travail du moteur Stirling avec régénération.....	22
2.1.1 Analyse et discussion des courbes de rendement.....	25
2.1.2 Analyse et discussion des courbes de travail.....	32
2.2 Calcul du rendement pour le cycle de Brayton avec régénération.....	34

2.2.1 Analyse et discussions des courbe de rendement avec $rp > 5$	37
2.2.2 Analyse et discussions des courbe de travail avec $rp > 5$	46
2.2.3 Analyse et discussions des courbe de rendement avec $rp < 5$	48
2.2.4 Analyse et discussions des courbe de travail avec $rp < 5$	53
2.3 La comparaison thermodynamique entre Stirling et Brayton.....	55
Conclusion.....	59
 Chapitre 3 technico-économique	
Introduction	61
3.1 Exposé de l'étude technico économique.....	61
3.2 Analyse et discussions des résultats.....	63
Conclusion.....	70
Conclusion général	71
Bibliographies.....	73
Résumé.....	75

Liste des figures :

Fig.1-Principe de fonctionnement d'un moteur Stirling.....	13
Fig.2-Cycle théorique du moteur STIRLING	13
Fig.3-Description du système Dish-Stirling [14].....	14
Fig.5-Schéma de principe du système [31].....	15
Fig.6- Diagramme indicateur d'un moteur Brayton [31].....	15
Fig.7-Moteur de Brayton Sous-atmosphérique.....	18
Fig.8-Le modelé solaire de Brayton Sous-atmosphérique.....	19
Fig.9-Le modelé solaire de Moteur à turbine à gaz automobile de Brayton : (a) le moteur (b) Module récepteur-moteur [34].....	19
Fig.10-Diagramme indicateur d'un moteur Stirling.....	21
Fig.11-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de l'exposant de l'adiabatique k	25
Fig.12-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	26
Fig.13 Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	26
Fig.14-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	27
Fig.15-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	27
Fig.16-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	28
Fig.17-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	28
Fig.18-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	29
Fig.19Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	29
Fig.20-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}	31
Fig.21-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}	31
Fig.22-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}	32
Fig.23- Variation du travail mécanique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	32
Fig.24- Variation du travail mécanique du moteur Stirling en fonction de température du	

réservoir.....	33
Fig.25- Variation du travail mécanique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	33
Fig.26-Variation du travail mécanique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.....	34
Fig.27-Diagramme indicateur d'un moteur Brayton.....	34
Fig.28-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de l'exposant de l'adiabatique k.....	38
Fig.29-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir	39
Fig.30-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	40
Fig.31-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	40
Fig.32-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	41
Fig.33-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	41
Fig.34-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	42
Fig.35-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	42
Fig.36-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	43
Fig.37-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}	45
Fig.38-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}	45
Fig.39-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}	46
Fig.40-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	46
Fig.41-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	47
Fig.42-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	47
Fig.43-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	48
Fig.44-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température	

du réservoir.....	49
Fig.45-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	49
Fig.46-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	50
Fig.47-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	50
Fig.48-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	51
Fig.49-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	51
Fig.50-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	52
Fig.51-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	52
Fig.52-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	53
Fig.53- Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	53
Fig.54- Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	54
Fig.55- Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir.....	54
Fig.56-Variation du rendement thermique du moteur Stirling et Brayton en fonction de la température du réservoir.....	55
Fig.57-Variation du rendement thermique du moteur Stirling et Brayton en fonction de la température du réservoir.....	55
Fig.58-Variation du travail mécanique du moteur Stirling et Brayton en fonction de la température du réservoir.....	56

Fig.59-Variation du travail mécanique du moteur Stirling et Brayton en fonction de la température du réservoir.....	56
Fig.60-Variation du délai d'amortissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.07€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite.....	64
Fig.61-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.17€/Kwh et le capital d'investissement par unité de puissance produite....	64
Fig.62-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.07€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite.....	65
Fig.63-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.17€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite.....	66
Fig.64-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.07€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite.....	67
Fig.65-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.17€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite.....	67
Liste des tableaux :	
Tab.1Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de T3, rv et η_{reg}.....	30
Tab.2Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de T3, rp et η_{reg}	44
Tab.3Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir, rapport de pression et de volume.....	58
Tab.4les capitaux d'investissement par unité de puissance produite (CC) de Stirling et Brayton [37], [38].....	63
Tab.5-variation de délai d'amortissement en fonction de capital d'investissement par unité de puissance produite et prix de revient unitaire.....	69

Nomenclature

Notation	Description	Unités
C_p	Capacité du caloporteur à pression constante	[J/mol K]
C_v	Capacité du caloporteur à volume constant	[J/mol K]
T_3	Température du réservoir chaud	[K]
T_1	Température de la source froide	[K]
W	Travail	[J]
η	Rendement	-
q_h	la quantité de chaleur chaude	[J/Kg]
q_L	la quantité de chaleur froide	[J/Kg]
q_{reg}	la quantité de chaleur de régénérateur	[J/Kg]
p	Pression	[Pa]
h	Enthalpie	[J]
Δu	la variation de l'énergie interne	[J]
v	Volume	[m ³]
R	constant de gaz	[J/kg .K]
r_v	rapport de volume	-
r_p	rapport de pression	-
k	l'adiabatique	-

Indices

A_m	L'amortissement de capital Cost	Année
A_n	L'Annuité	Euro [€] /an
CF	Facteur de capacité	%
CTI	Capital total d'investissement	Euro [€]
I	Taux d'intérêt	%
MGI	Montant global de l'investissement	Euro [€]
N	Nombre total d'unités	-
n	La date de l'échéance	-
P_{cs}	Prix des charges supplémentaires (transport et installation)	Euro [€]
P_u	Prix de maintenance et d'entretien	Euro [€]
P_{ta}	prix total d'acquisition des N unités	Euro [€]
P_u	Prix unitaire d'une unité	Euro [€]/kW
P_{vu}	Prix de vente unitaire du kWh	Euro[€] /kwh
T_{pa}	Puissance produite annuelle	kWh
T_{va}	Total des ventes annuel	Euro [€]
U_t	Unité de temps	Année

Introduction générale

L'Algérie, d'ailleurs comme beaucoup de pays arabes et africains 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. 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 et comparaison thermodynamique de deux systèmes d'installations énergétiques solaires pour la production de puissance. Le premier système est composé de concentrateurs paraboliques équipés de moteurs thermiques de type Stirling, tandis que le deuxième est composé des mêmes concentrateurs paraboliques mais équipés de moteur thermique de type Brayton. En plus de la comparaison thermodynamique, une autre technico-économique est aussi effectuée. Cette dernière permettra de choisir entre les deux types de champs à partir de données comme le délai d'amortissement, le capital total d'investissement et le prix de revient unitaire du kWh.

Le présent mémoire est composé d'une introduction générale, trois chapitres et une conclusion générale structurés comme suite :

Le premier chapitre est entamé par des généralités sur les moteurs Stirling et Brayton, suivie par un exposé de leurs principes de fonctionnement et leurs histoires en bref. Dans ce même chapitre sont aussi rapportés quelques détails sur les projets pilotes de champs solaires implantés sur les différents continents, suivis d'un aperçu sur quelques travaux de recherche sur le sujet.

Le deuxième chapitre est consacré l'analyse thermodynamique des cycles moteurs des machines en question. Cette analyse a permis de mettre en évidence l'influence des facteurs comme le coefficient de régénération η_{reg} , la température du réservoir chaud, le type de fluide de travail, les rapports de pressions et de volumes sur le rendement thermique et la puissance développée par les deux moteurs.

La comparaison thermodynamique précédente a été complétée dans le troisième chapitre par une étude technico-économique de deux champs solaires éventuellement implantés à Tissemsilt équipées des deux différents types de moteurs thermiques.

Enfin, les conclusions et recommandations les plus importantes sont rapportées dans le dernier volet du mémoire dédié à la conclusion générale.

Chapitre 1

Généralité sur les moteurs thermiques Stirling et Brayton

Introduction

Ce premier chapitre est consacré aux généralités sur les moteurs Stirling et Brayton, suivie par un exposé de leurs principes de fonctionnement et leurs histoires en bref. Plus encore, le chapitre renferme quelques détails sur les projets pilotes de champs solaires implantés sur les différents continents, suivis d'un aperçu sur quelques travaux de recherche.

1.1 Histoire et description de la machine thermique Stirling

Le moteur Stirling est un moteur à combustion externe, il utilise un gaz contenu dans une enceinte fermée chauffée par une source de chaleur située à l'extérieur. Cela permet d'avoir une combustion en continu. De plus, ce moteur ne contient pas de soupapes, ce qui diminue considérablement le bruit. Enfin, le moteur Stirling peut fonctionner avec tout type de combustible et avec l'énergie solaire à concentration [1].

Le XIXe siècle a donné lieu à de nombreuses découvertes scientifiques et techniques. C'est peut-être toute cette activité qui a poussé le Pasteur Robert Stirling à inventer le " moteur à air chaud " dont le brevet fut déposé en 1816. Le Pasteur Stirling est né en 1790 dans le comté de Perthshire en Ecosse et est décédé en 1878.

En parallèle, Robert Stirling eu l'idée d'un régénérateur de chaleur permettant d'améliorer le rendement global de l'installation. C'est son frère James qui industrialisa ce moteur en 1843 pour une utilisation dans l'usine où il était ingénieur. Cette invention fut beaucoup utilisée dans les fermes et les industries jusqu'en 1922[1].

1.1.2 Le cycle de Stirling

Ce moteur comprend un piston principal et autre pour déplacer le gaz communément appelé déplaceur, tous deux liés par un mécanisme bielle-manivelle synchrone.

Le cycle Stirling est composé des évolutions thermodynamiques suivantes (fig.1) :

Evolution 1 : compression isotherme

Pendant l'étape de compression, le piston-déplaceur se trouve au point mort haut au niveau de la source chaude. Le piston se déplace en comprimant le gaz (fig. 1 a). Le gaz échange de la chaleur avec la source froide à la température T_L .

Evolution 2 : réchauffement isochore du gaz

Le piston-déplaceur se déplace vers la source froide, ce qui fait que le gaz rejoint la source chaude et que sa température augmente. Le piston se rapproche lentement du point mort haut (fig.1 b) tout en maintenant le même volume.

Evolution 3 : détente isotherme

Le piston-déplaceur est à présent au niveau de la source froide, au point mort bas, le gaz se détend isothermiquement et pousse le piston qui génère un travail mécanique (fig.1-c). Le gaz est toujours du côté de la source chaude.

Evolution 4 : refroidissement isochore

Le piston-déplaceur se déplace vers la source chaude, le gaz rejoint la source froide. Le piston se retrouve au point mort bas (fig.1 d). Au cours cette évolution le volume reste constant.

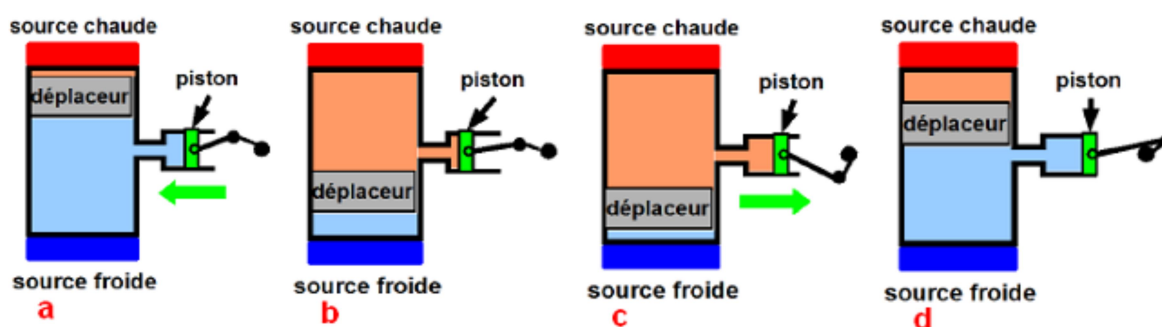


Fig.1-Principe de fonctionnement d'un moteur Stirling

Les quatre transformations précédentes sont représentées sur la fig.2.

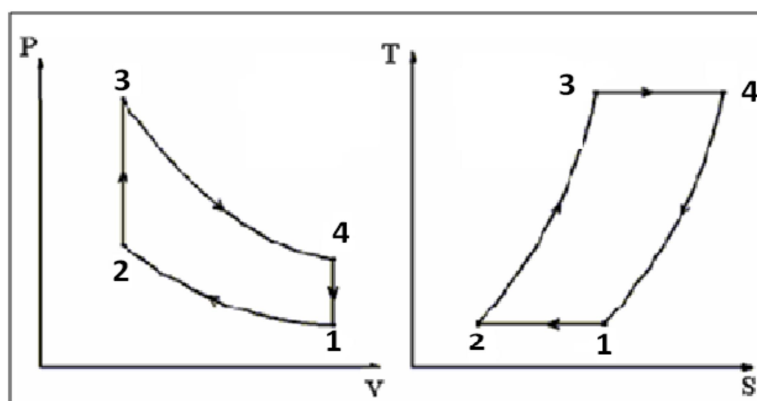


Fig.2-Cycle théorique du moteur STIRLING

Le moteur Stirling, est utilisé dans plusieurs domaines et particulièrement le solaire. Il est la pièce maîtresse des concentrateurs paraboliques appelés dish-Stirling.

Le système Dish-Stirling est composé de trois éléments principaux : le concentrateur (ou réflecteur), le récepteur (ou absorbeur) et le moteur Stirling. Ce dernier est couplé à une génératrice qui permet la production de courant électrique alternatif. Sur la fig 3, l'ensemble formé par l'absorbeur et le moteur Stirling est placé dans la référence n°3, « bloc convertisseur ».

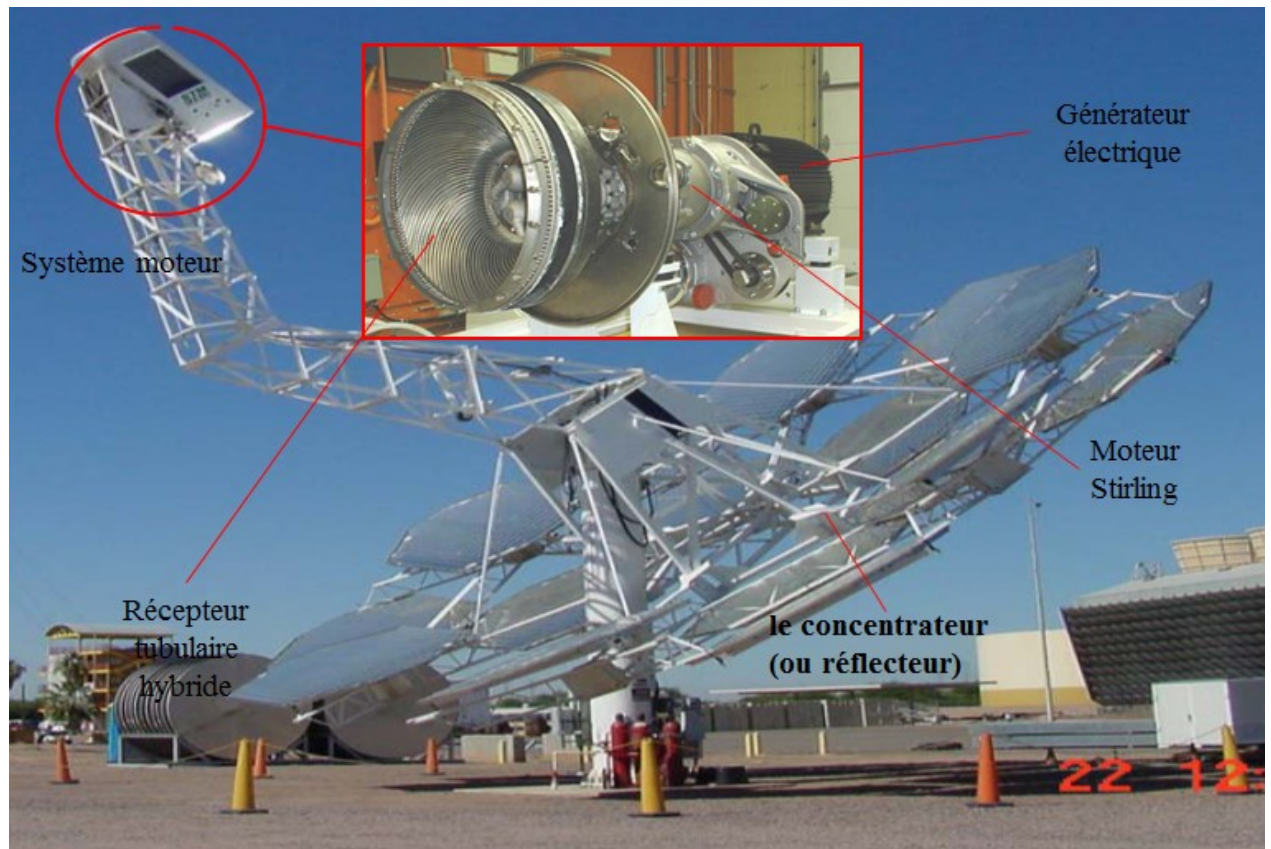


Fig.3-Description du système Dish-Stirling

La figure 3 présente également les éléments « externes », notamment le système automatisé de suivi du soleil, réalisé selon deux axes : l'azimut (rotation autour de l'axe vertical) et l'élévation (rotation autour de l'axe horizontal). Il est fondamental que le suivi de la course diurne du soleil soit réalisé avec une grande précision. Le dispositif de suivi de la course du soleil ne sera pas étudié ici, et fait intervenir des notions d'automatisme (régulation en boucle ouverte ou fermée). Il est possible notamment grâce à l'utilisation de capteurs pyro-héliométriques. La fiabilité de cette régulation et sa robustesse doivent être assurées, pour limiter les interventions extérieures. Aussi, la taille de ces structures est relativement limitée, du fait de la masse importante que peut représenter une telle installation de fortes dimensions. Actuellement, le plus gros prototype réalisé a une surface d'environ 500m². Il s'agit du projet SG4 surnommé « the bigdish ».

Cependant, la majorité des systèmes Dish-Stirling ont une surface comprise entre 50m² et 100m², et les installations sont la plupart du temps composés de plusieurs modules de taille plus restreinte combinés entre eux. Ceci permet notamment la continuité de la production [2]

1.2 Histoire et description de la machine thermique Brayton

Le cycle théorique de Brayton, encore appelé cycle de Joule, est le cycle de base des installations comportant des Turbines à Combustion (TAC), communément appelées Turbines à Gaz (TAG), où la combustion se fait à pression constante ($p=\text{const.}$). Celles-ci sont des composants de centrales chaleur-force. Il tient son nom de l'ingénieur américain George Brayton (1830–1892) qui l'a développé, bien que son invention soit attribuée à Barber en 1791. Il est aussi connu sous le nom du cycle de Joule[3].

Un schéma de principe d'une installation solaire incluant un moteur thermique Brayton est représenté sur la fig.5. L'énergie solaire reflétée 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. Le moteur thermique de Brayton est un cycle avec régénérateur [4].

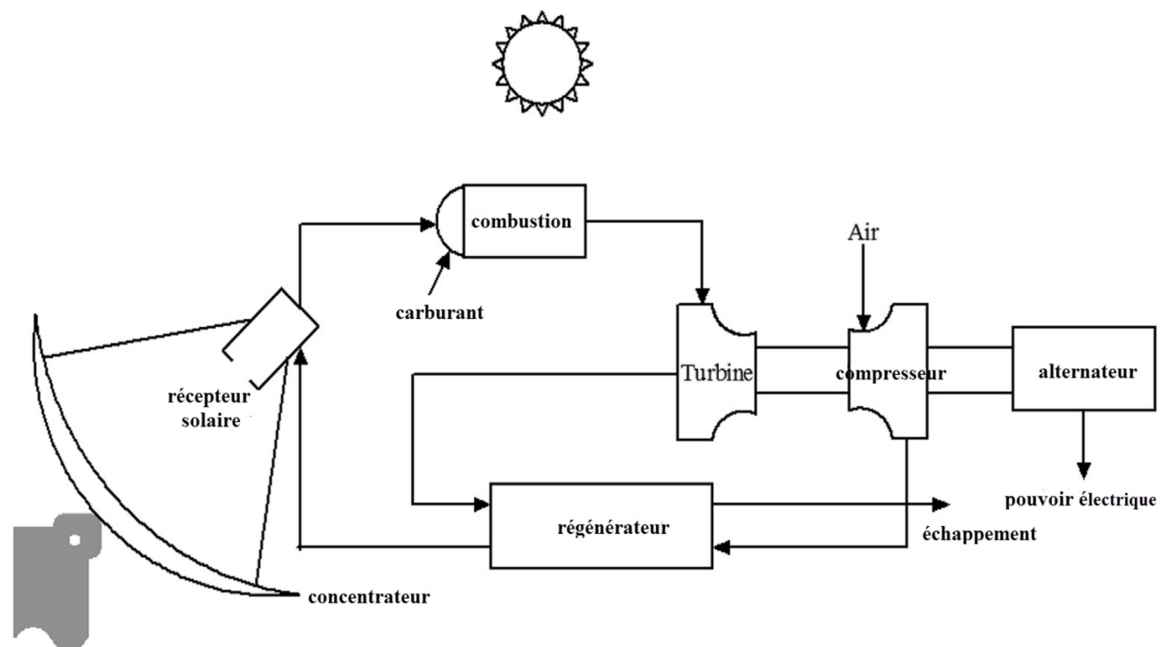


Fig.5-Schéma de principe du système [4]

Le système contient un cycle régénérateur endoreversible de moteur thermique de Brayton couplé à une source de chaleur et un dissipateur de chaleur avec infinies taux de capacité thermique (fig. 6). Quatre Evolution comprenant deux isobares (1-2 et 3-4) et deux isentropiques

(2-3 et 4-1) sont consistés en cycle de moteur thermique de Brayton. Le gaz à l'état 1 est chauffé par un régénérateur en suit entre dans un réservoir chaud isotherme a température T_h . Après l'état 2, le gaz traverse une turbine à l'état 3 pour produire la puissance. Puis, le gaz libère la chaleur successivement à un régénérateur et à un réservoir isotherme froid à la température T_L , pour énoncer [4].

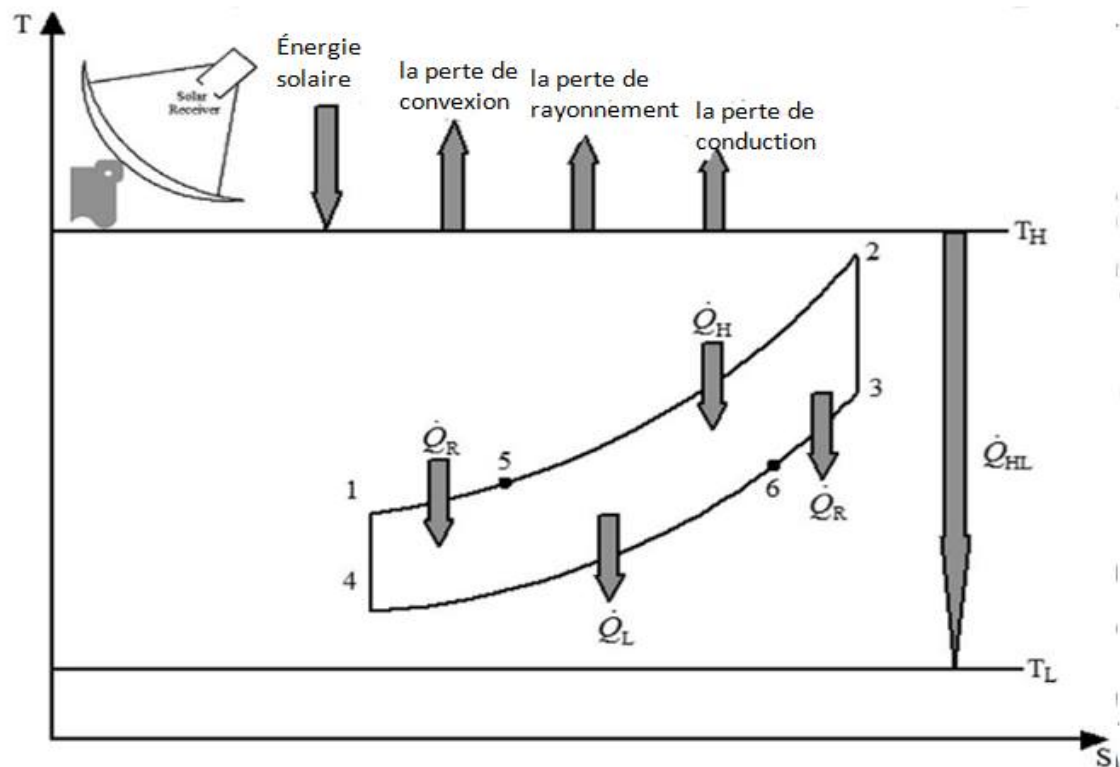


Fig.6- Diagramme indicateur d'un moteur Brayton [4]

1.3 Les projets-pilotes

1.3.1 Projets-pilotes de concentrateurs paraboliques équipés de moteur Stirling

La compagnie Californienne Edison avait exploité son propre système solaire de concentrateurs parabolique équipés de moteur Stirling de 1985 jusqu'à 1988. Au cours de cette période, elle a enregistré 13852 heures de fonctionnement de son système unique. La compagnie accumule près de 19,4 années d'exploitation sur sept systèmes différents. Avec 86% de disponibilité du système au cours des deux derniers mois de son fonctionnement. Le système produisait une puissance avoisinant les 28 kW pour un rayonnement direct égale à 300 W/m^2 . Cette puissance atteignait les 720 kWh pour un rayonnement solaire avoisinant les 850 W/m^2 . La compagnie californienne avait enregistré au total une production de 50 122 kWh par an avec un rendement annuel de 22% [5].

Schlaich-Bergemann avait installé en 1984 deux systèmes de concentrateurs paraboliques équipés de moteur Stirling de 50 kWe de puissance à Riyad, en Arabie saoudite.

Le concentrateur utilisé dans ce système est de diamètre de 17 mètres formé par des plaques en acier inoxydable de 0,5 mm d'épaisseur.

La surface optique du concentrateur a été réalisée par des carreaux en verre. Les récepteurs de ce système sont du type à absorption directe et le moteur est du type Stirling 4-275.

Schlaich-Bergemann et Partner de Stuttgart (Allemagne) ont développé et commercialisé un système de concentrateur parabolique équipé de moteur Stirling de 10 kWe de puissance.

Depuis deux générations six systèmes au total ont été mis à l'épreuve sur la plateforme solaire d'Almeria en Espagne. Un autre système de deuxième génération est en état de pré-commercialisation. Il comprend des assiettes de diamètre de 8,58 m, un concentrateur, un récepteur à absorption directe et un moteur Stirling cinématique V-161 fabriqué par SOLO Kleinmotoren GmbH de Stindelfingen en Allemagne. Le moteur Stirling Solo a une vitesse de rotation de 1500 tr/min et une puissance maximale de 15 kWe à 3600 rpm. Le moteur est du type alpha.

Dans ce contexte, il faut préciser que le système de première génération avait fonctionné pendant plus de 25 000 heures et continu de fonctionner à ce jour. Les trois systèmes commerciaux se sont devenus opérationnels au printemps de 1997.

En 2005 les compagnies SES et San Diego Gas & Electric (SDG&E) avaient projeté de construire une centrale de 300 à 900 MW de puissance composée de 12.000 à 36.000 capteurs paraboliques dans le sud de la Californie.

Un autre contrat avec "Southern California Edison" prévoit la construction d'une centrale solaire de 500 MW (avec option d'augmentation à 850 MW) à 110 km au nord-est de Los Angeles sur un terrain de 1850 hectares [5].

1.3.2 Projets-pilotes de concentrateurs paraboliques équipés de moteur Brayton

Bien que, plusieurs projets notables avaient prévu d'utiliser des turbines à gaz sur de petites tours solaires avec des champs de miroir ou héliostats, il y a eu seulement que deux véritables réalisations de champ-Brayton. La première a été réalisée en 1984 par Sanders et associés. Elle comportait une micro-turbine conçue par Allied Signa (Torrance, CA), et un concentrateur Lajet 460, et un récepteur de Sanders.

Le 30 août 2011, Joule et SST lance le deuxième champ-Brayton avec succès. Ce système utilise le concentrateur SST 320sq, 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 plus fiable avec une durée d'exploitation meilleure avoisinant les 60000 heures et nécessite moins d'entretien par rapport au champ de concentrateur [6].

Un système de concentrateur équipé de moteur Brayton sub-atmosphérique est actuellement développé par Garrett AiResearch Corporation. C'est un cycle fermé dans lequel l'apport de chaleur 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 représenté sur les figs. 7 et 8 rapporté dans [6] est composé d'un compresseur centrifuge et une turbine radiale montés sur un axe commun et tournent à 71.000 t/mn. Après avoir été comprimé à la pression atmosphérique, l'air est chauffé jusqu'à 871°C dans le récepteur du concentrateur et passe ensuite dans turbine. Après la détente dans la turbine l'air passe dans un régénérateur de contre-courant et cède de la chaleur au flux d'air qui arrive dans le récepteur. L'ensemble est couplé à une génératrice à aimant permanent qui produit 11 kilowatts de l'électricité avec un rendement total de l'installation avoisinant les 27 %.

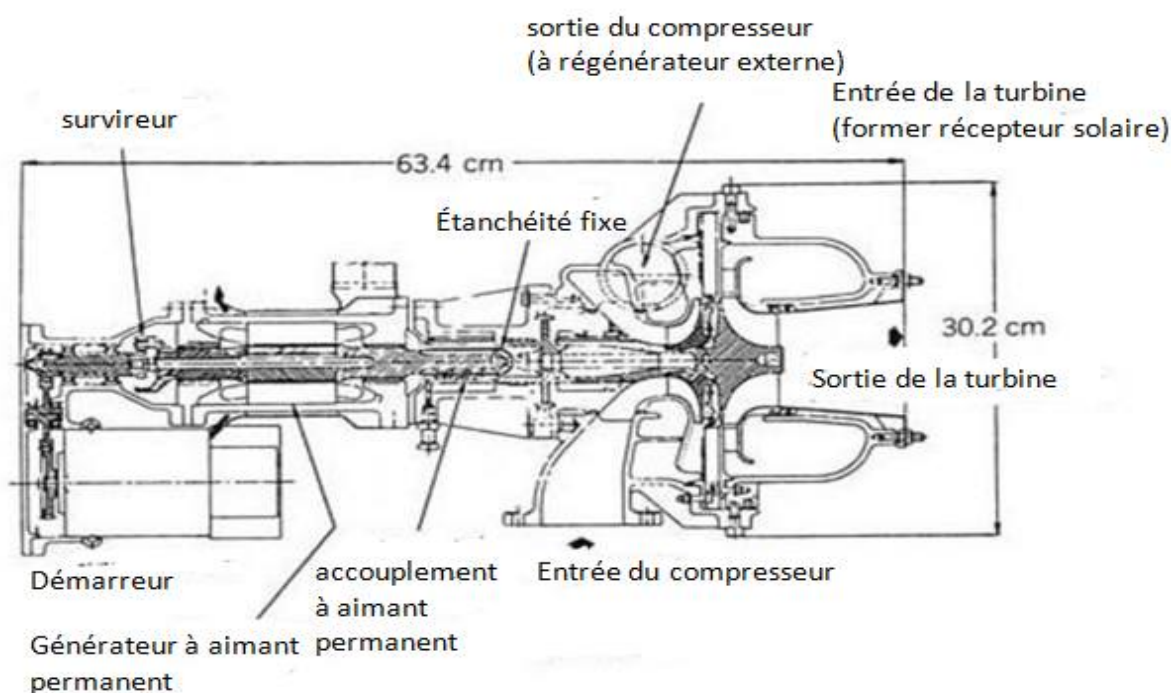


Fig.7-Moteur de Brayton Sous-atmosphérique

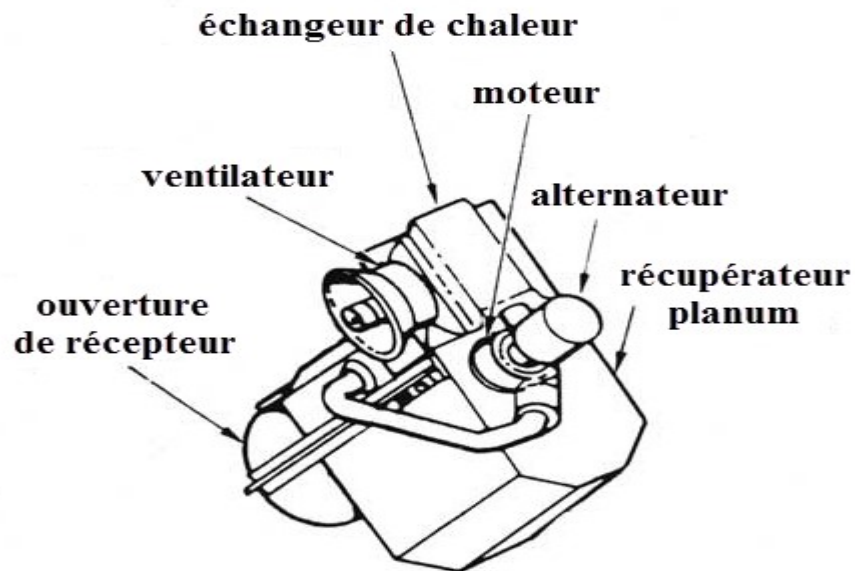


Fig.8-Le modelé solaire de Brayton Sous-atmosphérique

La Compagnie Garrett Turbine envisage de développer une version solaire d'une turbine à gaz automobile représenté sur la fig.9 rapporté dans [7]. Ce moteur utilise un compresseur centrifuge et une turbine radiale et fonctionne à 87.000 t/mn avec une pression maximale de 0.5 MPA. C'est un cycle ouvert équipé d'un régénérateur en céramique poreux. Des éléments en céramique comme la turbine sont en cours de développement pour ce moteur. 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 %. La figure 9 description du moteur.

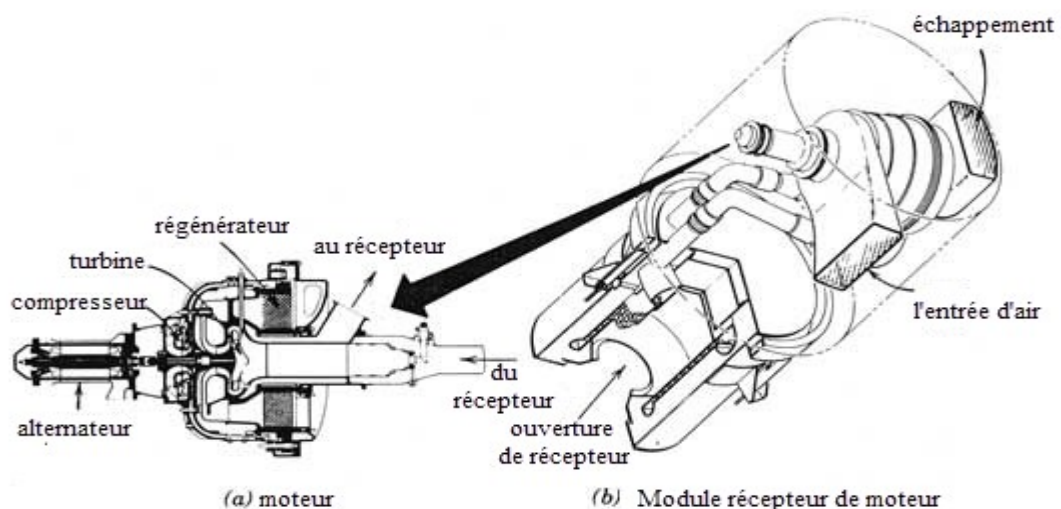


Fig.9-Le modelé solaire de Moteur à turbine à gaz automobile de Brayton : (a) le moteur (b) Module récepteur-moteur [7]

1.4 Aperçu sur quelques travaux de recherche :

Un nombre important de travaux de recherche a été examiné et analyse parmi les quelle les travaux des auteurs suivants :

Bello-Ochendeet J.P. Meyer [12] ,Charles E. et Andraka [13] ,Wujun Wang [14] ,Charles E et al [15] ,Souad Fethallah [16],G.F. Nellis, and J.R. Maddocks [17] ,Yuehong Bi et al [18] ,Mohammad H and al [19] ,C. E. Andraka [20],Dulal Ch. Das[21] ,Lallemand a. pons m. [22] ,Sebastien Bonnet [23] ,Banha Kongtragool, SomchaiWongwises [24] YoshitakaKato, Kazunari Baba [25] ,Tianjun Liao et Jian Lin [26] ,Ramla Gheith and al [27] ,Mohammad H et al [28]

1.5 Conclusion :

Ce chapitre renferme aux généralités sur les moteurs Stirling et Brayton ; leur principe de fonctionnement et l’histoire. Ainsi que la description de dish Stirling et dish Brayton, aussi quelques détails sur les projets pilotes de champs solaires implantés sur les différents continents, suivis d’un aperçu sur quelques travaux de recherche

Chapitre2

Étude

Thermodynamique

Introduction

Cette partie du mémoire est consacrée à l'analyse thermodynamique des cycles moteurs de Stirling et de Brayton. Les vérifications des expressions des rendements thermiques Stirling et Brayton rapportées dans [8] sont effectuées. Celles –ci sont suivies par une analyse thermodynamique des facteurs ayant une influences sur les rendements comme le coefficient de régénération η_{reg} , la température du réservoir chaud , le type de fluide de travail, rapport des pressions et aussi le rapport des volumes.

2.1 Calcul du rendement et de travail du moteur Stirling avec régénération:

En pratique la régénération est le plus souvent loin d'être parfaite. Ceci dit que l'énergie thermique emmagasinée par le régénérateur est inférieur à sa valeur théorique. Elle est partiellement récupérée au cours de l'évolution 4-1 (fig.10). Ce qui nécessiterait une compensation de la partie de la chaleur manquante en introduisant un rendement pour le régénérateur η_{reg} . La quantité de chaleur compensée est exprimée comme suite :

$$q_{comp} = (1-\eta_{reg}) q_{reg} = (1-\eta_{reg}) cv \Delta T = (1-\eta_{reg}) cv (T_3-T_1) \quad 2.1$$

Cette partie traite des performances de la machine Stirling compte tenu des pertes dans le régénérateur.

Pour le moteur Stirling le rendement peut être exprimé par l'expression suivante:

$$\eta = \frac{W_{net}}{q_h} \quad 2.2$$

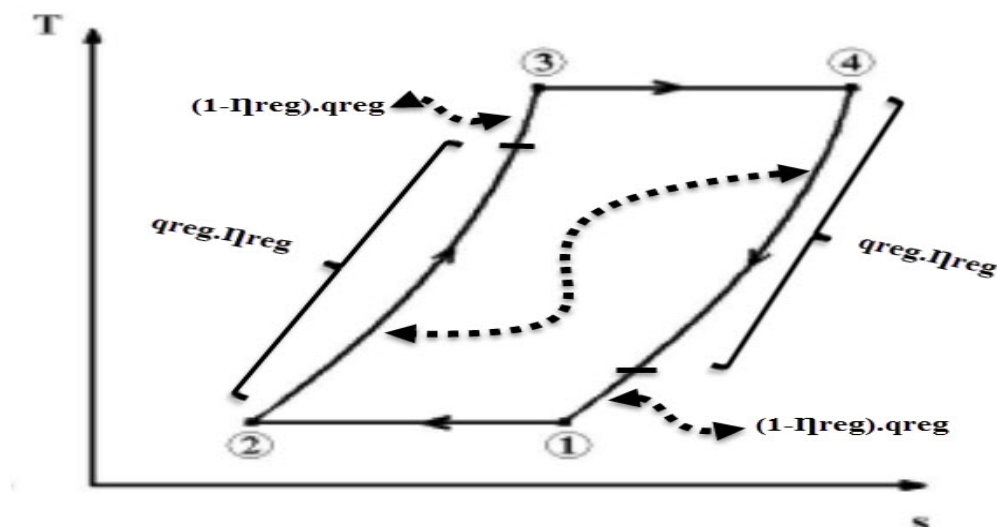


Fig.10-Diagramme indicateur d'un moteur Stirling

Où le travail net peut être exprimé par :

$$W_{net} = q_h - q_L \quad 2.3$$

Pour un moteur avec un régénérateur parfait q_h et q_L sont déterminées à partir par es expressions suivantes :

$$q_h = nRT_3 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \quad 2.4$$

$$q_L = nRT_1 \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right) \quad 2.5$$

Dans le cas de régénération imparfaite la quantité de chaleur introduite q_h peut être exprimée compte tenu des expressions 2.4. et 2.1

$$q_h = RT_3 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) + (1 - \eta_{reg}) q_{reg} \quad 2.6$$

$$= RT_3 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) + (1 - \eta_{reg}) cv (T_3 - T_1) \quad 2.7$$

D'une façon similaire La quantité de chaleur reconduite q_L peut être exprimée compte tenu des expressions 2.5 et 2.1

$$q_L = RT_1 \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right) + (1 - \eta_{reg}) q_{reg} \quad 2.8$$

$$= RT_1 \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right) + (1 - \eta_{reg}) cv (T_3 - T_1) \quad 2.9$$

Par ailleurs, pour les deux évolutions isothermes le rapport des volumes peut être exprimé en fonction du rapport de pression :

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4} = \frac{p_1}{p_2} = r_v \quad 2.10$$

La substitution de (2.7) et (2.9) dans (2.3) compte tenu de % permet de retrouver:

$$W_{net} = R(T_3 - T_1) \ln(rv) \quad 2.11$$

Enfin, le rendement thermique peut être exprimé par

$$\eta = \frac{R(T_3 - T_1) \ln(rv)}{RT_3 \ln(rv) + cv\Delta T(1 - \eta_{reg})}$$

$$\eta = \frac{1}{\frac{RT_3 \ln(rv) + cv\Delta T(1 - \eta_{reg})}{R(T_3 - T_1) \ln(rv)}}$$

$$\eta = \frac{1}{\frac{RT_3 \ln(rv)}{R(T_3 - T_1) \ln(rv)} + \frac{cv\Delta T(1 - \eta_{reg})}{R(T_3 - T_1) \ln(rv)}} \quad 2.12$$

Dans cette dernière expression le rapport $\frac{R}{cv}$ peut être réaménagé comme suite :

$$\frac{R}{cv} = \frac{cp}{cv} - \frac{cv}{cv}$$

soit

$$\frac{R}{cv} = k - 1 \quad 2.13$$

Enfin, on en retrouve l'expression suivante du rendement :

$$\eta = \frac{1}{\frac{T_3}{(T_3 - T_1)} + \frac{(1 - \eta_{reg})}{(k - 1) \ln(rv)}} \quad 2.14$$

Selon [9] le rapport des volumes rv pour le moteur Stirling varie en fonction de la différence de température $\Delta T = (T_3 - T_1)$ et se trouve dans les plages suivantes :

- $\Delta T = 150 \text{ K}$: rapport de volume = 2..4

- $\Delta T = 250 \text{ K}$: rapport de volume = 1.5.. 2.5

- $\Delta T = 500 \text{ K}$ à 700° : rapport de volume = 1.5.. 1 (Le moteur original de Stirling utilisait un rapport de 1.5)

Plusieurs, courbes ont été obtenues à partir de l'expression (2.14) et (2.11) du rendement et de travail respectivement. Elles sont représentées sur les figs.11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18,19 pour le rendement et les figs 23, 24,25et 26 pour le travail mécanique.

2.1.1 Analyse et discussion des courbes de rendement

Les tracés du rendement thermique en fonction de l'exposant de l'adiabatique k pour des températures du réservoir et du puits égales à 1200 et 300 K respectivement et pour deux valeurs du rendement de régénération η_{reg} égales à 0.6 et 0.9 , avec un rapport de volumes rv égal à 1.2, 1.6 et 2 sont représentés sur la fig11.

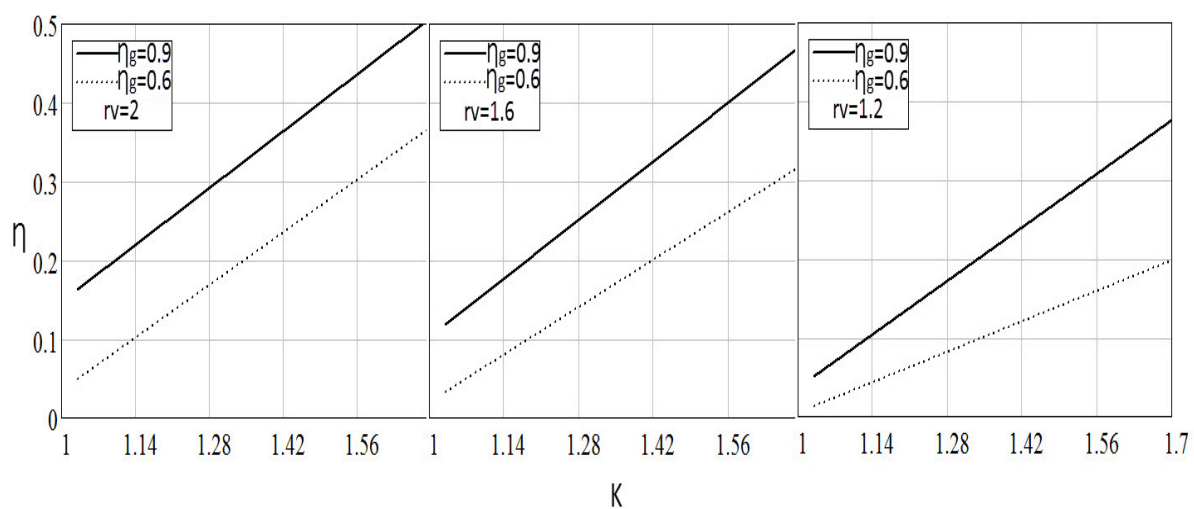


Fig.11-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de l'exposant de l'adiabatique k

L'analyse de la fig11 permet d'en déduire que le rendement thermique du moteur Stirling est croissant avec la croissance du rapport de volumes rv . En effet ce rendement est égal à 0.12, 0.29, 0.36 pour un exposant de l'adiabatique égal à $k=1.4$, un rendement de régénération égal à $\eta_{reg}=0.6$ et un rapport de volumes égal respectivement à 1.2, 1.6 et 2. Soit une croissance égale à 58 %. Celle-ci est plus prononcée pour $\eta_{reg}=0.9$ et est égale à 59%.

Par ailleurs, la croissance de la température du réservoir chaud permet elle aussi de faire croître le rendement. Cette croissance du rendement thermique est plus prononcée avec la croissance du rapport de volumes et le rendement de régénération (Fig. 12 et 13).

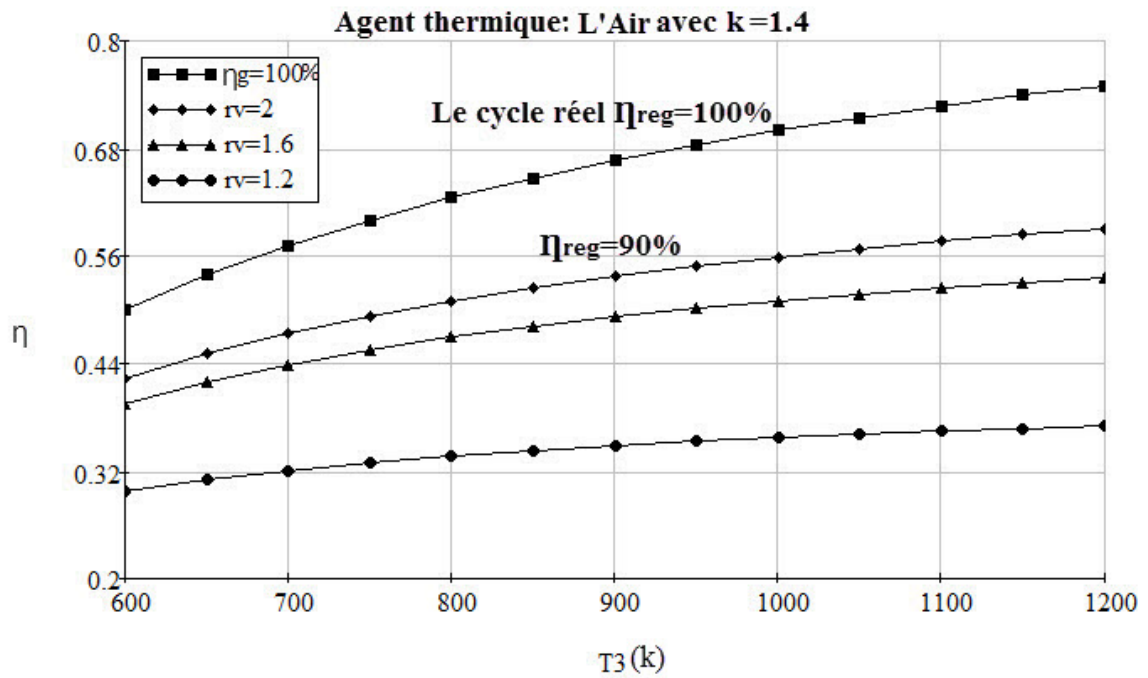


Fig.12-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

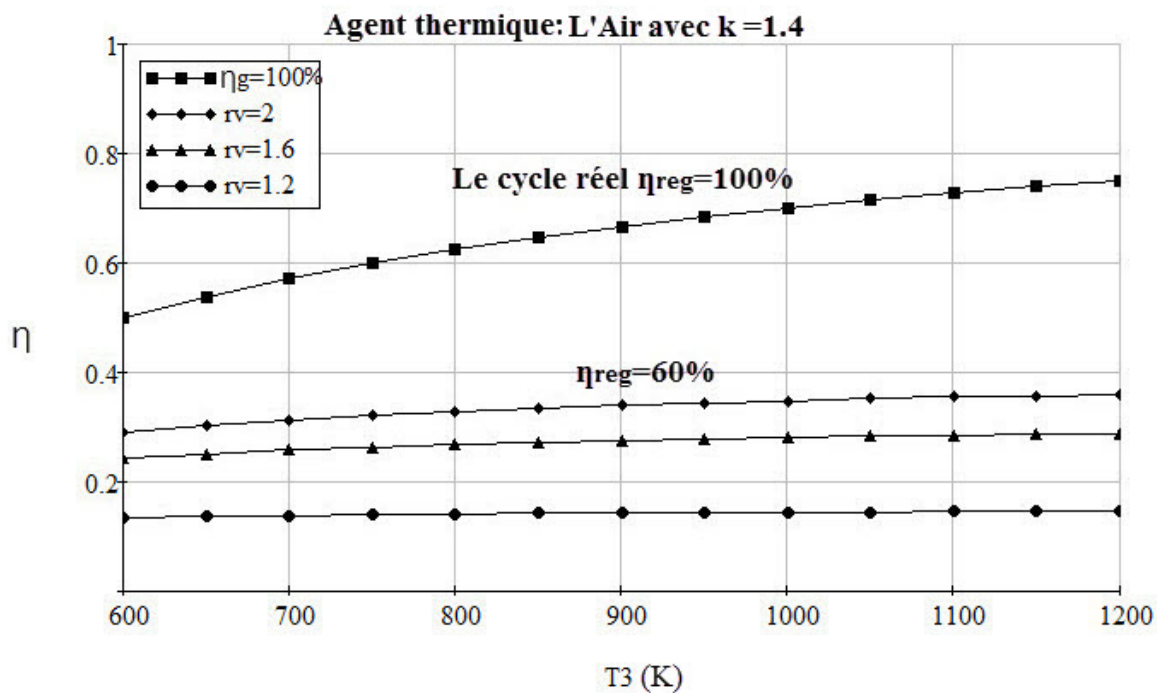


Fig.13 Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

A titre d'exemple, pour une température du réservoir égale à 900 K le rendement croit de 0.14, 0.28 et 0.34 à 0.35, 0.49 et 0.54 pour $rv=1.2, 1.6$ et 2 respectivement et $\eta_{reg}=0.6$ (fig.13) et 0.9 (fig.12).

Par ailleurs, le même constat peut être effectué pour d'autres fluides de travail comme le méthane CH_4 , le dioxyde de carbone CO_2 et l'hélium He dont les rendements thermique en fonction des différents paramètres comme la température du réservoir T_3 , le rapport de volumes et le rendement de régénération représenté sur les figs 14, 15, 16, 17, 18, 19.

Pour plus de clarté, le tableau Tab.1 a été dressé. Il rassemble les valeurs de T_3 , r_v , η_{reg} et les différents fluides de travail.

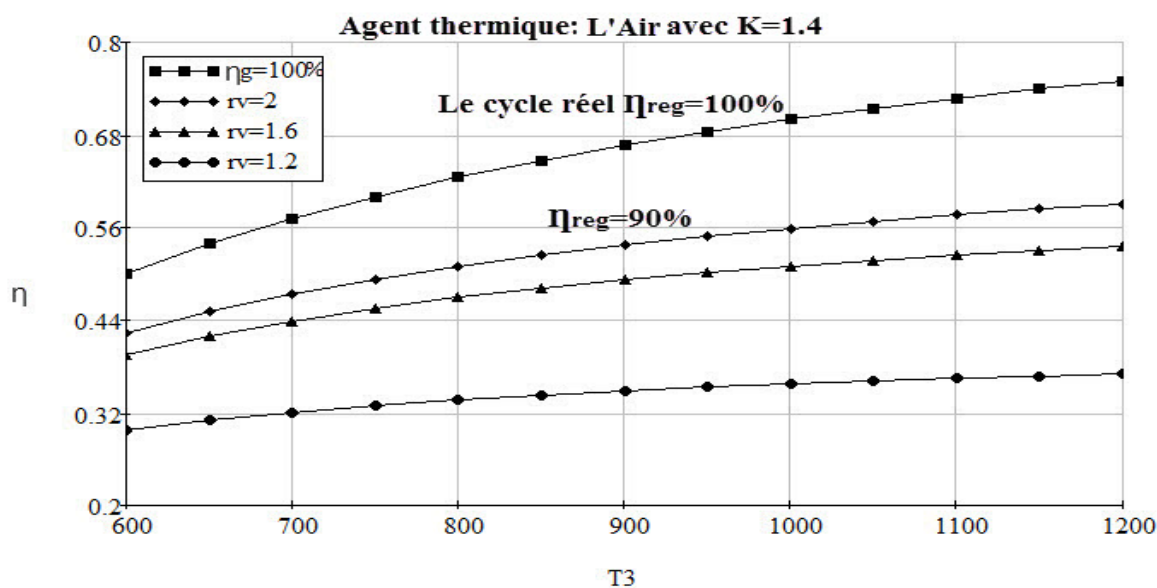


Fig.14-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

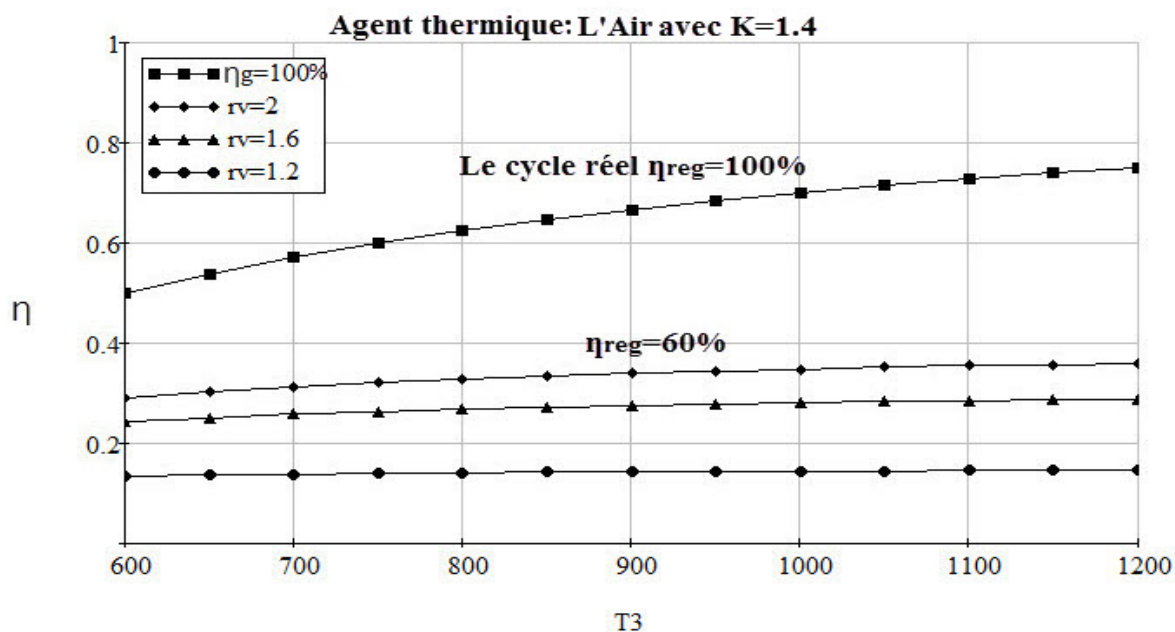


Fig.15-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

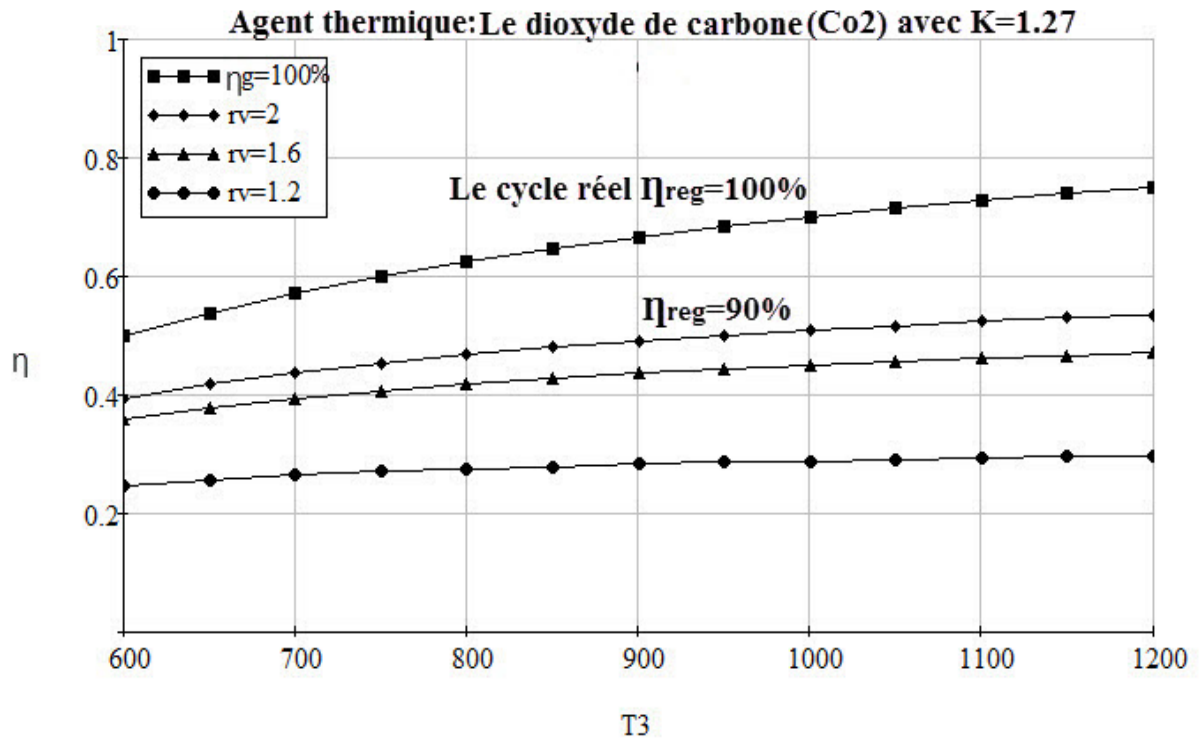


Fig.16-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir.

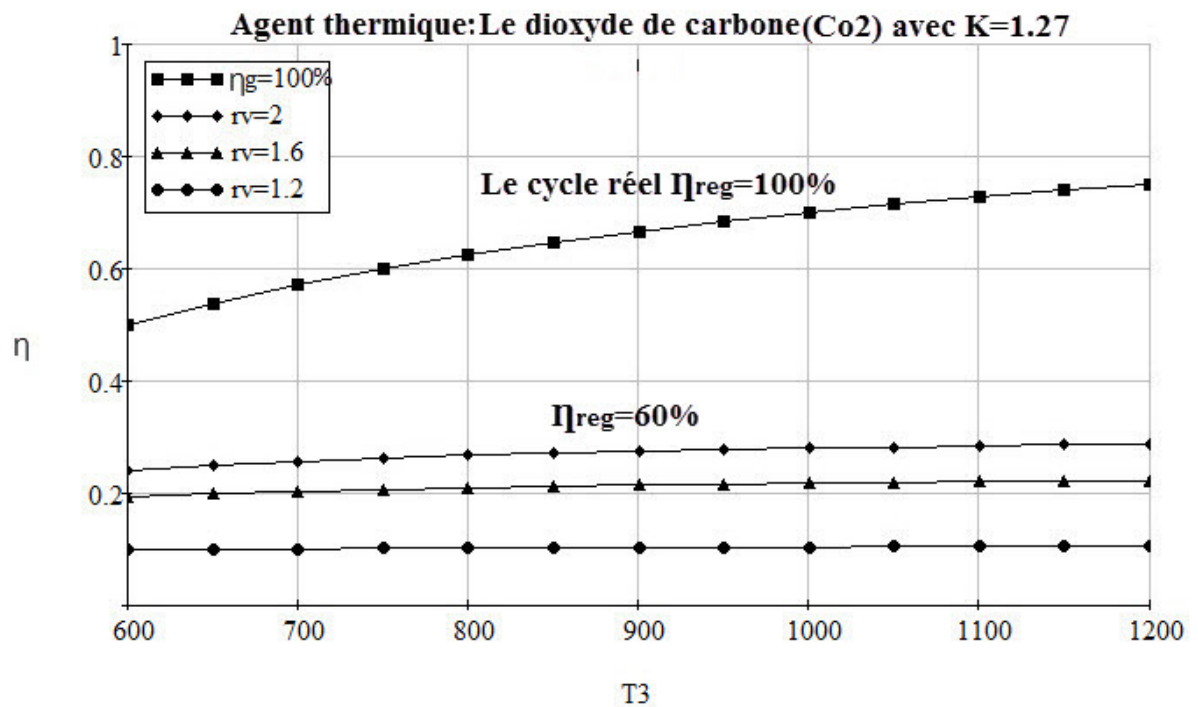


Fig.17-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

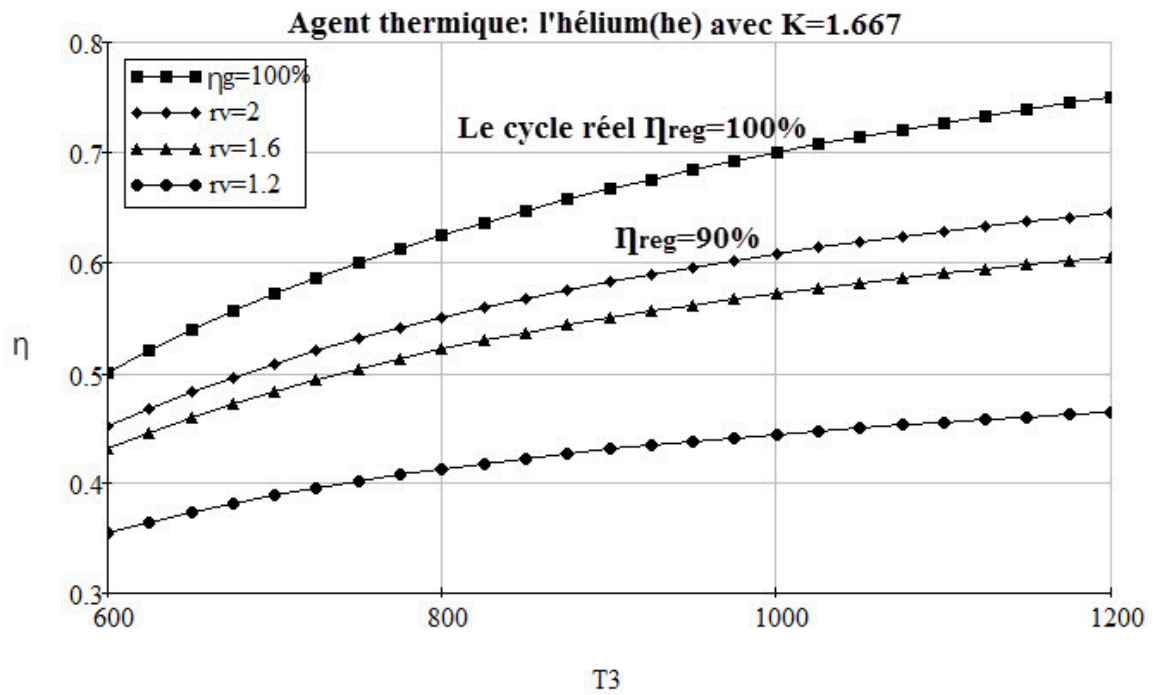


Fig.18-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

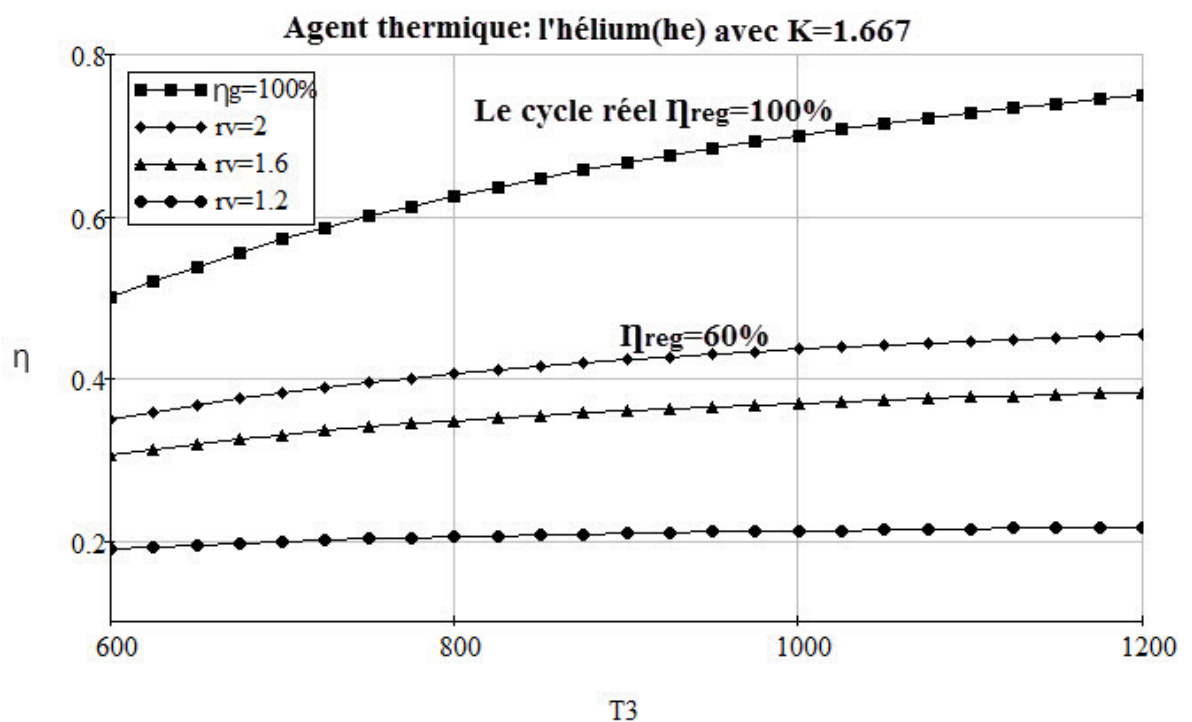


Fig.19Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

Tab.1-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de T3, rv et η_{reg}

température du réservoir (T3)	700				900				1200			
η_{reg}	0.9		0.6		0.9		0.6		0.9		0.6	
rv	2	1.2	2	1.2	2	1.2	2	1.2	2	1.2	2	1.2
Air	0.47	0.32	0.31	0.13	0.54	0.35	0.34	0.14	0.59	0.37	0.36	0.15
Méthane	0.45	0.28	0.27	0.11	0.5	0.3	0.28	0.12	0.56	0.32	0.31	0.12
Dioxyde de carbone	0.44	0.26	0.25	0.1	0.49	0.28	0.27	0.1	0.54	0.28	0.29	0.11
l'hélium	0.5	0.39	0.38	0.2	0.58	0.43	0.42	0.2	0.64	0.47	0.46	0.21

η

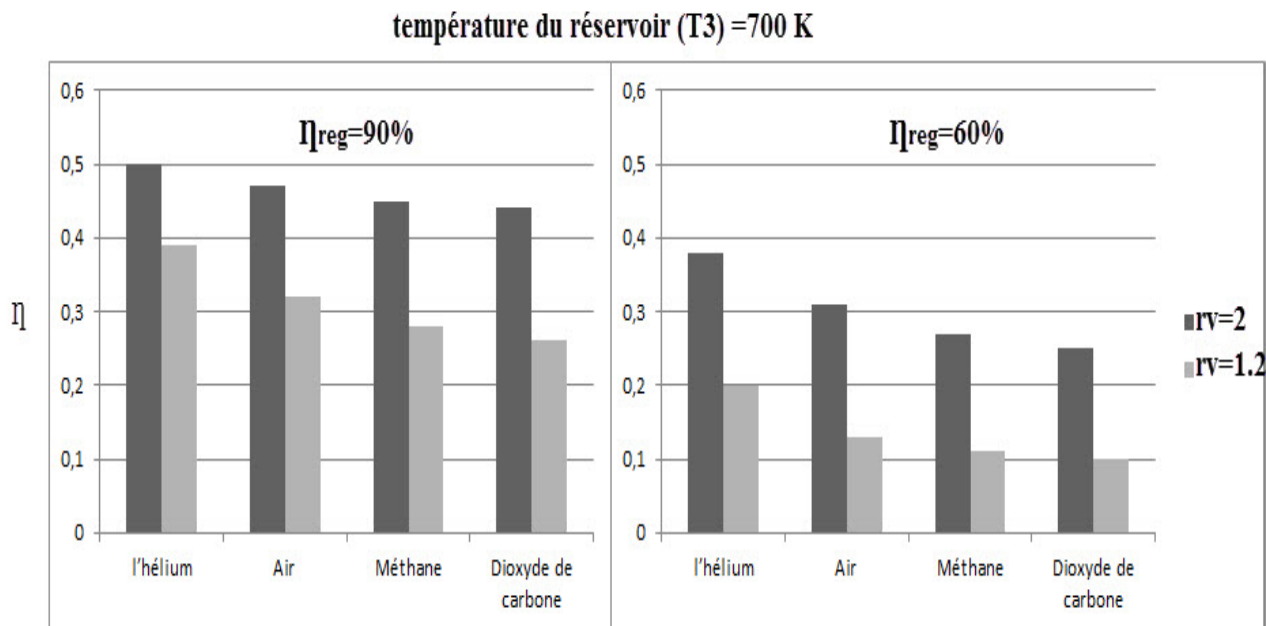


Fig.20-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de fluides de travail, rv et η_{reg}

Il en constater que l'hélium en qualité de fluide de travail permet d'obtenir les rendements les plus élevés. le rendement thermique du moteur Stirling est croissant avec la croissance du rapport de volumes rv et rendement de régénérateur.

Le même constat peut être effectué pour d'autres températures du réservoir (T_3).

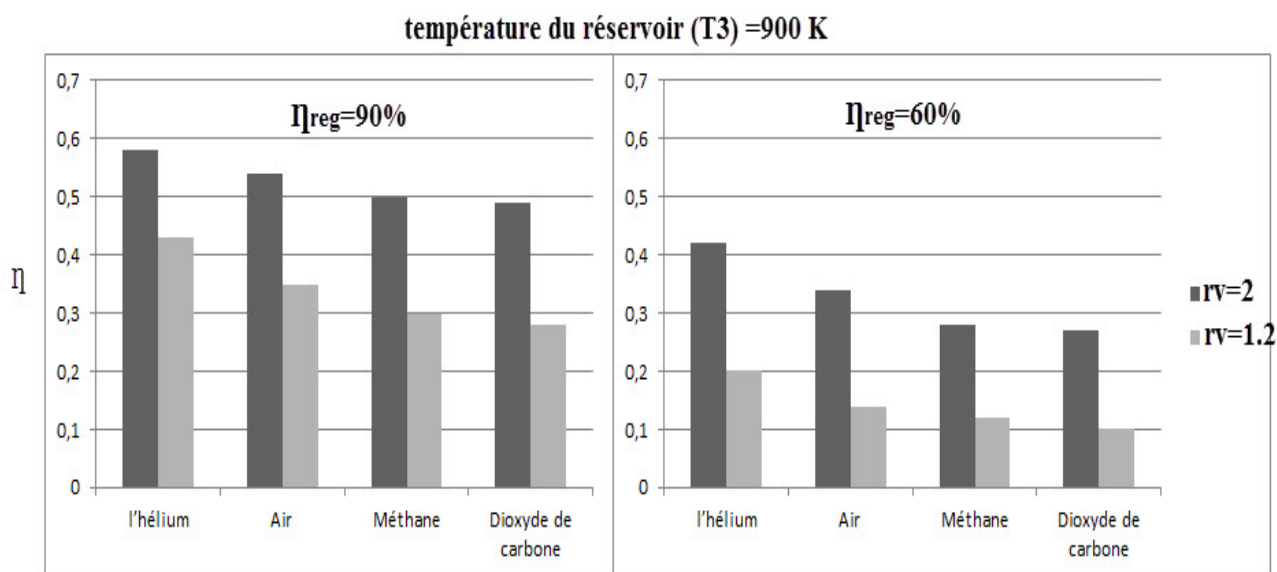


Fig.21-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de fluides de travail, rv et η_{reg}

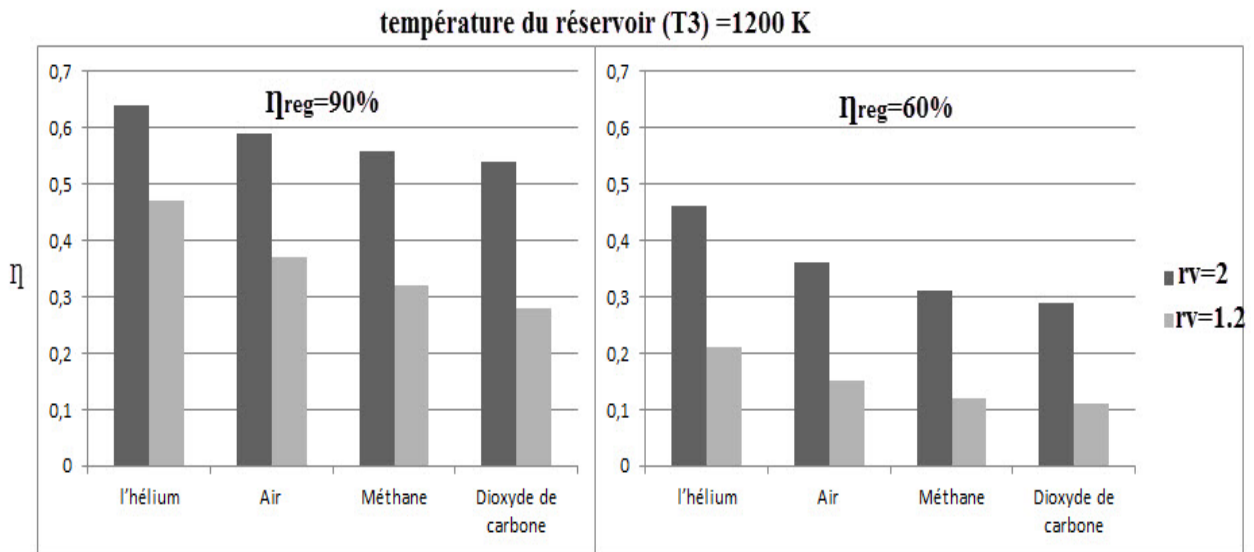


Fig.22-Variation du rendement thermique du moteur Stirling en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}

2.1.2 Analyse et discision des courbes de travail

L'analyse de la fig23 permet d'en déduire que le travail mécanique du moteur Stirling est croissant avec la croissance du rapport de volumes r_v et de la température du réservoir (T_3).

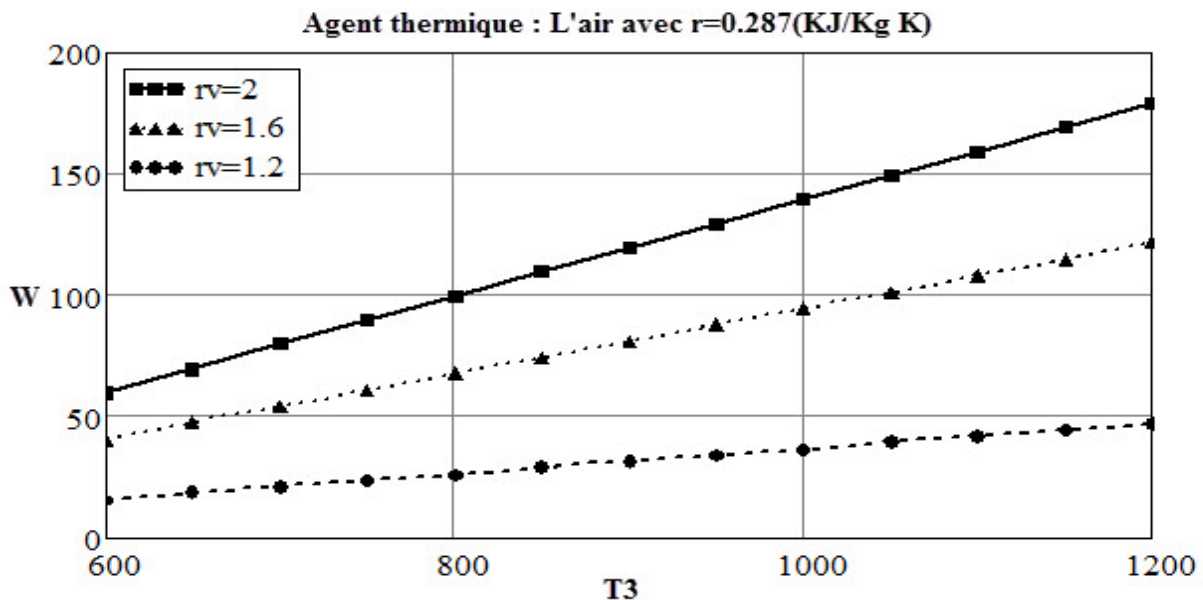


Fig.23- Variation du travail mécanique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

Par ailleurs, le même constat peut être effectué à partir des figs24 ,25et26 pour d'autres fluides de travail comme le méthane CH₄, le dioxyde de carbone CO₂ et l'hélium He respectivement.

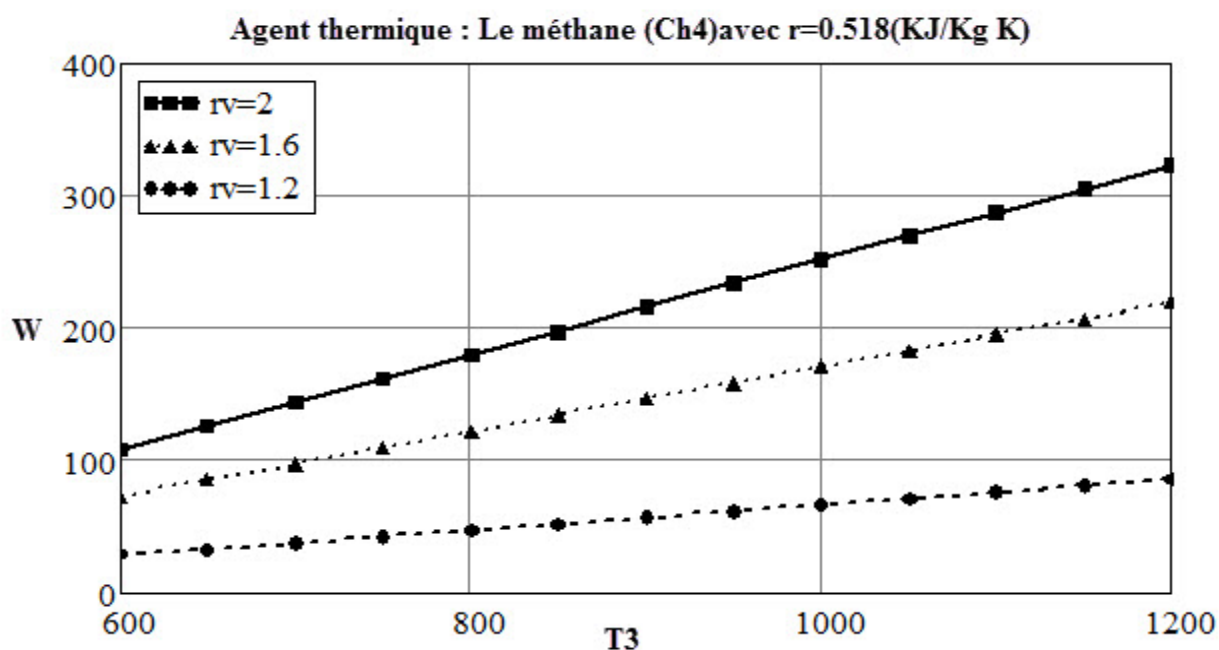


Fig.24- Variation du travail mécanique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

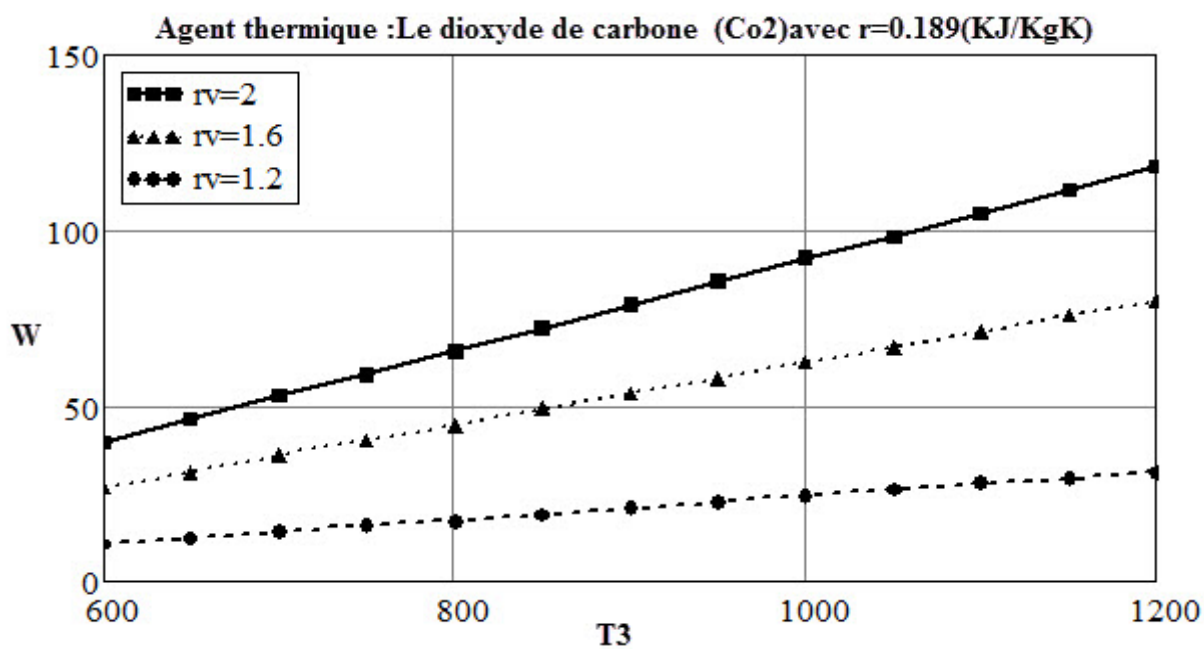


Fig.25- Variation du travail mécanique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

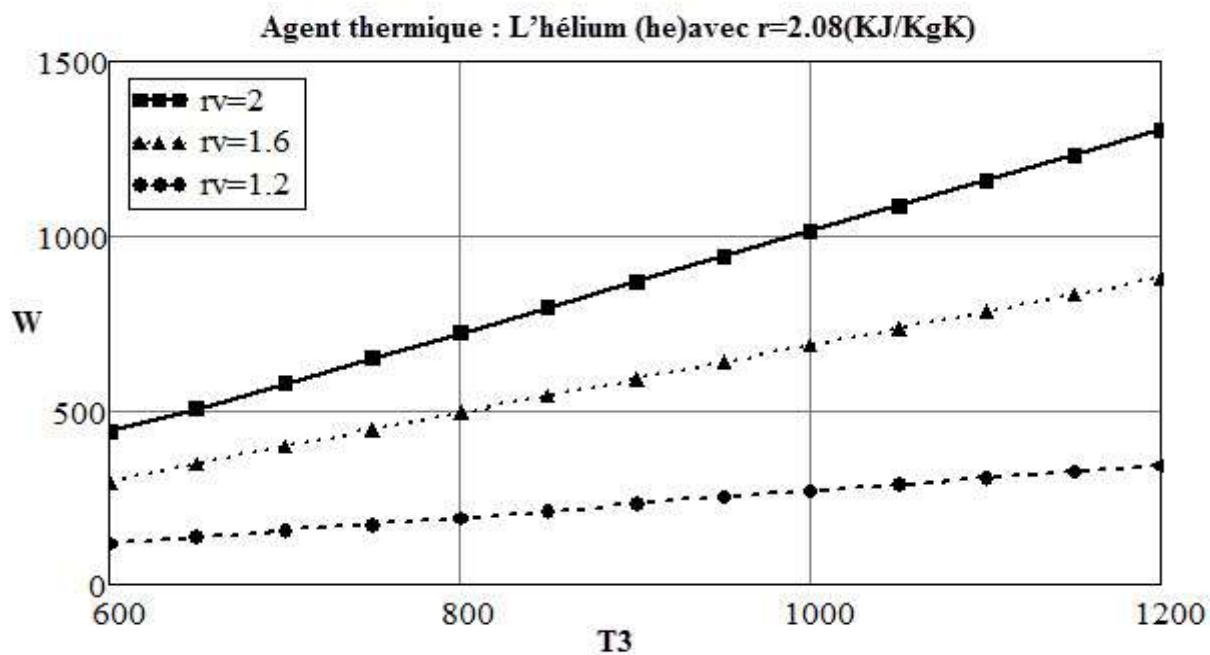


Fig.26-Variation du travail mécanique du moteur Stirling en fonction de température du réservoir

2.2 Calcul du rendement pour le cycle de Brayton avec régénération :

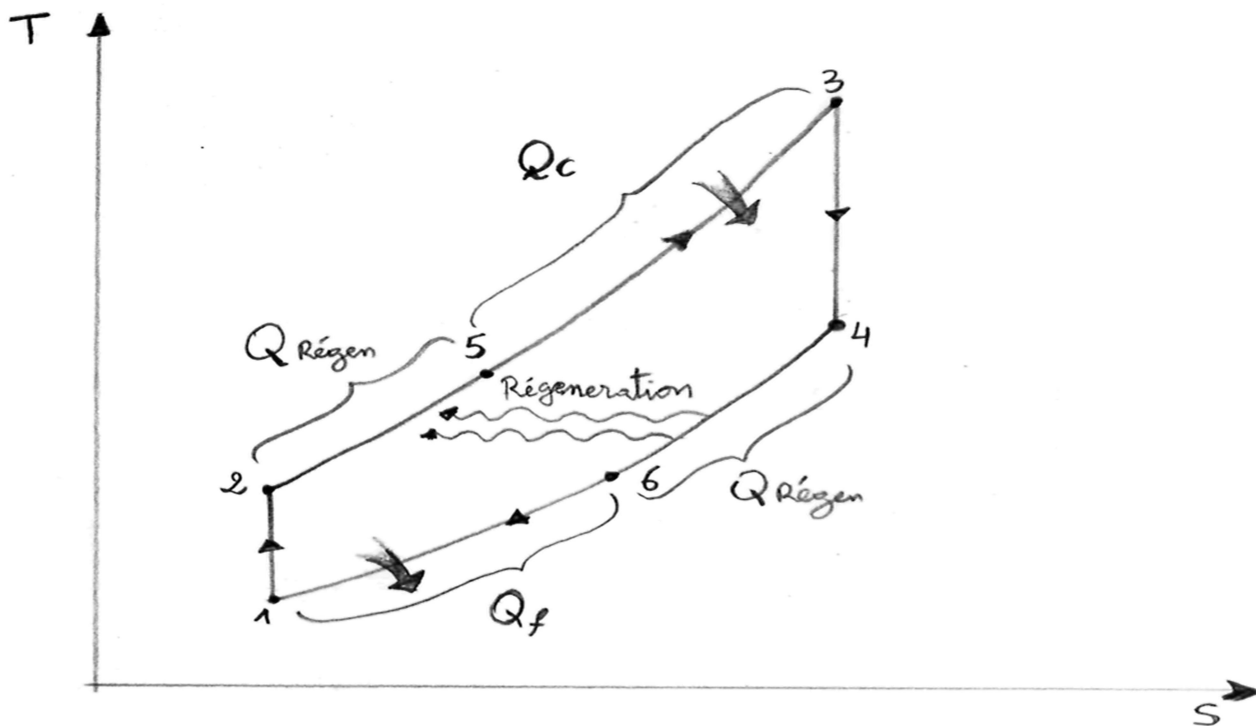


Fig.27-Diagramme indicateur d'un moteur Brayton

Le rendement du cycle de Brayton moteur peut être exprimé par l'expression suivante :

$$\eta = \frac{W_{net}}{q_h - q_{reg}} \quad 2.15$$

Où le travail net est exprimé par:

$$W_{net} = (q_h - q_{reg}) - (q_L - q_{reg}) = q_h - q_L \quad 2.16$$

Dans cette dernière expression les chaleurs de régénération, introduite q_H et reconduite q_L peuvent être exprimées par :

$$q_{reg} = (h_5 - h_2)\eta_{reg} \quad 2.17$$

$$q_h = (h_3 - h_2) - (h_5 - h_2)\eta_{reg} \quad 2.18$$

$$q_L = (h_4 - h_1) - (h_5 - h_2)\eta_{reg} \quad 2.19$$

Après la substitution des équations (2.1 ,2.17, 2.18 et 2.19) dans (2.15), on en retrouve l'expression suivante du rendement thermique :

$$\eta = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2) - (h_5 - h_2)\eta_{reg}} \quad 2.20$$

avec:

$$(h_3 - h_2) = cp\Delta T \quad 2.21$$

$$(h_4 - h_1) = cp\Delta T \quad 2.22$$

$$(h_5 - h_2) = cp\Delta T \quad 2.23$$

La substitution des expressions (2.21, 2.22 et 2.23) dans (2.20) permet de retrouver :

$$\eta = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2) - (T_5 - T_2)\eta_{reg}} \quad 2.24$$

Soit, après remplacement de $T_4 = T_5$:

$$\eta = \frac{T_3 - T_2 - T_4 + T_1}{T_3 + T_2(\eta_{reg} - 1) - T_4 \eta_{reg}} \quad 2.25$$

$$\eta = \frac{T_1}{T_3} \frac{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} + 1}{1 + \frac{T_2}{T_3}(\eta_{reg} - 1) - \frac{T_4}{T_3} \eta_{reg}} \quad 2.26$$

Le rapport des températures peut être exprimé par les relations suivantes : sont

$$P_1^{\frac{1-k}{k}} \times T_1 = P_2^{\frac{1-k}{k}} \times T_2 \quad 2.26$$

soit :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-k}{k}} = \frac{1}{r_p^{\frac{1-k}{k}}} = r_p^{\frac{k-1}{k}} \quad 2.27$$

Avec

$$rp = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-k}{k}} = \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} = r_p^{\frac{1-k}{k}} \quad 2.28$$

$$T_2 = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-k}{k}} \times T_1 = r_p^{\frac{k-1}{k}} \times T_1 \quad 2.29$$

$$T_4 = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-k}{k}} \times T_3 = \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \times T_3 \quad 2.30$$

Après la substitution des équations (2.27, 2.28, 2.29, et 2.30) dans (2.26) on en retrouve l'expression définitive suivante du rendement :

$$\eta = \frac{T_1}{T_3} \times \frac{\frac{T_3}{T_1} - r_p^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_1} \times \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} + 1}{1 + \frac{T_1}{T_3} \times \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} \right) (\eta_{reg} - 1) - \frac{\eta_{reg}}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}} \quad 2.31$$

Et en fin, on en retrouve l'expression du travail :

$$W_{net} = cp(T_3 - r_p^{\frac{k-1}{k}} \times T_1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \times T_3 + T_1) \quad 2.32$$

2.2.1 Analyse et discussion des courbe de rendement avec $r_p > 5$

La variation du rendement thermique en fonction de l'exposant de l'adiabatique k , du rapport des pressions r_p , et du rendement de régénération η_{reg} avec des températures du réservoir et du puits égales respectivement à 1200 et 300 K est représentée sur la fig28.

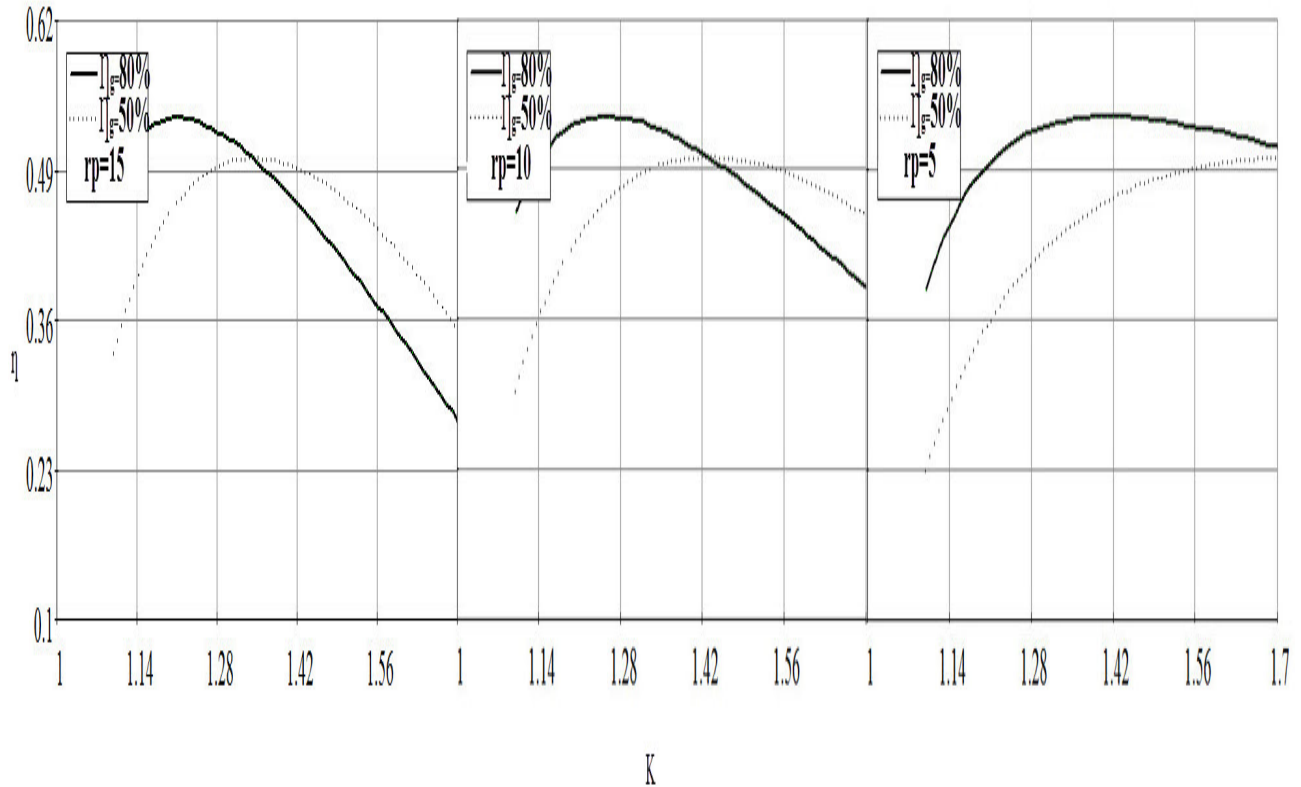


Fig.28-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de l'exposant de l'adiabatique k

La variation du rendement en fonction de l'exposant de l'adiabatique est similaire à la variation du rendement en fonction du rapport de pression dans la machine de Brayton conventionnelle. En effet celui l'augmente jusqu'à une certaine valeur maximale de k pour diminuer ensuite. Le même constat peut être tiré pour les différents rendements de régénération et rapports de pression. Mise à part une légère différence pour les rapports de pression avoisinant $rp=5$ ou la décroissance est moins accentuée et elle l'est d'autant moins pour les rendements de régénération faibles avoisinant $\eta_{reg}=0.5$.

La variation du rendement thermique du cycle de Brayton fonctionnant avec de l'air comme agent thermique ($k=1.4$) avec un rendement de régénération $\eta_{reg}=0.8$ en fonction de la température du réservoir T_3 et du rapport des pressions rp est représentée sur la fig29.

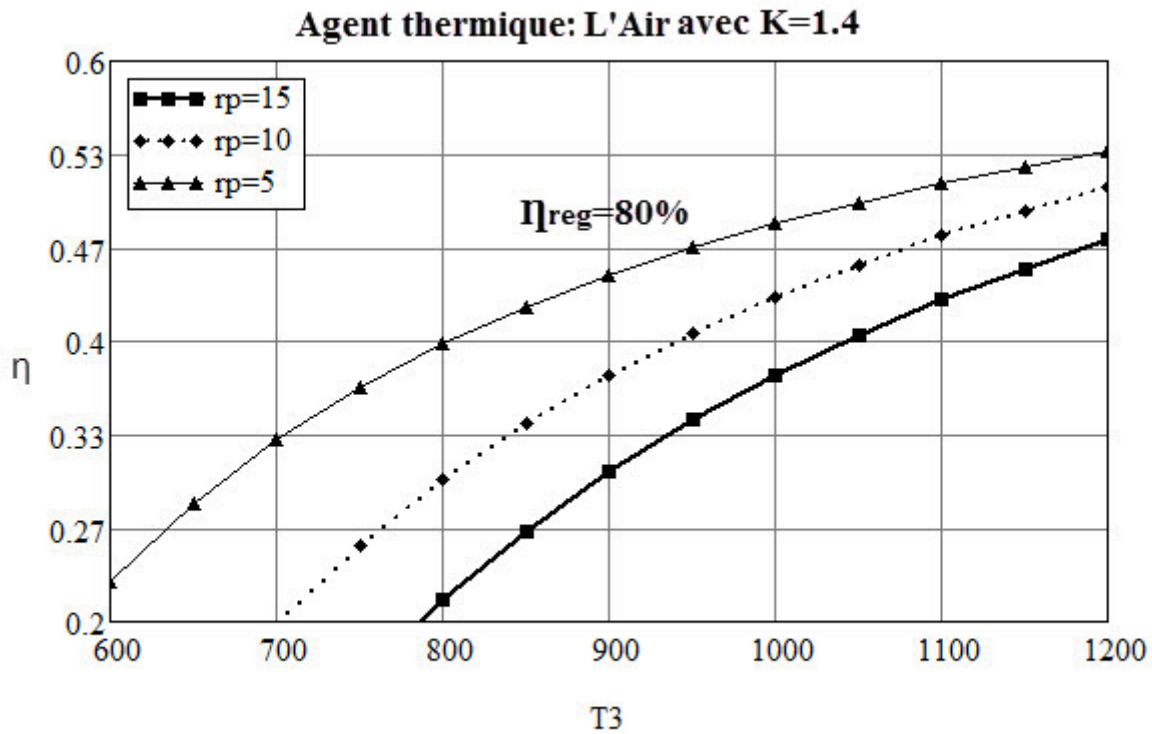


Fig.29-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

Il en résulte que le rendement est croissant avec la température du réservoir et est décroissant avec la croissance du rapport des pressions. À titre indicatif, pour le cycle avec de l'air comme fluide de travail cette croissance varie de 0.31 à 0.45 pour une température moyenne du réservoir fixée égale $T_3 = 900$ K et une décroissance du rapport des pressions de 15 à 5. Soit une croissance de 45%.

Une autre déduction peut être effectuée. Le rendement du cycle de Brayton moteur fonctionnant avec de l'air comme fluide de travail augmente avec la décroissance du rendement de régénération de 0.8 à 0.5 pour une température du réservoir maintenue constante. À titre indicatif, pour $T_3 = 900$ K, $r_p = 15$ et $\eta_{reg} = 0.8$ le rendement est égal à $\eta = 0.31$. Cependant pour $\eta_{reg} = 0.5$ (fig30) le rendement est égal à 0.36.

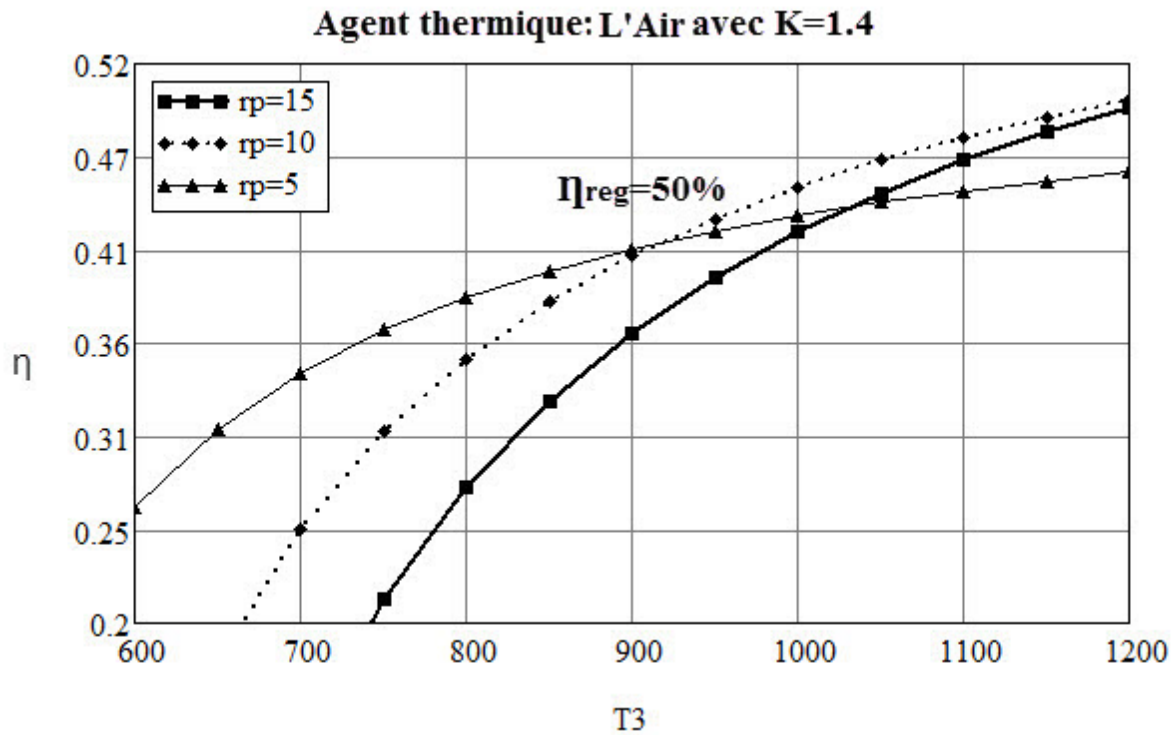


Fig.30-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

Les mêmes déductions peuvent être tirées pour d'autres fluides de travail comme le méthane CH₄ (Fig31 et 32), le CO₂ (fig33et34) et l'hélium (fig35et 36).

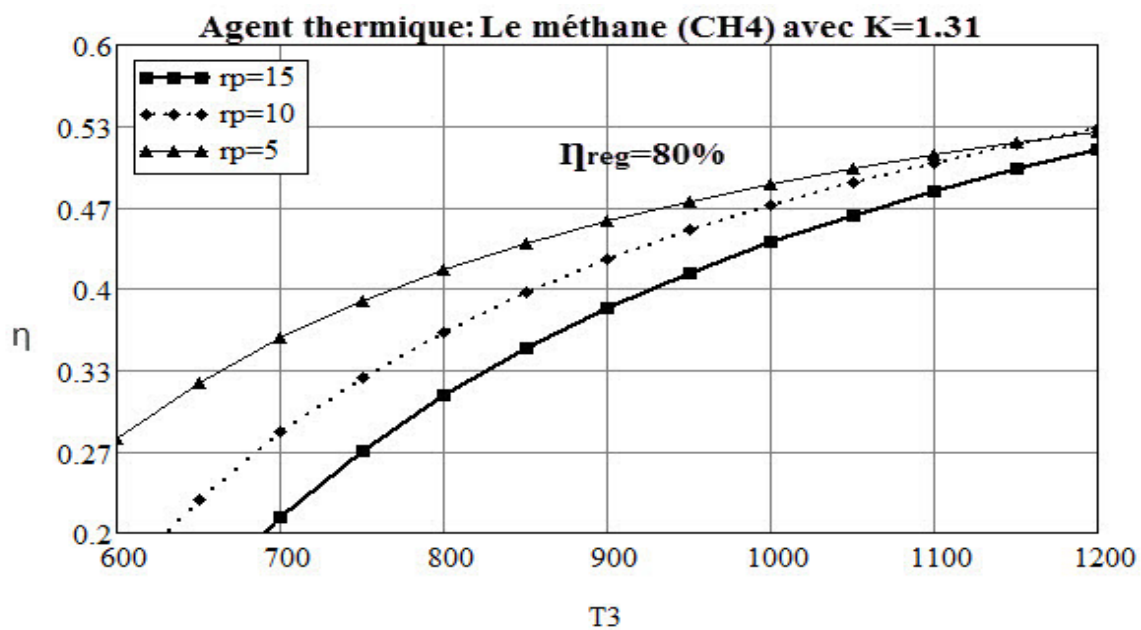


Fig.31-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

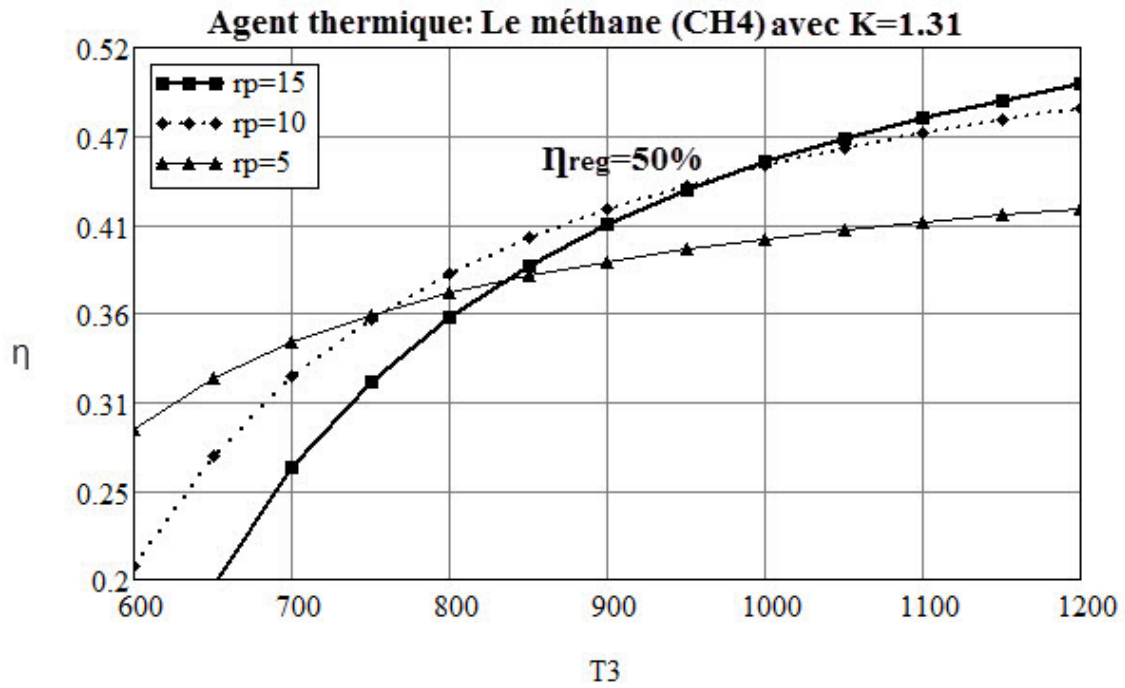


Fig.32-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

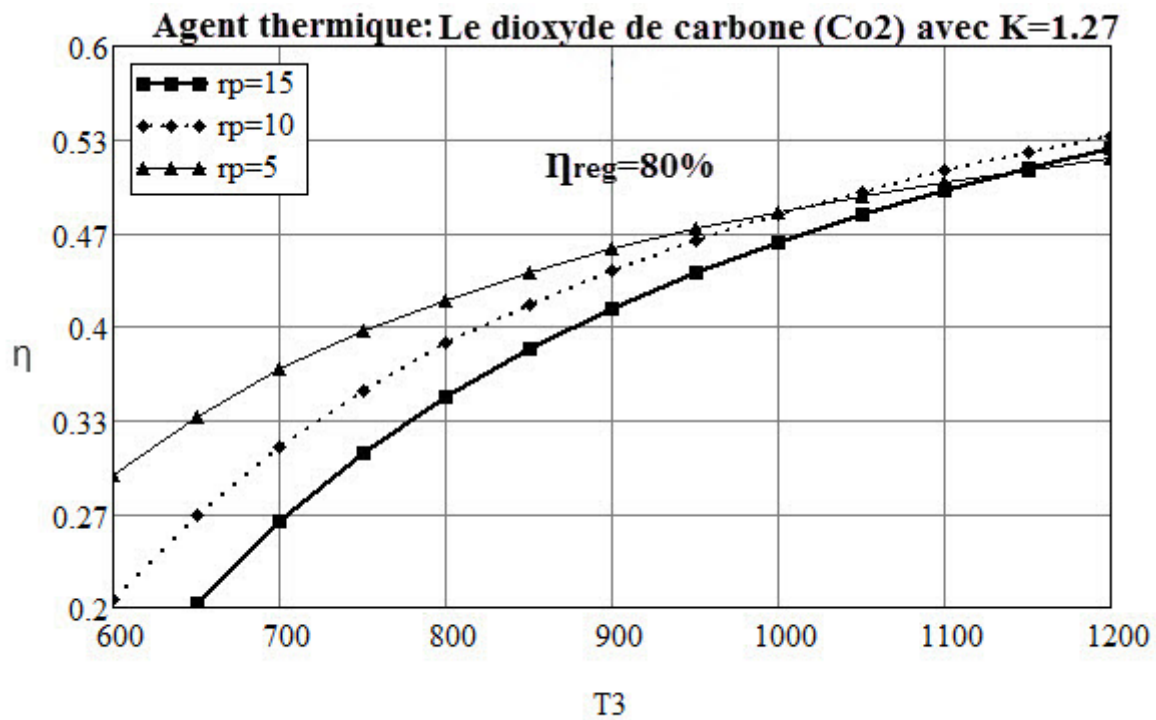


Fig.33-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

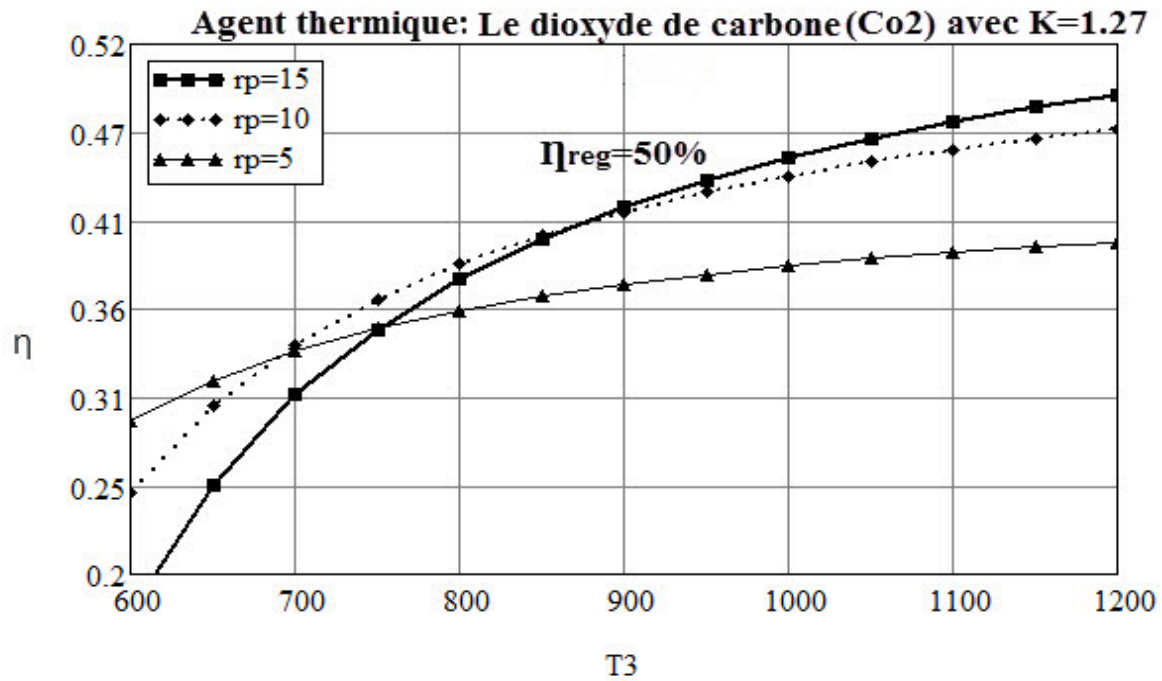


Fig.34-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

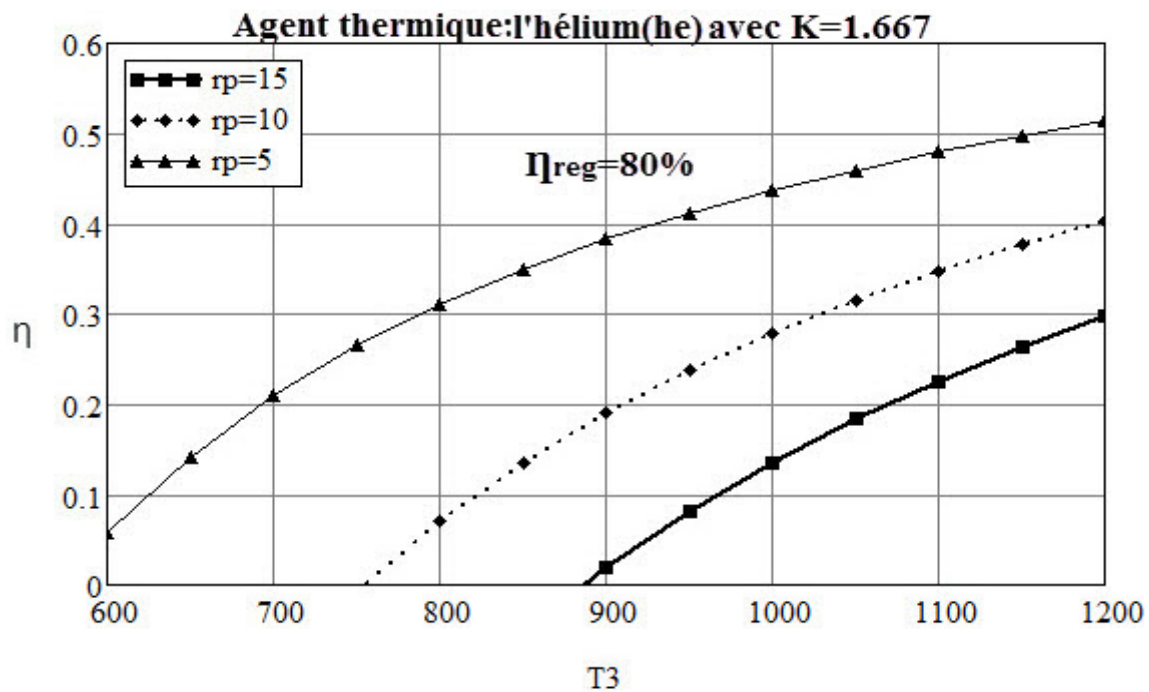


Fig.35-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

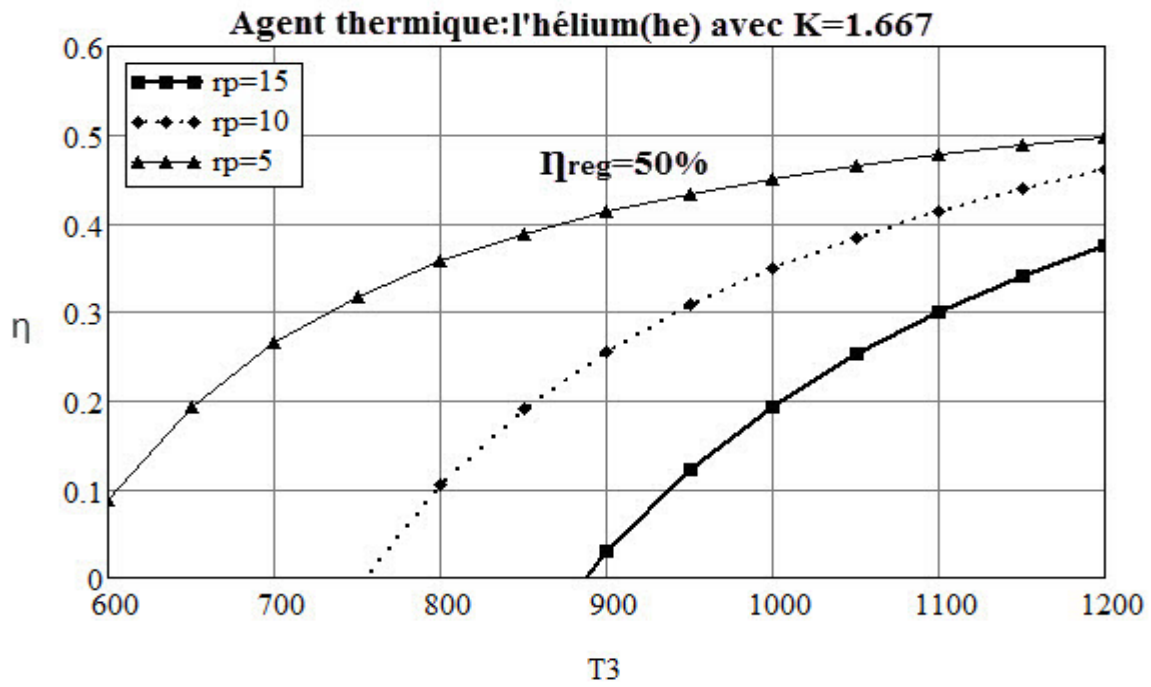


Fig.36-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

Une autre représentation des variations du rendement du cycle de Brayton moteur en fonction des différents facteurs est rapportée sous forme de tableau Tab.2. Elles sont aussi reprises par les graphes des figures de 37..39.

Tab.2-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de T3, rp et η_{reg}

température du réservoir (T3)	700				900				1200			
η_{reg}	0.8		0.5		0.8		0.5		0.8		0.5	
rp	15	5	15	5	15	5	15	5	15	5	15	5
l'hélium	-	0.21	-	0.27	0.02	0.38	0.03	0.41	0.29	0.51	0.38	0.49
Air	0.09	0.33	0.12	0.34	0.31	0.45	0.36	0.41	0.47	0.54	0.49	0.46
Méthane	0.21	0.36	0.27	0.34	0.39	0.46	0.41	0.39	0.51	0.53	0.49	0.42
Dioxyde de carbone	0.26	0.37	0.31	0.34	0.41	0.46	0.42	0.38	0.53	0.52	0.49	0.4

 η

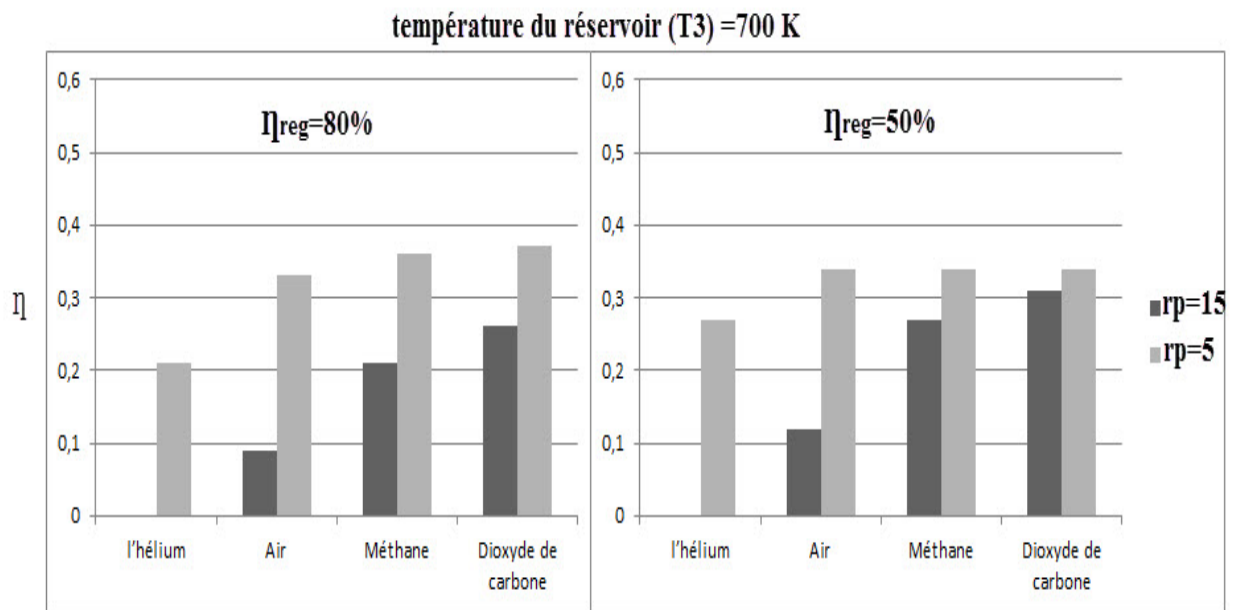


Fig.37-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}

Il en résulte que le rendement est croissant avec la décroissance de rapport de pression.

Pour $r_p = 15$ le rendement croissant avec la décroissance de rendement de régénérateur. Cette tendance est aussitôt inversée et le rendement devient décroissant pour les valeurs de r_p égal à 5.

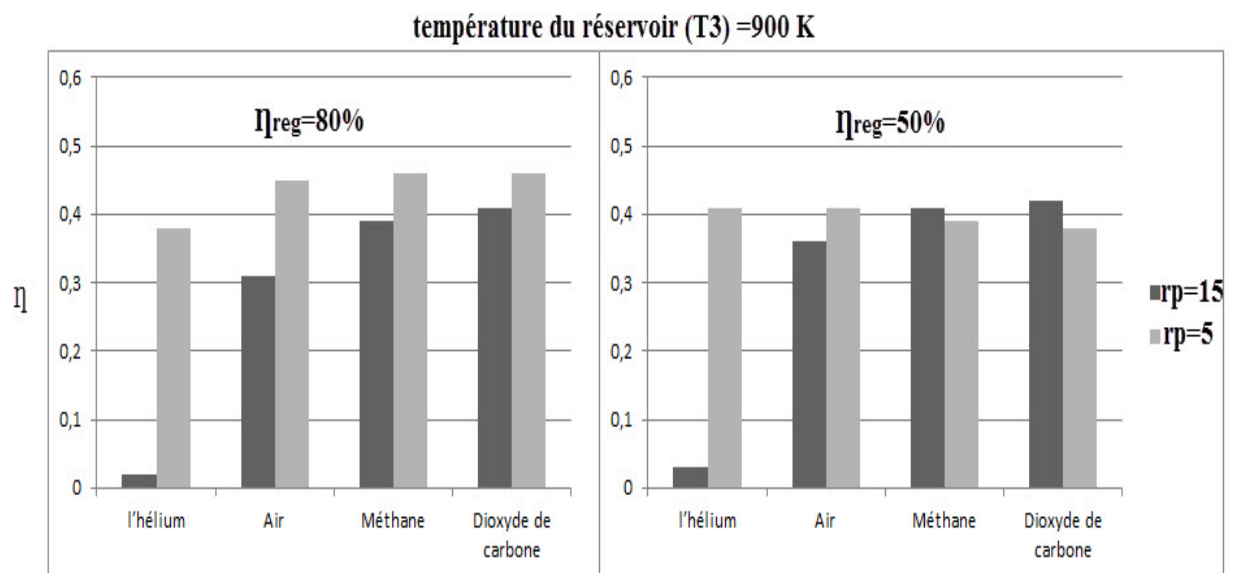


Fig.38-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}

Il en résulte que le rendement est croissant avec la décroissance de rapport de pression. Et inversée pour méthane et dioxyde de carbone a rendement de régénérateur égal à 50%.

Pour $r_p = 15$ le rendement croissant avec la décroissance de rendement de régénérateur. Cette tendance est aussitôt inversée et le rendement devient décroissant pour les valeurs de r_p égal à 5.

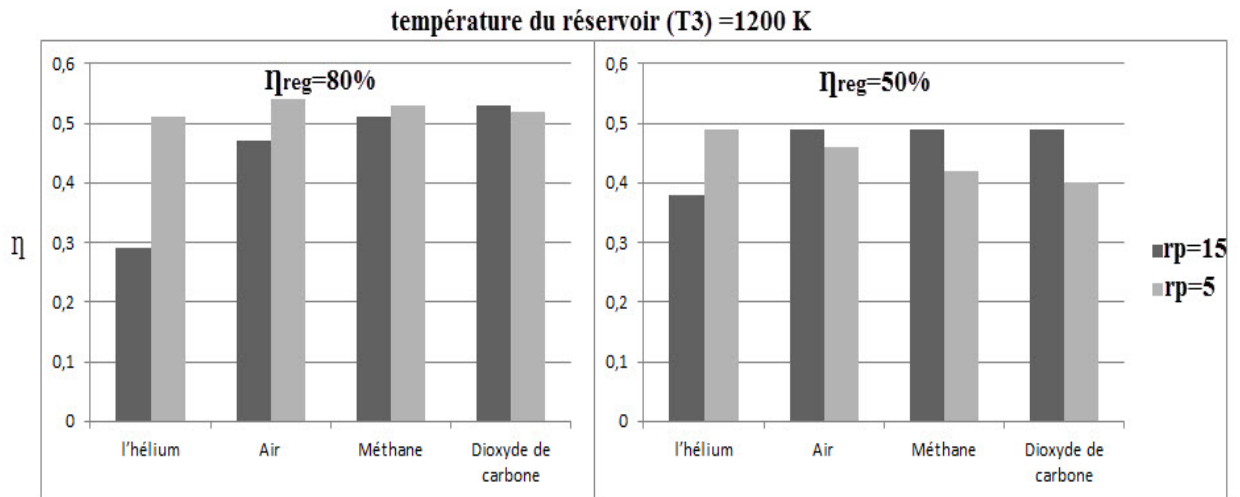


Fig.39-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de fluides de travail, r_v et η_{reg}

Il en résulte que le rendement est croissant avec la décroissance de rapport de pression. Et inversée pour le méthane et le dioxyde de carbone et l'air a rendement de régénérateur égal à 50%.

Pour $rp=5$ le rendement croissant avec la croissance de rendement de régénérateur. Cette tendance est aussitôt inversée et le rendement devient décroissant avec l'hélium et l'air pour les valeurs de rp égal à 15.

2.2.2 Analyse et discussions des courbe de travail avec $rp>5$

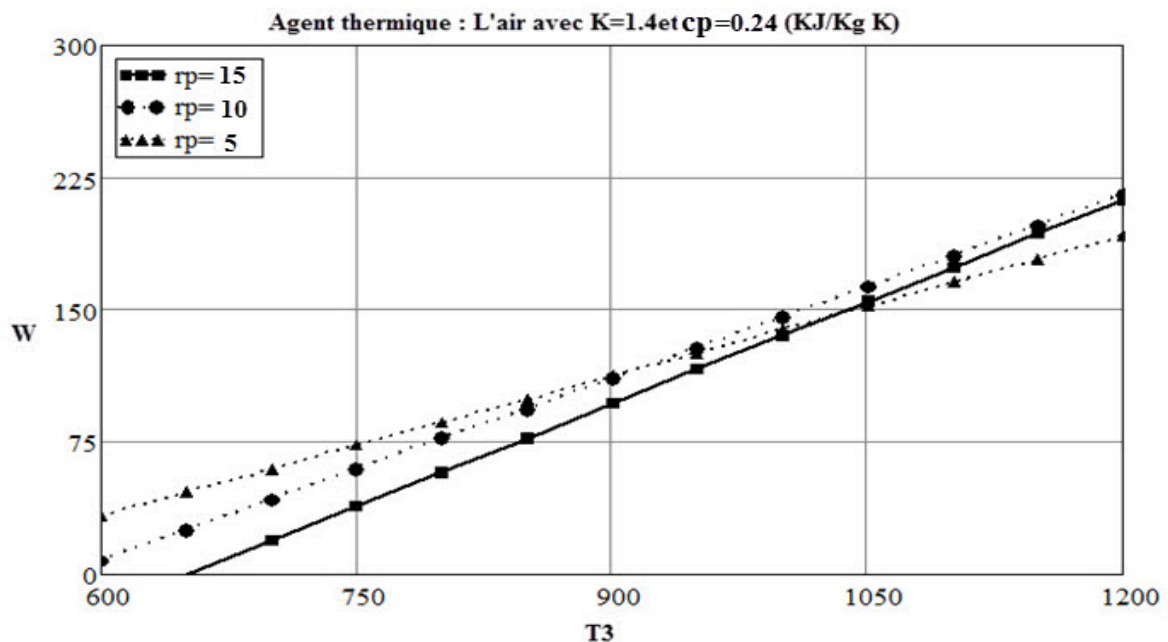


Fig.40-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

Il en résulte que le travail augmente avec la croissance du rapport de pression à partir des températures du réservoir supérieures à 1050 K, 900 K et 750 K respectivement pour l'air, le méthane et le dioxyde de carbone. Mais pour l'hélium le travail est croissant avec la décroissance de rapport de pression rp .

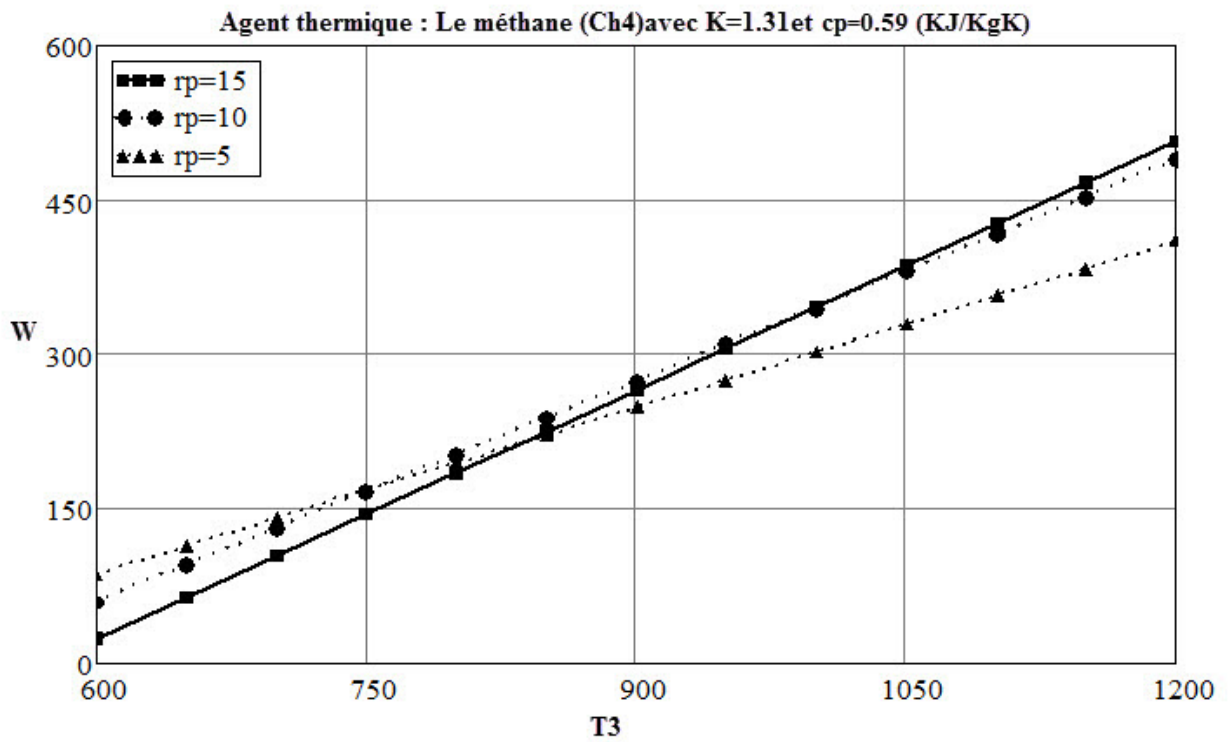


Fig.41-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

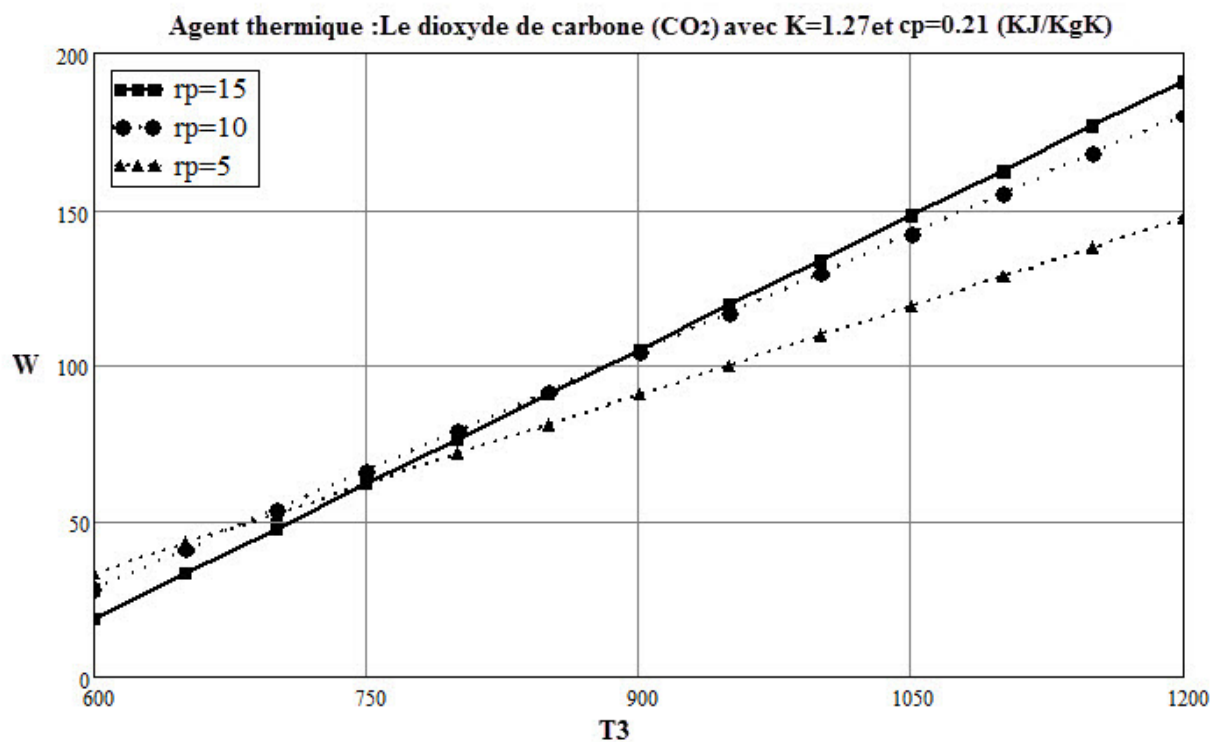


Fig.42-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

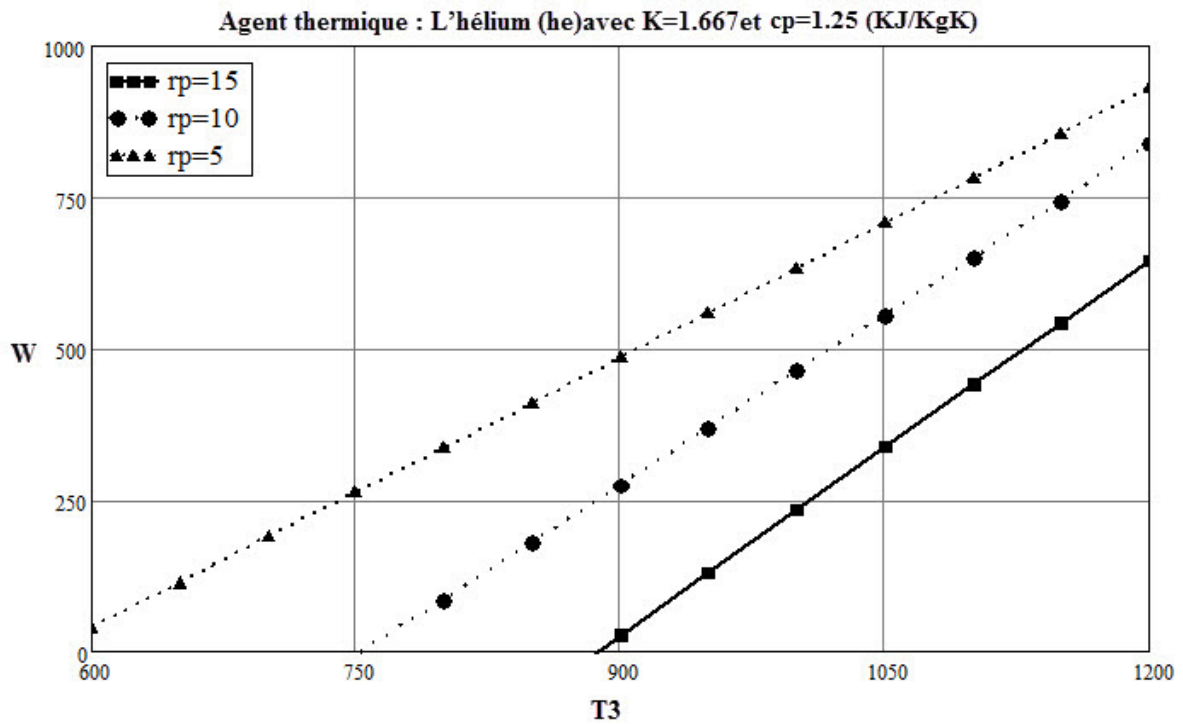


Fig.43-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

Pour les fluides de travail comme l'hélium, CO_2 et le CH_4 le cycle est supposé être fermé, ce qui reste à vérifier et implique que la température du fluide à l'entrée du compresseur soit beaucoup plus supérieure à la température de l'air ambiant ou du milieu extérieur pour des raisons purement conceptuelles. Donc, pour ces mêmes cycles fermés, on suppose que le rapport de pression ne soit pas important de l'ordre de 3-7 ce qui reste à vérifier. Ce constat est partiellement visible sur la fig.2.24 pour des rapports de pression relativement élevés, de l'ordre de $r_p=15$ la température à la sortie du compresseur se veut être supérieure à la température du réservoir.

2.2.3 Analyse et discussions des courbe de rendement avec $r_p < 5$

La confirmation sur le fait évoqué dans le paragraphe précédent relatif aux valeurs du rapport de compression est rapportée dans [33]. En effet ce rapport est égal à 2.3 pour le cycle fermé et de l'ordre de 5 pour le cycle ouvert. Ceci dit que dans le cas des applications solaires les résultats ayant plus d'intérêt sont au voisinage des valeurs de $r_p=2.5$ et sont représenté sur les fig44 à 51.

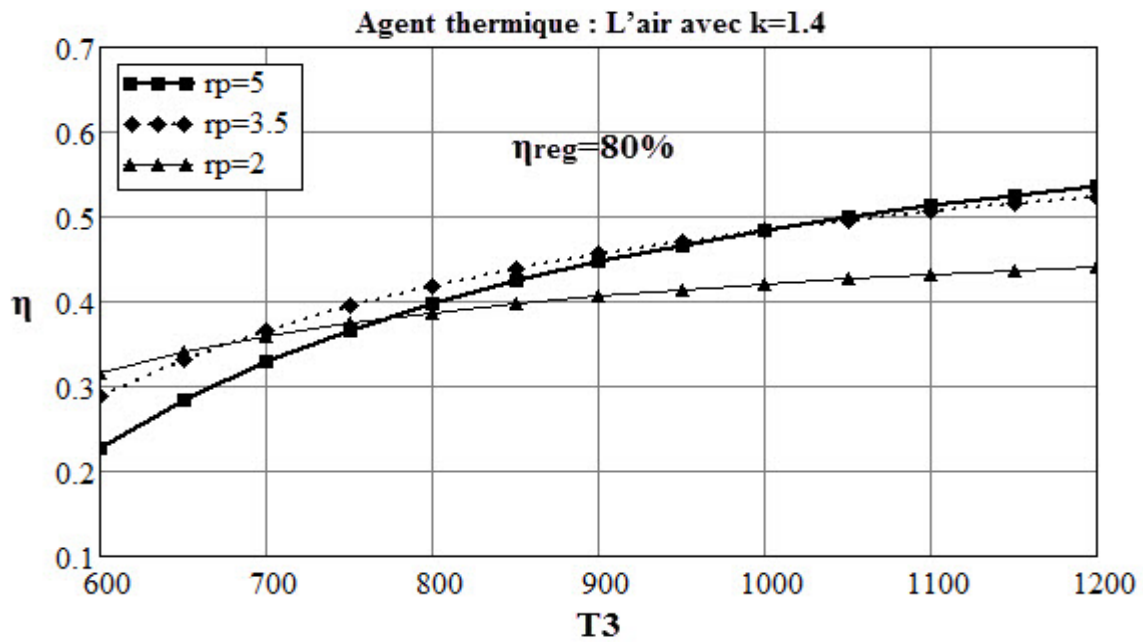


Fig.44-

Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

Il en résulte que le rendement augmente avec la croissance du rapport de pression à partir des températures du réservoir supérieure à 700..750 K et 1100 k respectivement pour l'air et l'hélium pour $\eta_{reg}=80\%$. Ce seuil de température diminue avec la décroissance du rendement de régénération. Une tendance inverse a été enregistrée pour les rapports de pression supérieure à 5.

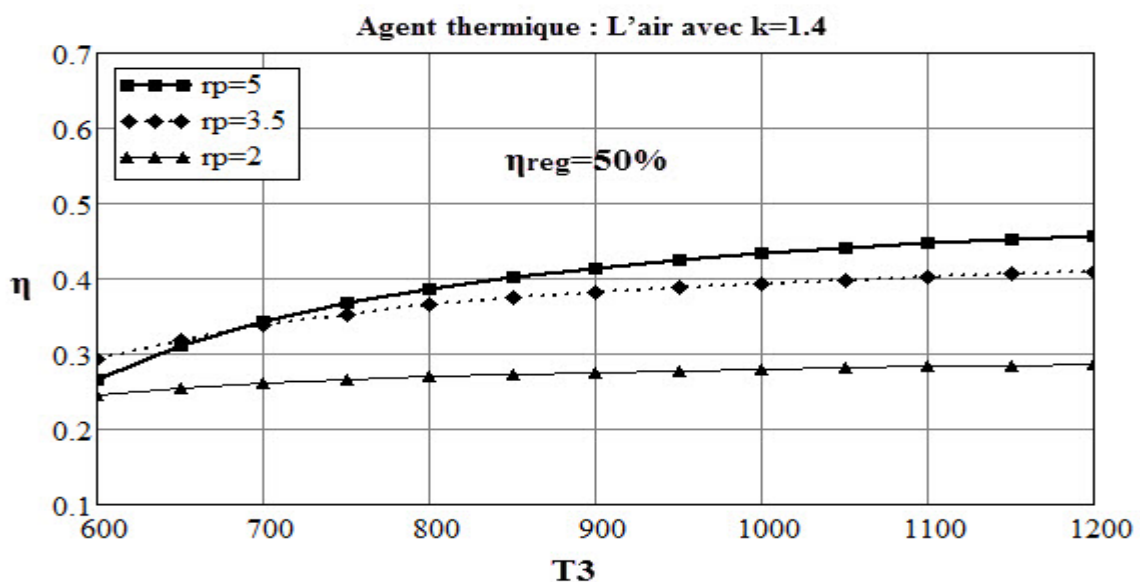


Fig.45-

Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

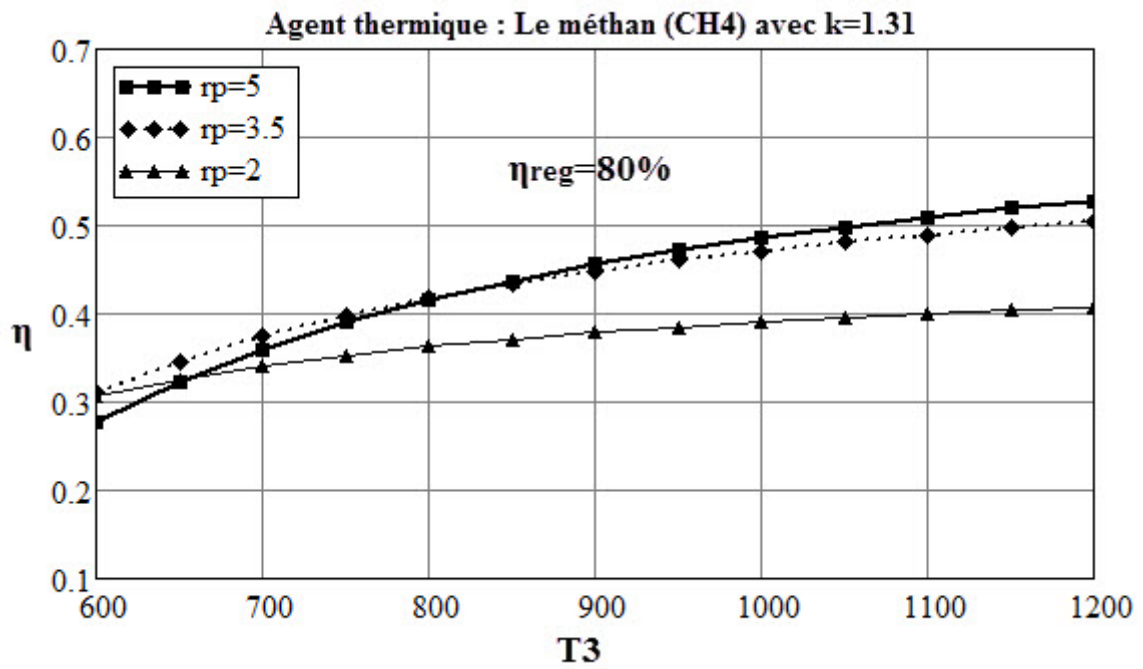


Fig.46-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

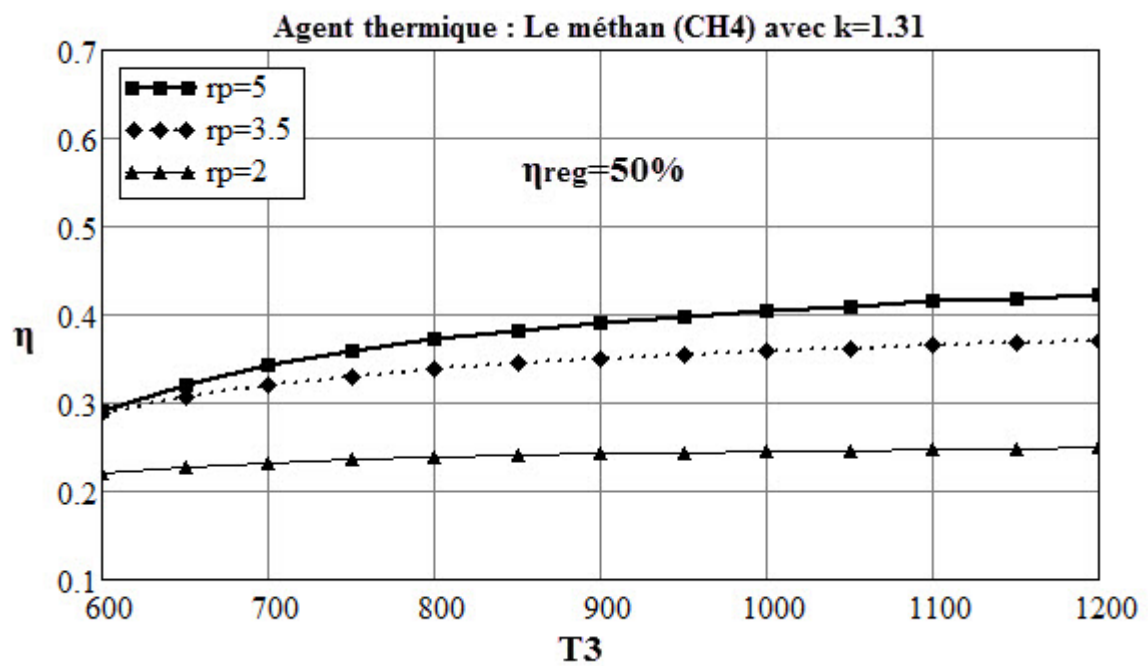


Fig.47-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

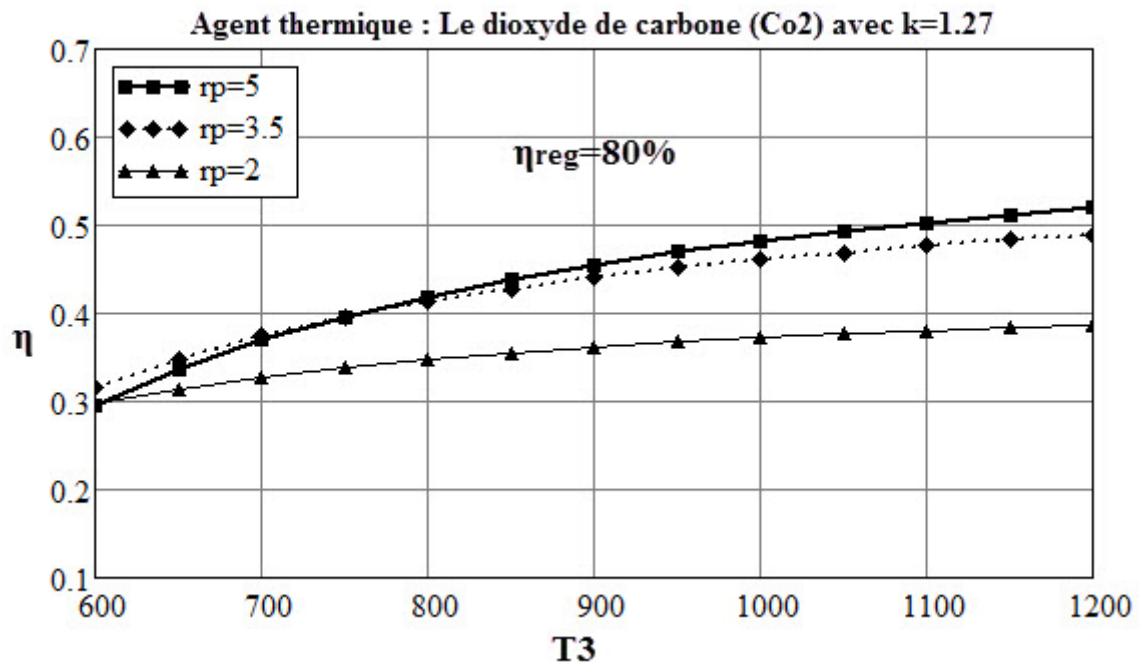


Fig.48-

Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

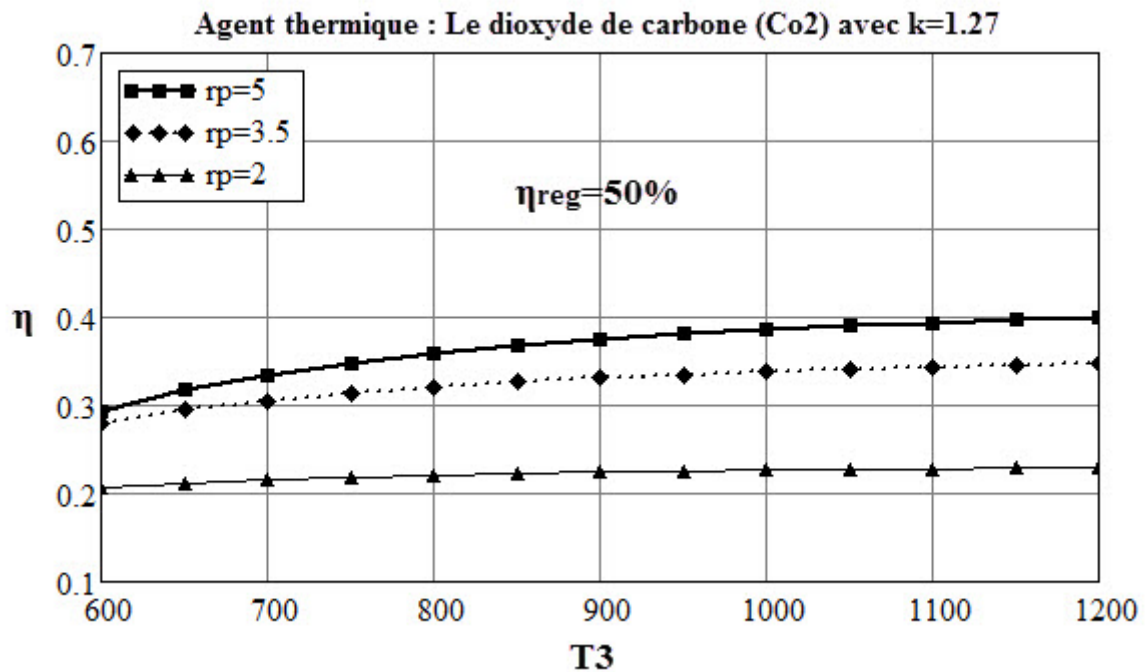


Fig.49-Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

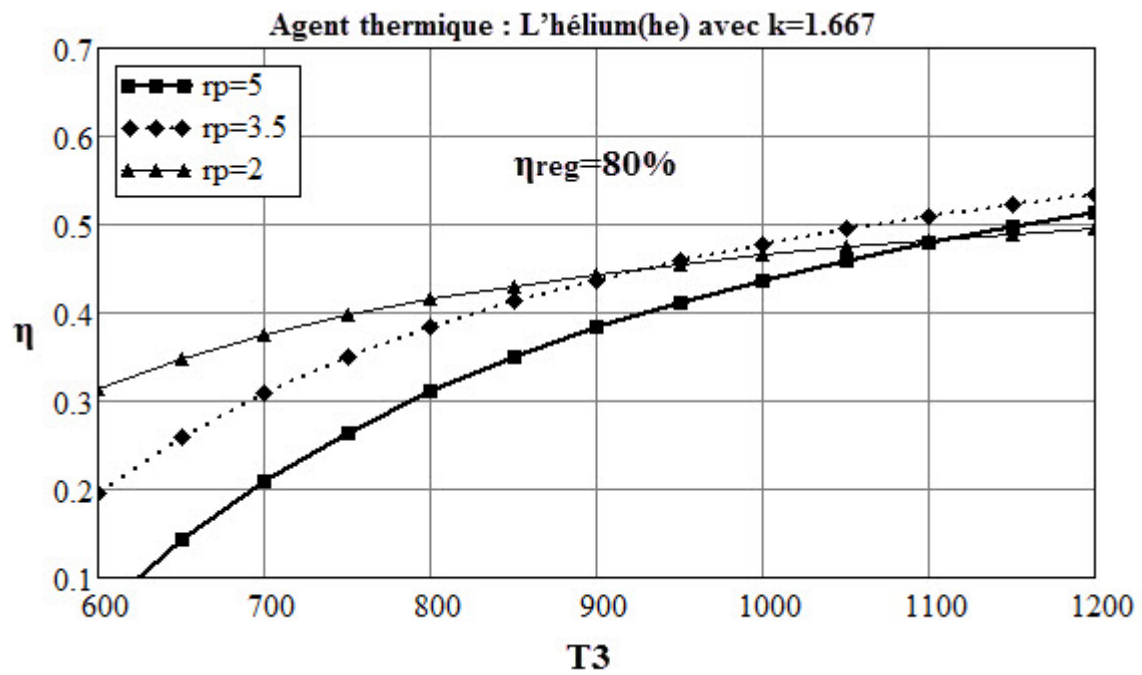


Fig.50-

Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

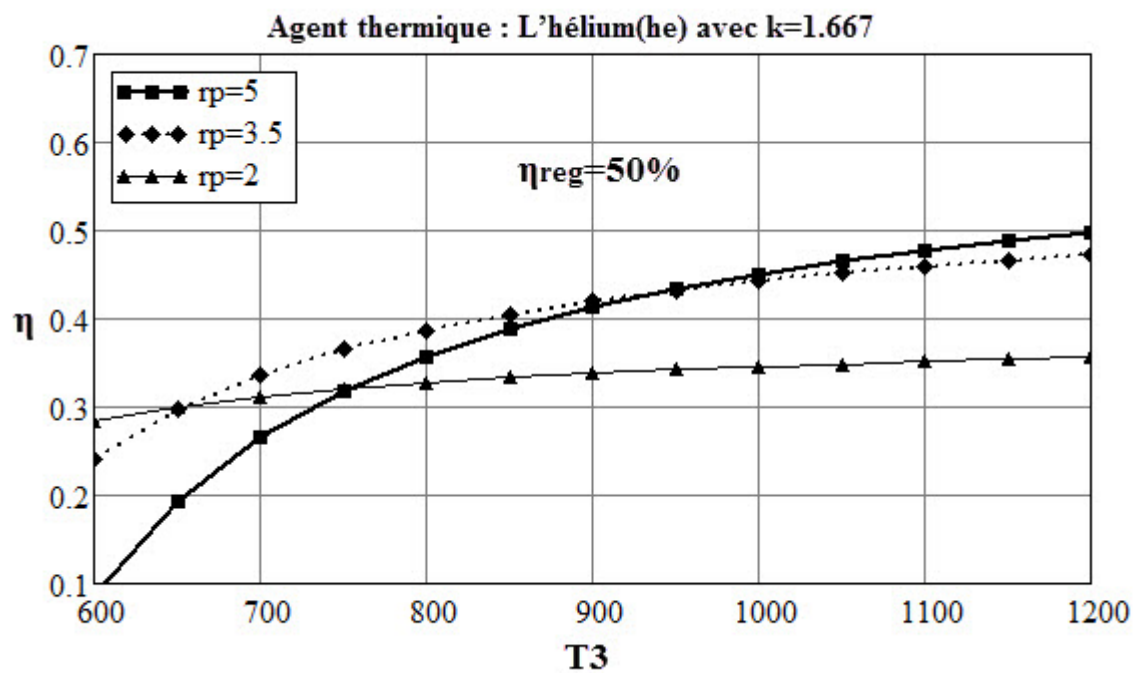


Fig.51-

Variation du rendement thermique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

2.2.4 Analyse et discussions des courbe de travail avec $r_p < 5$

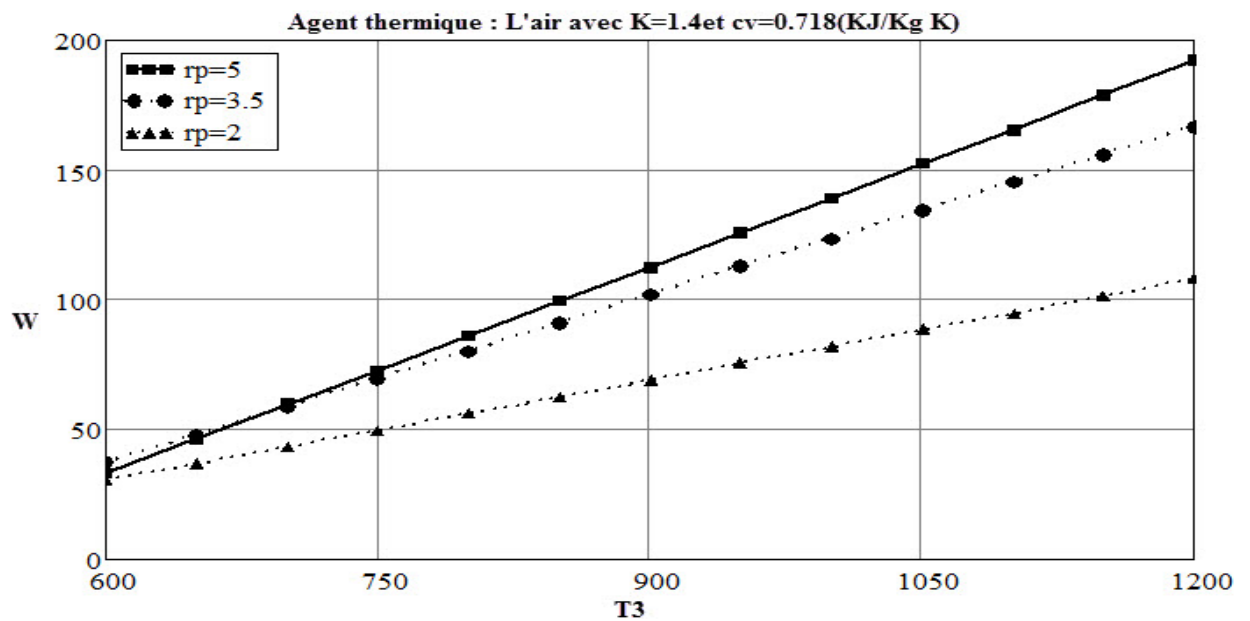


Fig.52-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

Il en résulte de la fig.52 que le travail net du moteur Brayton est croissant avec la croissance du rapport de pression r_p et la température du réservoir (T_3).

Par ailleurs, le même constat peut être effectué (figs.53 et 54) pour d'autres fluides de travail comme le méthane CH_4 , le dioxyde de carbone CO_2 .

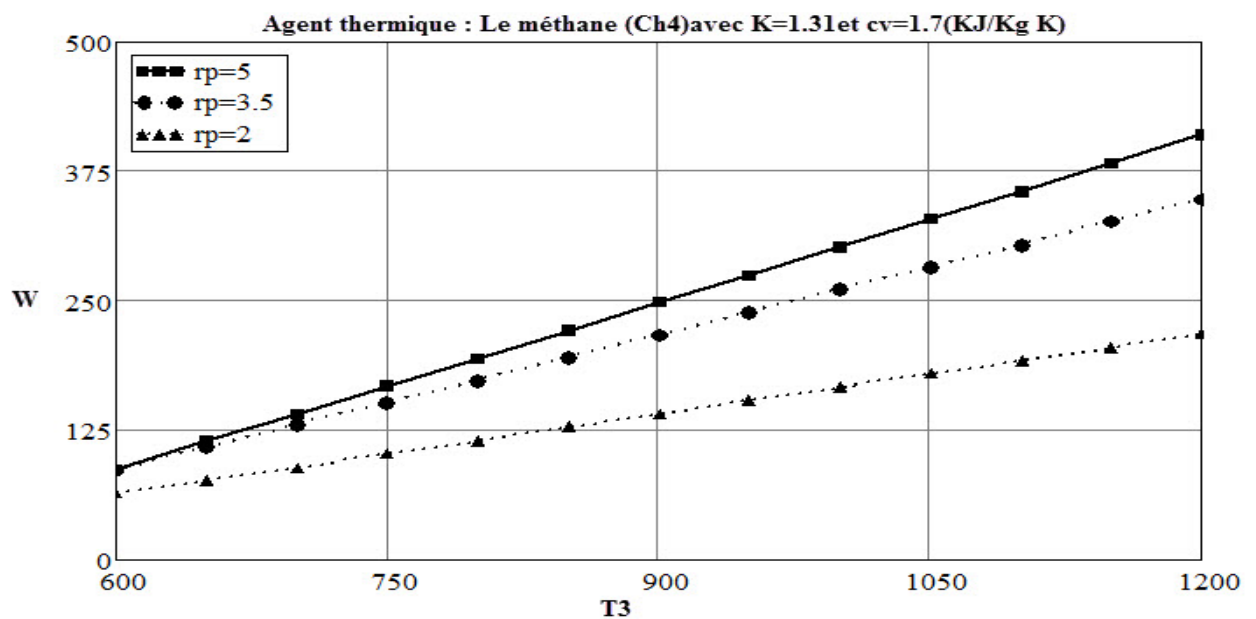


Fig.53- Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

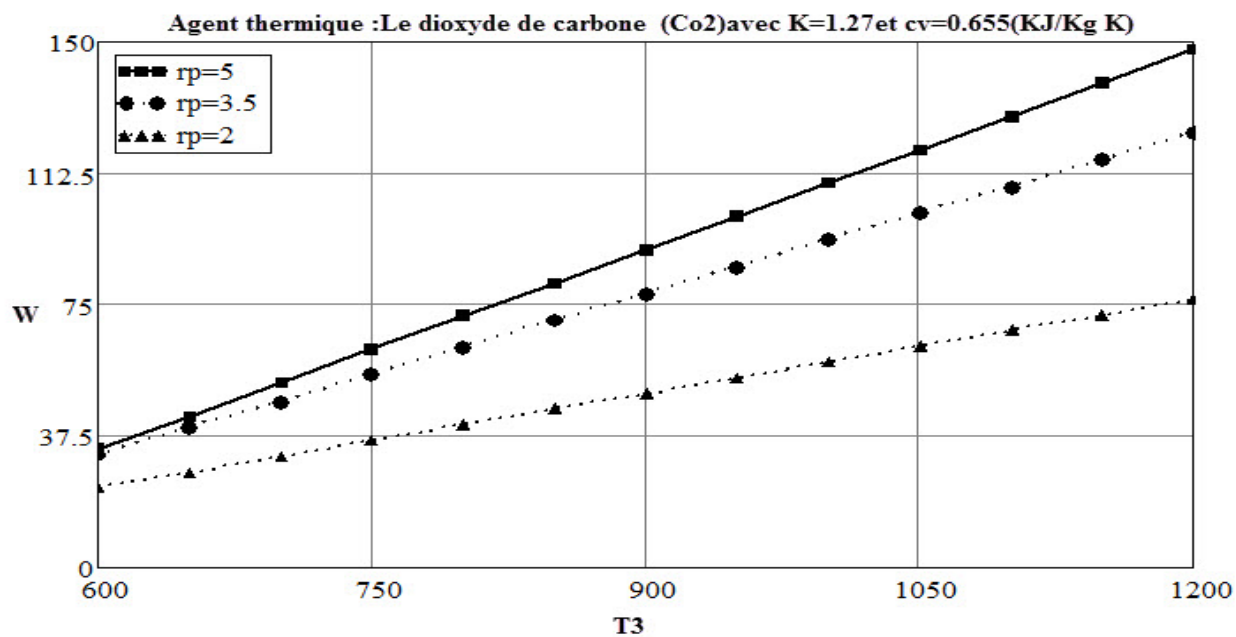


Fig.54- Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

Pour l'hélium le constat inverse peut être souligné (fig.55). En effet, le travail augmente avec la croissance du rapport de pression à partir des températures du réservoir supérieure à 750K.

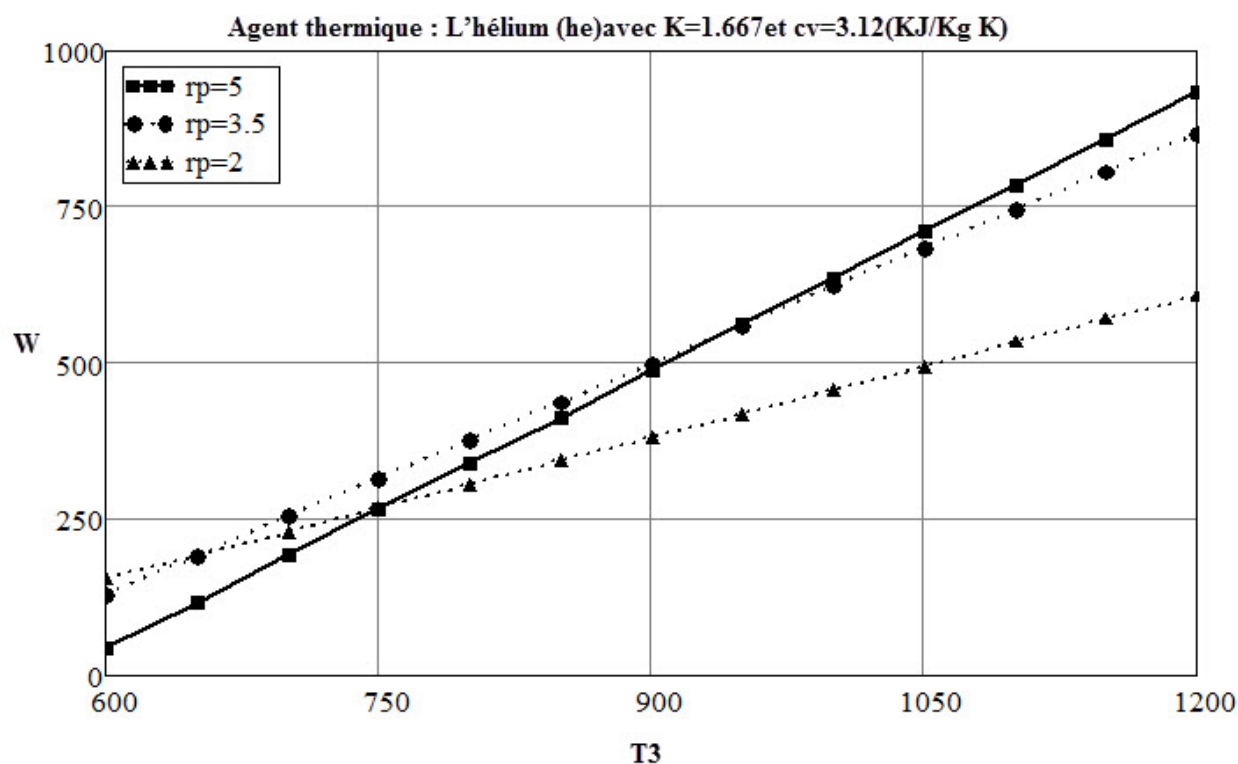


Fig.55- Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir

2.3 La comparaison thermodynamique entre Stirling et Brayton

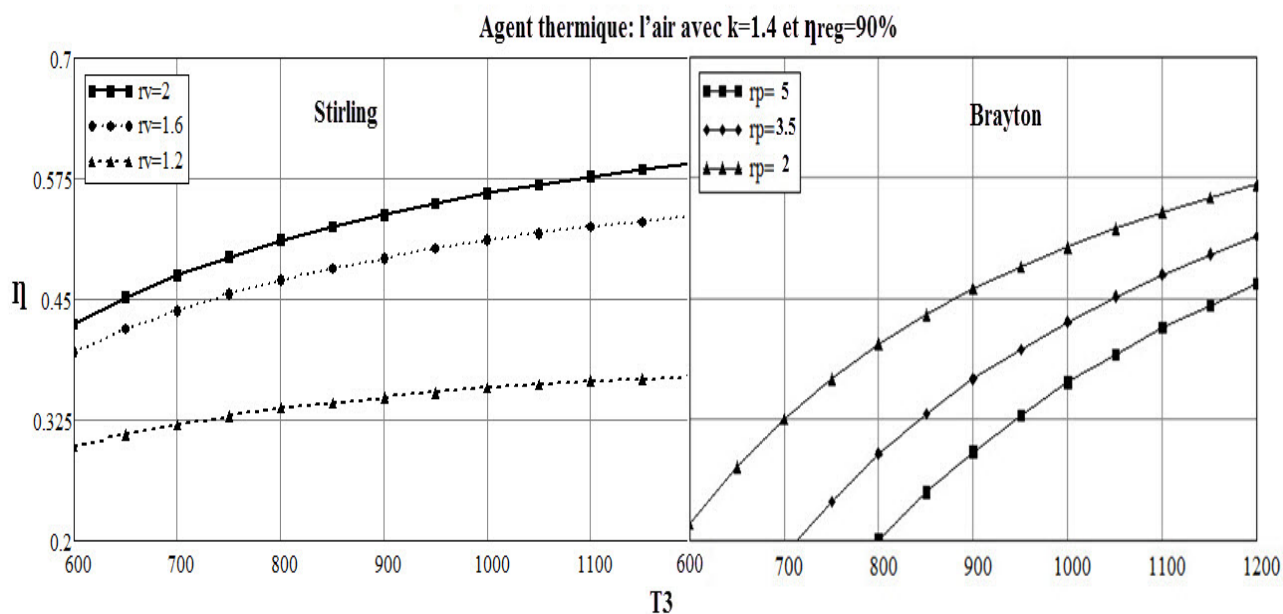


Fig.56-Variation du rendement thermique du moteur Stirling et Brayton en fonction de la température du réservoir

Il y a lieu de constater que le rendement du moteur thermique Stirling est supérieur à celui de Brayton pour les rapports des volumes supérieur à 1.6.

Par ailleurs, le même constat peut être effectué pour l'hélium fig 57.

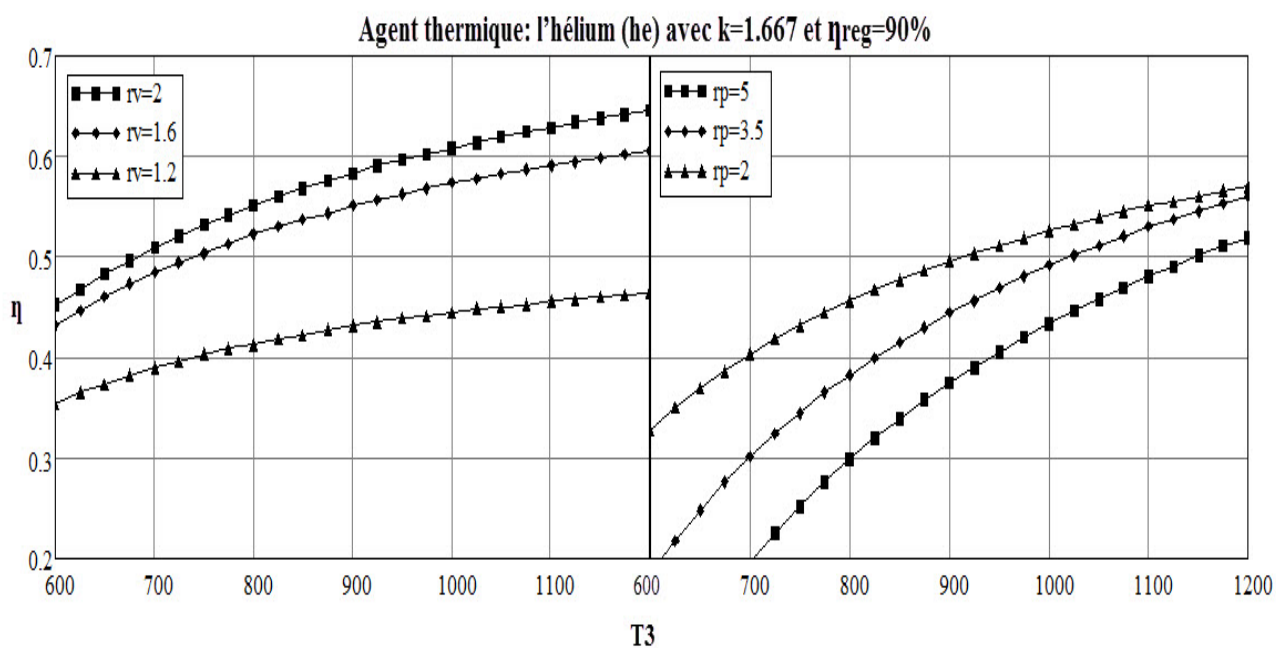


Fig.57-Variation du rendement thermique du moteur Stirling et Brayton en fonction de la température du réservoir

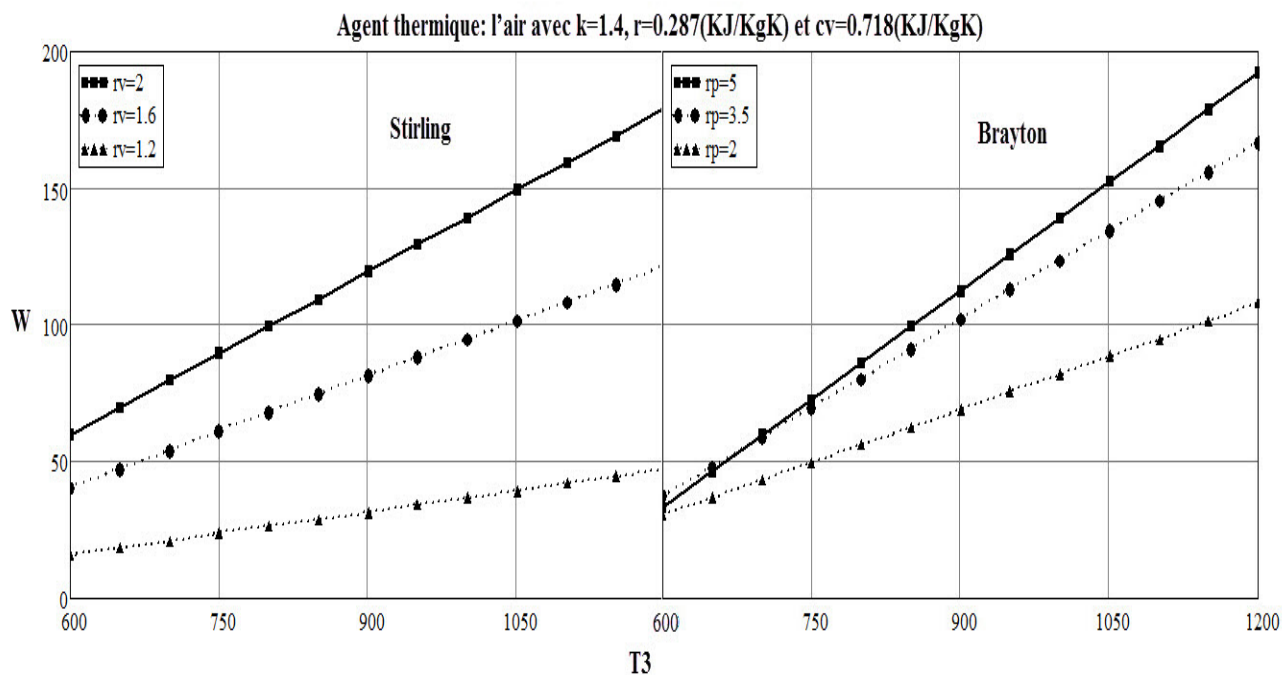


Fig.58-Variation du travail mécanique du moteur Stirling et Brayton en fonction de la température du réservoir

Il en résulte que le travail mécanique de Stirling est inférieur à celui de Brayton pour les rapports de volumes basses et quelques soient les rapports de pression pour Brayton (évidemment pour les $r_p < 5$). Cependant, les deux moteurs développent les mêmes puissances pour les rapports de volumes et de pressions élevés pour Stirling et Brayton respectivement (Fig.58).

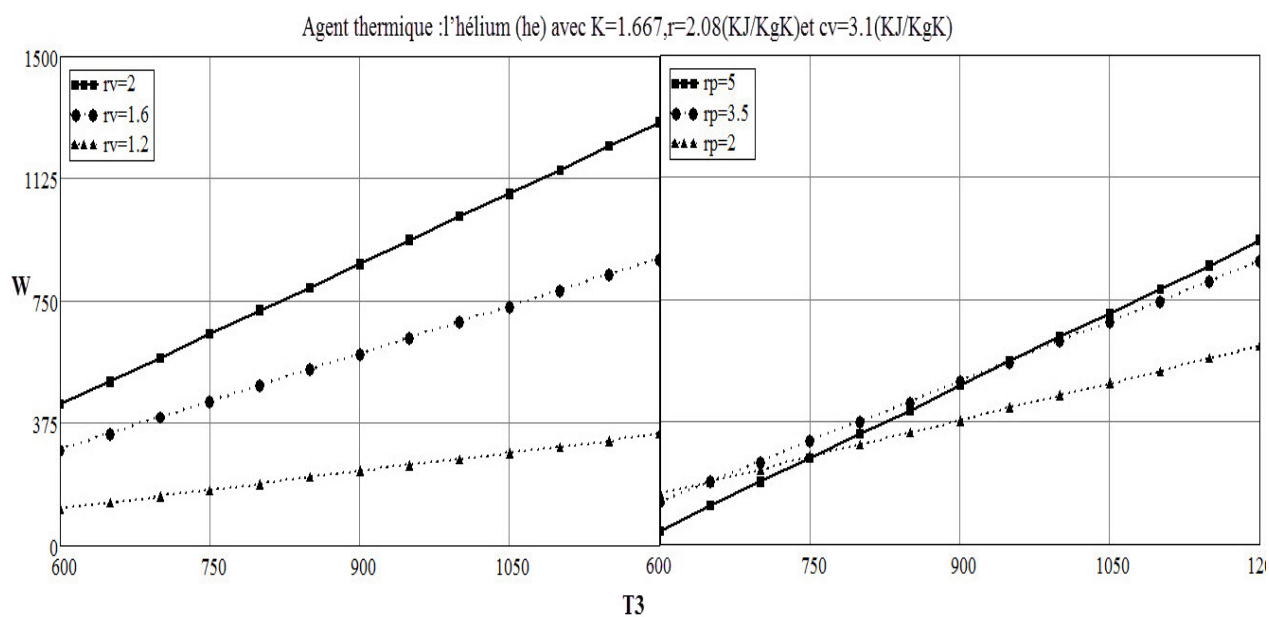


Fig.59-Variation du travail mécanique du moteur Stirling et Brayton en fonction de la température du réservoir

Pour l'hélium (fig.59) Il en résulte que le travail mécanique de Stirling est inférieur à celui de Brayton pour les rapports de volumes basses et quelques soient les rapports de pression pour Brayton (évidement pour les $r_p < 5$). Cependant, les deux moteurs développent des puissances différentes pour les rapports de volumes et de pressions élevés. Ces puissances sont plus importantes pour Stirling.

Enfin, il faut souligner que les deux moteurs sont plus performants en terme de puissance en fonctionnant avec de l'hélium comme fluide de travail. Par ailleurs, un tableau comparatif a été dressé pour les deux moteurs avec les différents rapports de volumes et de pressions et les différentes températures du réservoir (Tab.3).

Tab.3-Variation du travail mécanique du moteur Brayton en fonction de température du réservoir, rapport de pression et de volume

Le Travail mécanique						
température du réservoir	Stirling			Brayton		
	Rapport de volume			Rapport de pression		
	1.2	1.6	2	2	3.5	5
750 K	170.653	439.923	648.786	267.59	313.35	264.85
900 K	227.537	586.565	865.048	380.95	497.85	487.06
1100 K	303.383	782.086	1153.397	532.08	743.85	783.33

Il en ressort du tableau que le moteur Stirling est moins performant sur toute la plage de température adoptée (600-1100 K) pour des rapports de volumes bas. Cette tendance aspire à s'inverser pour des rapports de volumes avoisinant 2.

Conclusion :

Ce chapitre est effectué une analyse thermodynamique des cycles des moteurs Stirling et Brayton. L'analyse comporte la variation des rendements et des travaux en fonction des rapports des volumes, les rapports de pression, température du réservoir chaud, ainsi que le rendement de régénérateur et l'exposant de l'adiabatique. Dans le cas de Stirling, l'analyse montre que le rendement augmente avec la croissance du rapport de volumes r_v , température de réservoir chaud, rendement de régénérateur et l'exposant de l'adiabatique k , et le travail est croissant avec la croissance du rapport de volume r_v et la température du réservoir (T_3).

Par ailleurs, le rendement de Brayton est croissant avec la croissance de température de réservoir chaud, pour le rapport de pression égal à 10 et 15, le rendement augmente jusqu'à une certaine valeur maximale de k pour diminuer ensuite. Mise à part une légère différence pour les rapports de pression avoisinant $r_p=5$ ou la décroissance est moins accentuée et elle l'est d'autant moins pour les rendements de régénération faibles avoisinant $\eta_{reg}=0.5$. cette tendance inverse pour les rapports de pression inférieure à 5. et le travail mécanique de Brayton est croissant avec la croissance du rapport de pression r_p et la température du réservoir (T_3).

Ceci permet de souligner que pour les mêmes conditions de températures du réservoir et du puits et du rendement de régénération, ainsi que pour le même fluide de travail le rendement du moteur Stirling est supérieur à celui de Brayton.

En conclusion, il serait difficile de choisir le moteur le plus performant du point de vue thermodynamique avec ce nombre important de paramètres. Il faut tout d'abord bien restreindre les dits paramètres pour pouvoir se prononcer.

Néanmoins, pour les rapports de volumes élevés le moteur Stirling est le plus performant en termes de rendement et de puissances.

Chapitre 3 technico- économique

Introduction

Ce chapitre est dédié à l'étude technico économique de deux systèmes d'installations énergétiques solaires pour la production de puissance. Le premier système est composé de concentrateurs paraboliques équipés de moteurs thermiques de type Stirling, tandis que le deuxième est composé des mêmes concentrateurs paraboliques mais équipés de moteurs thermiques de type Brayton. L'objectif de cette étude technico-économique est de pouvoir faire le choix entre les deux types à partir de données comme le délai d'amortissement, le capital total d'investissement et le prix de revient unitaire du kWh.

3.1 Exposé de l'étude technico économique

La présente étude technico-économique est totalement reproduite de l'étude effectuée par ZEBBAR et al. [10]. Selon [10], le coût total de l'investissement (CTI) représente la somme du prix total d'acquisition des N unités (PTa), des charges supplémentaires (transport et installation) (PCs) et le prix de la maintenance et de l'entretien (Pm), soit :

$$CTI = PTa + PCs + Pm$$

Où, Pta est le prix total de l'acquisition des équipements des N unités exprimé par,

$$PTa = N \times Pu$$

PCs est le prix des charges supplémentaires comme le transport et l'installation, qui est égal à peu près au prix total de l'acquisition des équipements,

$$PCs = PTa$$

et enfin Pm est le prix de la maintenance et de l'entretien estimé à 3 % du prix total de l'acquisition des équipements, soit :

$$Pm = 0.03 \times PTa$$

L'annuité (An) représente le revenu de l'investissement en capital versé en une série de paiements réguliers (1: année; 12: mois; 4: trimestre), il s'agit d'un versement régulier d'un certain capital, qui capitalisé, atteint une valeur acquise croissante au fur et à mesure que le temps passe. Autrement dit, les annuités définissent une suite de versements identiques ou non effectués à intervalles de temps égaux :

$$An = CTI \times \frac{I}{ut} \times \frac{\left(1 + \frac{I}{ut}\right)^n}{\left(1 + \frac{I}{ut}\right)^n - 1}$$

Où : I -Taux d'intérêt en % et ut -Unité de temps en année.

Le montant global de l'investissement à la date de l'échéance n est déterminé comme le produit de l'annuité et la date de l'échéance n , soit :

$$MGI = An \times n$$

Le total des ventes annuelles d'électricité représente le produit de puissance produite annuelle (Tpa) et le prix de vente unitaire du kWh (Pvu), soit :

$$Tva = Tpa \times Pvu$$

Cependant, la puissance produite annuelle (Tpa) est le produit de puissance totale du champ durant une période de 365 jours et 24 heures par jour multiplié par le facteur de capacité (Cf), soit :

$$Tpa = Pc \times 365 \times Cf \times 24$$

La puissance totale du champ est égale au produit de la puissance unitaire et le nombre total d'unités, soit :

$$Pc = N \times PU$$

La durée totale de l'amortissement est la différence entre le produit de la date de d'exploitation et le total des ventes annuelles d'électricité et le montant global de l'investissement. Elle est exprimée par l'expression suivante :

$$Am = n \times Tva - MGI$$

3.2 Analyse et discussions des résultats :

La puissance du champ concerné par cette analyse est estimée égale à 10 % de la consommation annuelle totale de la wilaya de Tissemsilt égale 222 GWh soit une puissance de 15.8 MW.

Pour les concentrateurs paraboliques des deux types Brayton et Stirling les capitaux d'investissement en fonction du nombre d'unités produites sont rapportés dans le Tab.4.

Il y a lieu de préciser que le taux d'intérêt et le facteur de capacité ont été adoptés égaux à 8 et 15.98% respectivement

Tab.4-les capitaux d'investissement par unité de puissance produite (CC) de Stirling et Brayton [10], [11]

unités	100	1000	10000
CC de Stirling (€/kW)	2000	1695	1125
CC de Brayton (€/kW)	1197.2	1031.14	882.5
Différence des CC en %	40%	39%	21%

On a

$$P_{vu} = \frac{Mgi}{n \times Tpa}$$

Ceci nécessiterait l'implantation plus de 1580 unités de Dish Stirling de 10 kW et 849 unités de Dish Brayton de 18.6 kW, ce qui correspond à son tour à un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1658.2 €/kW et 1058.23€/kW respectivement. Dans ce cas le coût total d'un champ pouvant assurer 10% de la consommation annuelle de Tissemsilt est égal à 26.2 et 16.2 millions d'euros respectivement pour le dish-stirling et dish Brayton. Soit une différence de 36%.

Un tel champ sera remboursé au bout de 25 ans avec un prix de revient unitaire égal à 0.114 €/kWh et 0.069€/kWh respectivement pour les champs de type Stirling et Brayton.

La variation du prix de revient unitaire de 0.07 à 0.17 pour le cas de production de 100 unités avec un capital d'investissement par unité de puissance produite (CC) égal 2000 €/KW pour Stirling et 1197.2€/KWh pour Braytonest représenté sur les fig43 et 44.

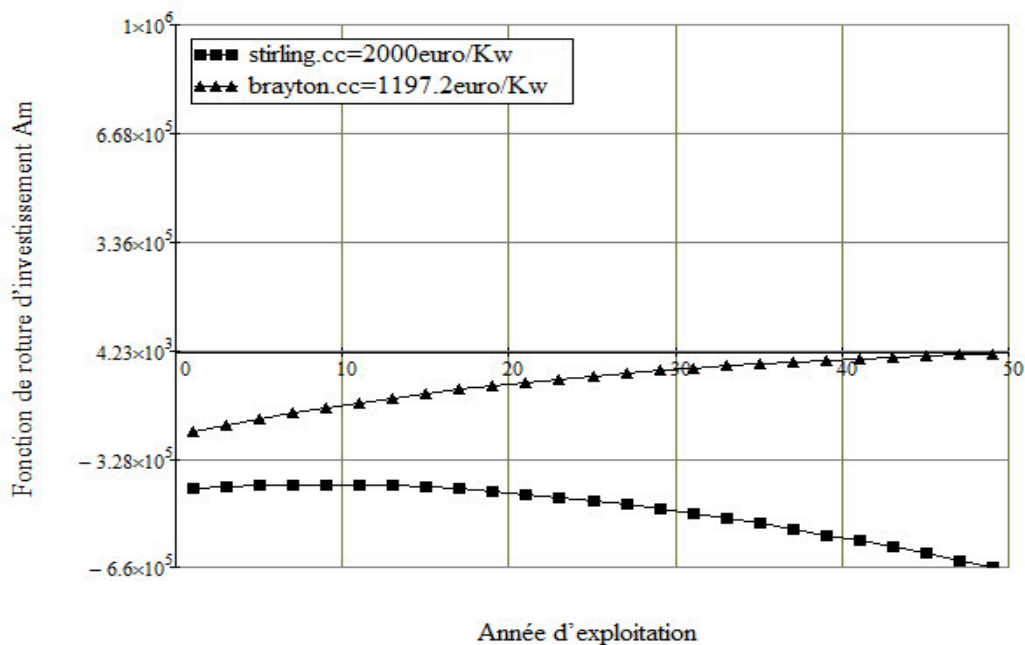


Fig.60-Variation du délai d'amortissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.07€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite

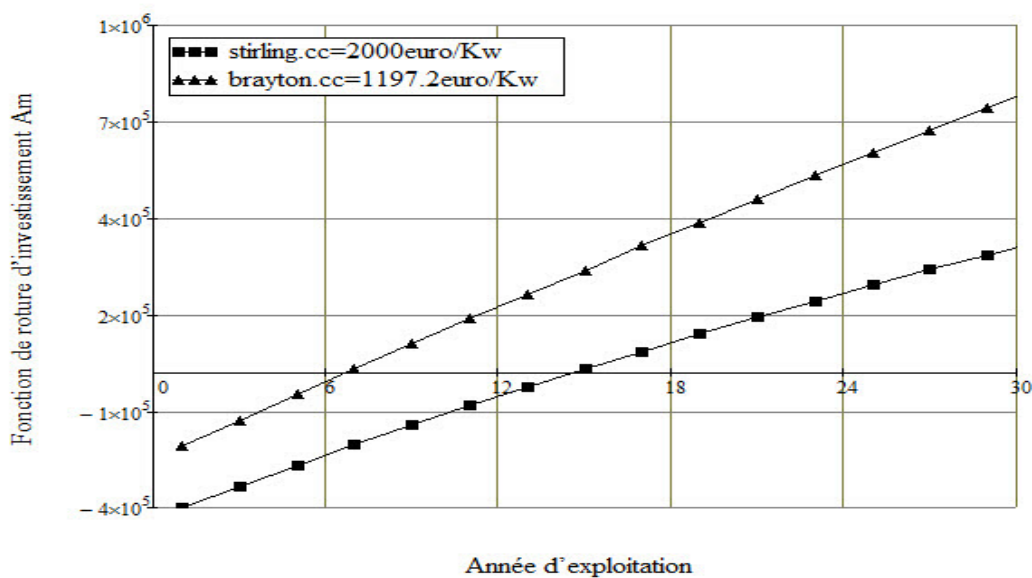


Fig.61-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.17€/Kwh et le capital d'investissement par unité de puissance produite

Il ressort que le délai d'amortissement pour Brayton est égal à 51.4 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1197.2 €/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à 0.07 € et que dans ces conditions le projet n'est pas rentable pour Stirling avec un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 2000 €/kW.

Par ailleurs, le délai d'amortissement est égal à 7 ans et 14 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1197.2 €/kW et 2000 €/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à 0.17 € respectivement.

La variation du prix de revient unitaire de 0.07 à 0.17 pour le cas de production de 1000 unités avec un capital d'investissement par unité de puissance produite (CC) égal 1695 €/KWh pour Stirling et 1031.14 €/KWh pour Brayton est représenté sur les fig 45 et 46.

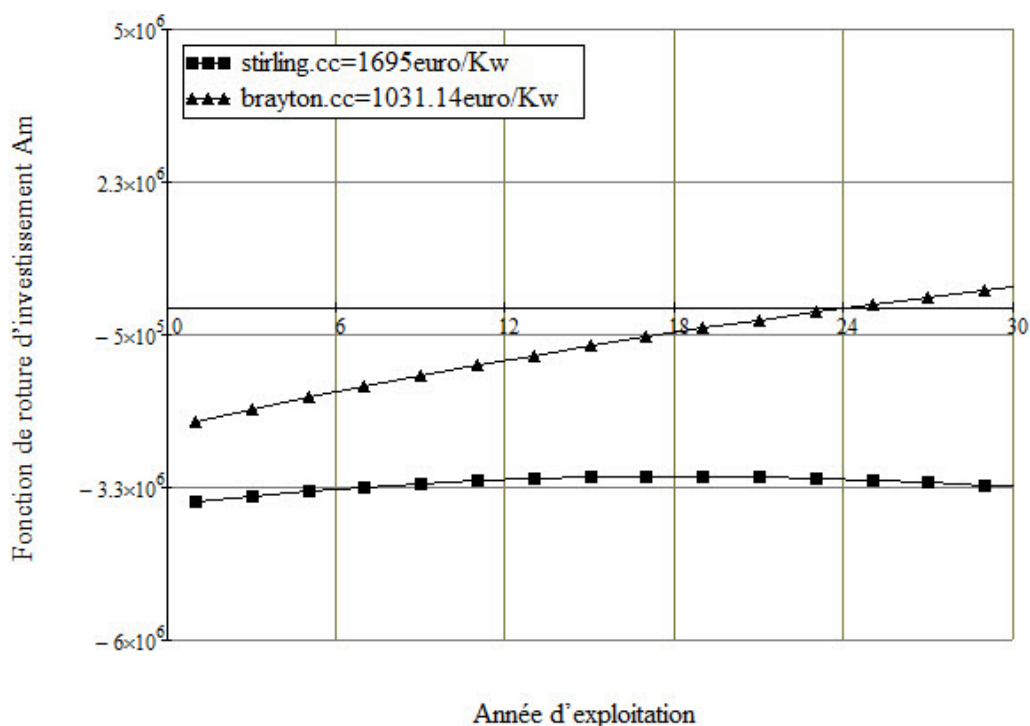


Fig.62-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.07€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite

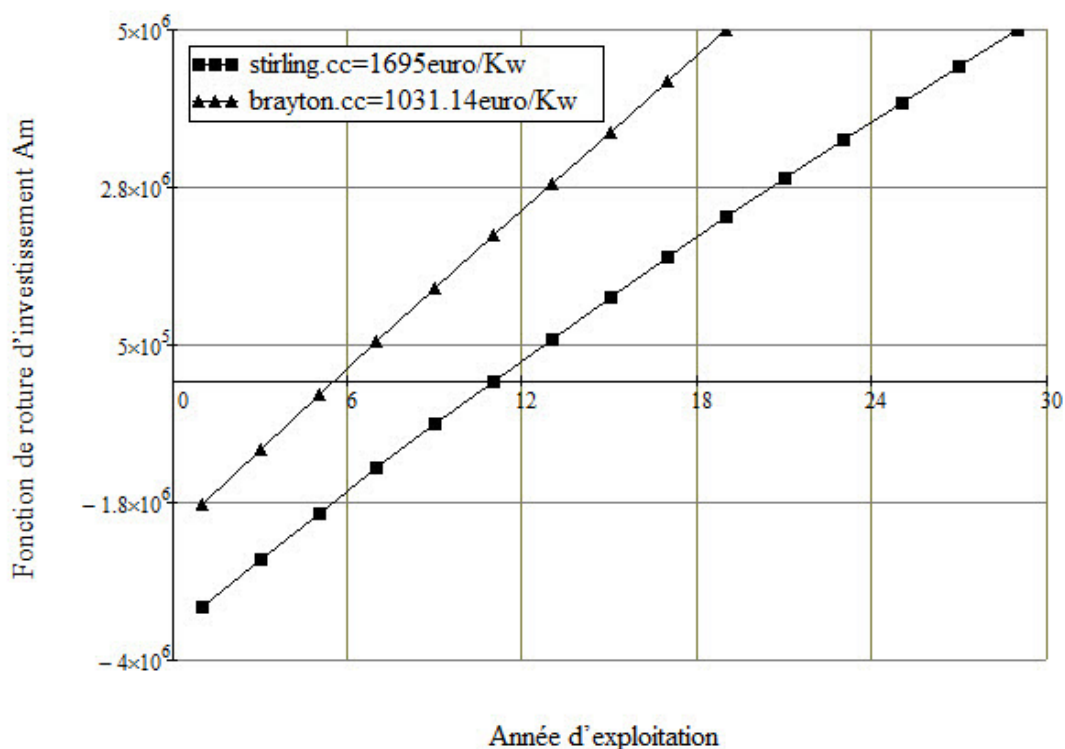


Fig.63-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.17€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite

Il ressort que le délai d'amortissement pour Brayton est égal à 24 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1031.14 €/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à 0.07 € et que dans ces conditions le projet n'est pas rentable pour Stirling avec un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1695 €/kW.

Par ailleurs, le délai d'amortissement est égal à 5.4 ans et 11.2 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1031.14 €/kW et 1695€/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à 0.17 € respectivement.

La variation du prix de revient unitaire de 0.07 à 0.17 pour le cas de production de 10000 unités avec un capital d'investissement par unité de puissance produite (CC) égal 1125 €/KW pour Stirling et 882.5€/KWh pour Brayton est représenté sur les fig47 et 48.

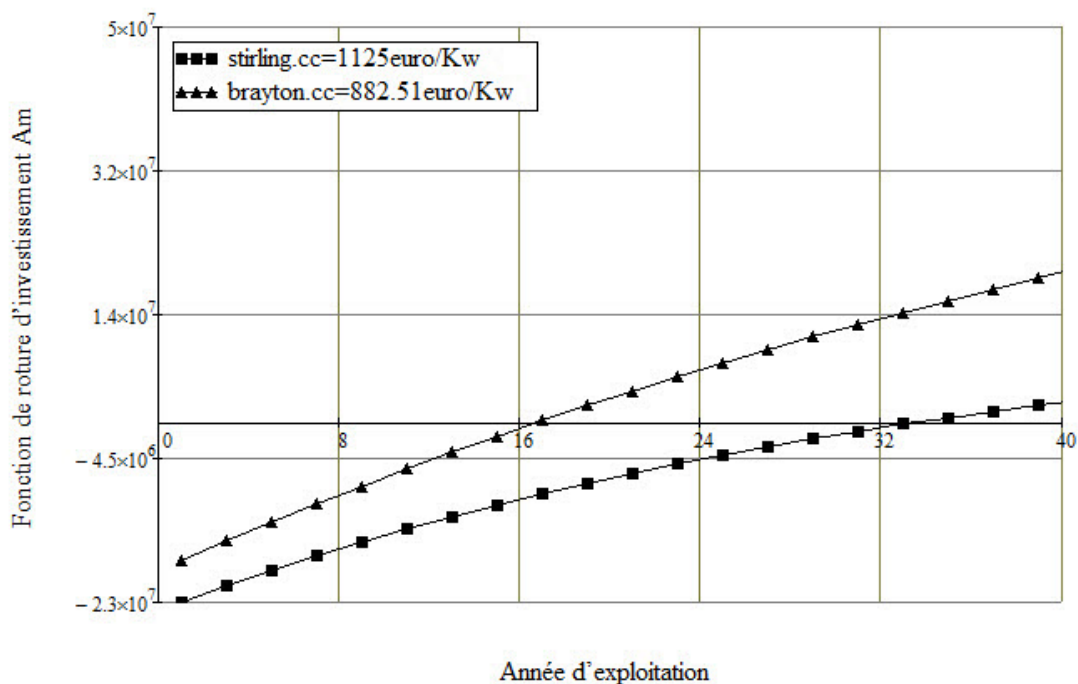


Fig.64-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.07€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite

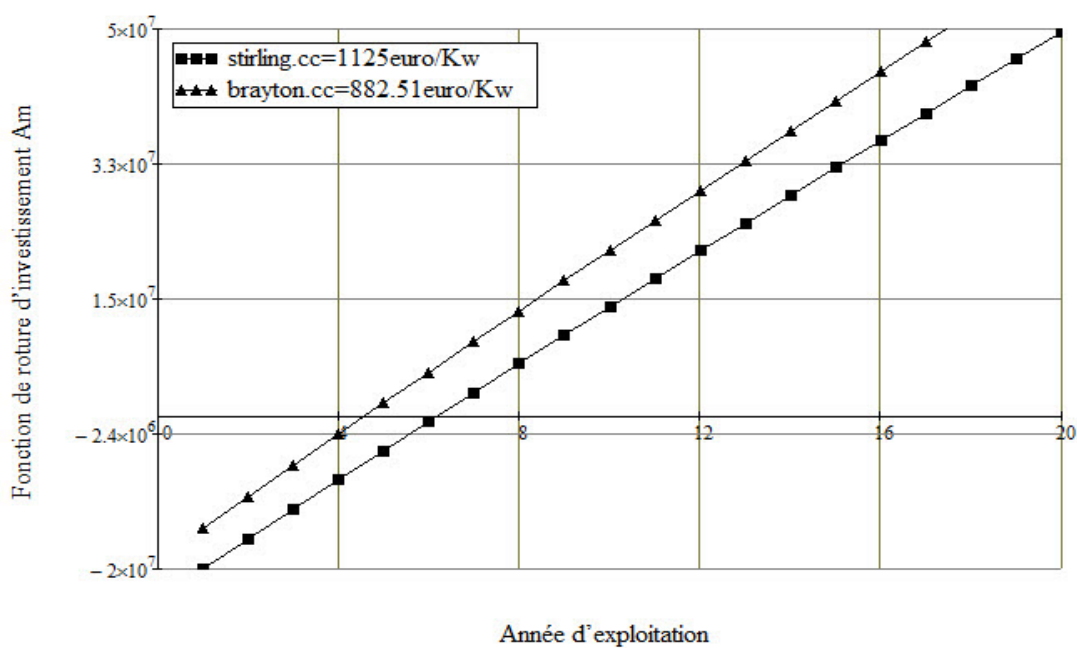


Fig.65-Variation du délai de retour d'investissement en fonction du prix de revient unitaire égale 0.17€/Kwh et capital d'investissement par unité de puissance produite

Il ressort que le délai d'amortissement pour Brayton est égal à 16.6 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 882.51 €/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à 0.07 € et que dans ces conditions le délai d'amortissement est égal à 33.4 pour Stirling avec un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1125 €/kW.

Par ailleurs, le délai d'amortissement est égal à 5 ans et 6.8 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 882.51 €/kW et 1125 €/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à 0.17 € respectivement.

Tab.5-variation de délai d'amortissement en fonction de capital d'investissement par unité de puissance produite et prix de revient unitaire

Le délai d'amortissement (année)

unités	Stirling			Brayton		
	CC (€/kW)	Pvu=0.07 €/kWh	Pvu=0.17 €/kWh	CC (€/kW)	Pvu=0.07 €/kWh	Pvu=0.17 €/kWh
100	2000	-	14	1197.2	51.4	7
1000	1695	-	11.2	1031.14	24	5.4
10000	1125	33.4	6.8	882.51	16.6	5

Conclusion :

Le présent chapitre est consacré à l'étude technico-économique de deux installations énergétiques solaires équipées de deux différents types de moteurs thermiques: Brayton et Stirling. Pour cela plusieurs paramètres comme le capital d'investissement par unité de puissance produite, le délai d'amortissement et le prix de revient unitaire ont été évalués.

Ceci a permis de souligner que le dish Brayton est moins coûteux par rapport au dish Stirling et que le délai d'amortissement de ce dernier se veut être supérieur à celui de Brayton.

Ce délai d'amortissement pour un prix de revient unitaire égal à 0.07 € est égal respectivement à 16.6 et 33.4 années pour Brayton et Stirling et un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 882.51 €/kW et 1125 €/kW respectivement.

Un tel champ sera remboursé au bout de 25 ans avec un prix de revient unitaire égal à 0.114 €/kWh et 0.069€/kWh respectivement pour les champs de type Stirling et Brayton avec plus de 1580 unités de 10 kW et 849 unités de 18.6 kW, ce qui correspond à son tour à un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1658.2 €/kW et 1058.23€/kW respectivement.

Il ressort que le délai d'amortissement pour Brayton est égal à 24 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1031.14 €/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à 0.07 € ce qui correspond au prix du kWh sur le marché algérien cédé par SONELGAZ au particulier et que dans ces conditions le projet n'est pas rentable pour Stirling avec un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1695 €/kW.

Conclusion générale

Le travail que présenté dans ce mémoire consiste tout d'abord à faire une analyse thermodynamique des facteurs ayant une influences sur les rendements comme le coefficient de régénération η_{reg} , la température du réservoir chaud, le type de fluide de travail, rapport des pressions et aussi le rapport des volumes des cycles moteurs de Stirling et de Brayton. Pour faire une comparaison entre les deux cycles.

L'analyse montre que le rendement et le travail net augmente avec la croissance du rapport de volumes r_v , température de réservoir chaud, rendement de régénérateur et l'exposant de l'adiabatique k pour Stirling.

Par ailleurs, le rendement de Brayton est croissant avec la croissance de température de réservoir chaud, pour le rapport de pression égal à 10 et 15, le rendement augmente jusqu'à une certaine valeur maximale de k pour diminuer ensuite. Mise à part une légère différence pour les rapports de pression avoisinant $r_p=5$ ou la décroissance est moins accentuée et elle l'est d'autant moins pour les rendements de régénération faibles avoisinant $\eta_{reg}=0.5$. dans le cas de rapports de pression entre 5 et 15.

Et le travail augmente avec la croissance du rapport de pression à partir des températures du réservoir supérieure à 1050 K, 900 K et 750K respectivement pour l'air, le méthane et le dioxyde de carbone. Mais pour l'hélium le travail est croissant avec la décroissance de rapport de pression.

En le rendement dans les cas du moteur de Brayton augmente avec la croissance du rapport de pression de 2 à 5 à partir des températures du réservoir supérieure à 700..750 K et 1100 K respectivement pour l'air et l'hélium pour $\eta_{reg}=80\%$. Ce seuil de température diminue avec la décroissance du rendement de régénération. Et le travail mécanique est croissant avec la croissance du rapport de pression r_p et la température du réservoir (T_3).

Ceci permet de souligner que pour les mêmes conditions de températures du réservoir et du puits et du rendement de régénération, ainsi que pour le même fluide de travail le rendement du moteur Stirling est supérieur à celui de Brayton. Ainsi que le même constate pour le travail mécanique.

En conclusion, il serait difficile de choisir le moteur le plus performant du point de vue thermodynamique avec ce nombre important de paramètres. Il faut tout d'abord bien restreindre les dits paramètres pour pouvoir se prononcer.

Néanmoins, pour les rapports de volumes élevés le moteur Stirling est le plus performant en termes de rendement et de puissances.

Pour le moteur Stirling, il y a lieu de constater que l'hélium en qualité de fluide de travail permet d'obtenir les rendements les plus élevés. Par ailleurs, pour le moteur Brayton il y a lieu de distinguer deux plages de températures du réservoir T3 sur lesquelles les valeurs des rendements se chevauchent pour les différents fluides de travail. Pour une température du réservoir inférieur à 900K le rendement de l'hélium est le plus bas pour les différents rendements de régénération. Par contre celui du CO2 est le plus élevé sur cette même plage de température. Le constat est l'inverse pour $\eta_{reg} = 50\%$ où l'hélium est le plus performant. Pour la température T3=1200K l'air est le plus performant pour $\eta_{reg} = 80\%$, tandis que l'hélium est le plus performant pour $\eta_{reg} = 50\%$.

L'étude technico-économique des deux installations énergétiques solaires équipées de deux différents types de moteurs thermiques a fait révéler que le champ formé par des concentrateurs paraboliques équipés de moteur thermique Brayton est moins coûteux par rapport à celui équipé par des Stirling et que le délai d'amortissement de ce dernier se veut être inférieur de celui de Brayton. Ce délai d'amortissement pour un prix de revient unitaire égal à 0.07 € et un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 882.51 €/kW et 1125 €/kW respectivement est égal à 16.6 et 33.4 années pour Brayton et Stirling respectivement.

Un tel champ sera remboursé au bout de 25 ans avec un prix de revient unitaire égal à 0.114 €/kWh et 0.069€/kWh respectivement pour les champs de type Stirling et Brayton avec plus de 1580 unités de 10 kW et 849 unités de 18.6 kW, ce qui correspond à son tour à un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1695 €/kW et 1031.14€/kW respectivement.

Il ressort que le délai d'amortissement pour Brayton est égal à 24 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1031.14 €/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à 0.07 € ce qui correspond au prix du kWh sur le marché algérien cédé par SONELGAZ au particulier et que dans ces conditions le projet n'est pas rentable pour Stirling avec un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1695 €/kW.

Par ailleurs, le délai d'amortissement est égal à 5.4 ans et 11.2 ans pour un capital d'investissement par unité de puissance produite égal à 1031.14 €/kW et 1695€/kW et un prix de revient unitaire du kWh égal à celui rencontré sur marché mondial 0.17 € respectivement.

Bibliographies

- [1] Zaoui khalil, 2015, l'application de l'énergie solaire au moteur Stirling, l'école d'ingénieur de l'industrie minérale de rabat;
- [2] Jérôme FATET, 2015, LA CENTRALE DISH-STIRLING Etude technique et énergétique, ph. d. thesis. Université de Limoges;
- [3] Zhuopei Li , Yanlong Jiang, Zhihua Gan, Limin Qiu, Jie Chen, 2015, Influence of regenerator void volume on performance of a precooled 4 K Stirling type pulse tube cryocooler, *Cryogenics* 70 pp. 34-40;
- [4] Yuqiang Li a, b, Gang Liu a, Xianping Liu a, Shengming Liao, 2016, Thermodynamic multi-objective optimization of a solar-dish Brayton system based on maximum power output, *Hunan* 410083, pp. 319-337;
- [5] Thomas R. Mancini, 1997, solar electric dish Stirling system development, Albuquerque, NM 87185, pp. 285-292;
- [6] BRAYTON AND SOUTHWEST SOLAR TECHNOLOGIES DEMONSTRATED WORLD'S SECOND DISH BRAYTON SYSTEMS Site Web : <http://www.braytonenergy.net/news-and-updates/brayton-and-southwest-solar-technologies-demonstrated-world%E2%80%99s-second-dish-brayton-system/>. Date de la dernière consultation du site: 15/06/2016 ;
- [7] Power Cycles for Electricity Generation Site Web : <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter12/chapter12.html>; Date de la dernière consultation du site: 10/06/2016 ;
- [8] DJ. ZEBBAR, 2014, Thermodynamique: lois fondamentales, transformations et cycles de machines thermiques Polycopié de cours et de travaux dirigés, Institut de sciences et des technologies-CUT;
- [9] Le forum du moteur Stirling et des autres moteurs à air chaud Site Web : <http://forum.lixium.fr/d-1855458493.htm>. Date de la dernière consultation du site: 20/06/2016 ;
- [10] D. Zebbar , S. Kherris, N. Mohamed Chérif et B. Ghabi, 2015, Etude technico-économique d'un champ solaire de type stirling dish à Tissemsilt , *Revue des Energies Renouvelables* 18 N°2 315.
- [11] Donald R. Gallup, 1994, A SOLARIZED BRAYTON ENGINE BASED ON TURBO-CHARGER TECHNOLOGY AND THE DLR RECEIVER, Albuquerque, NM 87185-0703, USA;
- [12] T. Bello-Ochende, J.P. Meyer, Solar tracking for a parabolic dish used in a solar thermal Brayton cycle, Université of Pretoria;
- [13] Charles E. Andraka, 2008, COST/PERFORMANCE TRADEOFFS FOR REFLECTORS USED IN SOLAR CONCENTRATING DISH SYSTEMS, NM 87185, USA;
- [14] Wujun Wang, 2015, Development of an Impinging Receiver for Solar Dish-Brayton Systems, Ph. D. thesis. School of Industrial Engineering and Management, Stockholm;
- [15] Charles E. Andraka K. Scott Rawlinson Nate P. Siegel, 2012, Technical Feasibility of Storage on Large Dish Stirling Systems, Sandia National Laboratories Albuquerque, California;
- [16] S. Fethallah, 2012, modélisation et optimisation des cycles thermodynamiques de puissance (rankine-brayton-stirling) en vue de la production d'énergie, magister. thesis. Université Kasdi Merbah Ouargla;
- [17] G.F. Nellis, J.R. Maddocks, 2002, an isothermal model of a hybrid Stirling/reverse-Brayton cryocooler, *Cryogenics* 43 pp. 31-43;
- [18] Yuehong Bi , Guozhen Xie , Lingen Chen , Fengrui Sun, 2012, Applied Mathematical Modelling, Institute of Civil & Architectural Engineering, Applied Mathematical Modelling 36 pp. 1854-1863;
- [19] Mohammad H. Ahmadi , Mohammad Ali Ahmadi , Amir H. Mohammadi , Michel Feidt , Seyed Mohsen Pourkiaei , 2014, Energy Conversion and Management, Department of Renewable Energies, Faculty of New Science and Technologies, Energy Conversion and Management 82 pp. 351-360;
- [20] C. E. Andraka, 2013, Dish Stirling advanced latent storage feasibility, Sandia National Laboratories, Energy Procedia 49 pp. 684-693;

- [21] Dulal Ch. Das, N. Sinha, A.K. Roy, 2014, Electrical Power and Energy Systems, NIT Silchar, Assam, Electrical Power and Energy Systems 63 pp. 485-498;
- [22] LALLEMAND A. PONS M. ,2014,An experimental study on the performance of the moving regenerator for a c-type twin power piston Stirling engine, Clean Energy Center,Kun Shan University, Yung-Kang.
- [23] Sébastien BONNET, 2005, Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON, ph. d. thesis. Université de Pau et des Pays de l'Adour;
- [24] BanchaKongtragool, Somchai Wongwises,2005, Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, Renewable Energy 31pp. 345-359;
- [25] Yoshitaka Kato, Kazunari Baba, 2014, Empirical estimation of regenerator efficiency for a low temperature differential Stirling engine, Renewable Energy 62pp. 285-292;
- [26] Tianjun Liao, Jian Lin, 2015, Optimum performance characteristics of a solar-driven Stirling heat engine system, Department of Physics, Energy Conversion and Management 97 pp. 20-25;
- [27] RamlaGheith, FethiAloui, Sassi Ben Nasrallah, 2015, Determination of adequate regenerator for a Gamma-type Stirling engine, Applied Energy 139 pp. 272-280;
- [28] Mohammad H. Ahmadi , HadiHosseinzade , HoseynSayyaadi ,Amir H. Mohammadi , FarshadKimiaghalam ,2013, Application of the multi-objective optimization method for designing a powered Stirling heat engine,Design with maximized power,thermal efficiency and minimized pressure loss, Renewable Energy 60, pp. 313-322;

Résumé

L'Algérie, d'ailleurs comme beaucoup de pays arabes et africains 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. 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 et comparaison thermodynamique de deux systèmes d'installations énergétiques solaires pour la production de puissance. Le premier système est composé de concentrateurs paraboliques équipés de moteurs thermiques de type Stirling, tandis que le deuxième est composé des mêmes concentrateurs paraboliques mais équipés de moteurs thermiques de type Brayton. En plus de la comparaison thermodynamique, une autre technico-économique est aussi effectuée.

À l'issue de cette étude, il ressort que le champ solaire composé de concentrateur parabolique de type Brayton est économiquement plus viable malgré ses performances relativement basses.

Les mots clé

Parabole Stirling, parabole Brayton, délai d'amortissement, capital d'investissement

Abstract

Algeria, as many Arab and African countries is confronted from now on with economic and energy challenges Unprecedented. These challenges are going to be stressed with the decline of the reserves of natural gas and some oil. The preservation of the energy independence of the country and its economic and social prosperity in a near future happen from today. In this context, the promotion of the sector of the renewable energies and more particularly the solar thermal sector is very promising. The present work aligns itself with the same above-mentioned objectives. It is dedicated to the study and the comparison thermodynamics of two systems of solar energy installations for the production of power. The first system consists of parabolic concentrators parabolic been driven by thermal engines of Stirling type, while second is composed of the same concentrators parabolic but been driven by thermal engines of Brayton type. Besides the thermodynamic comparison, another technico-economic is also carried out. At the conclusion of this study, it arises that the solar field made up of parabolic concentrator of Brayton type is economically more viable in spite of its relatively low performances.

The keywords

Dish Stirling, dish Brayton, payback time, Investment capital cost.

ملخص

الجزائر مثل الكثير من الدول العربية و الافريقية تواجه الان تحديات اقتصادية و طاقوية تتمثل في تراجع احتياطات البترول و الغاز الطبيعي . الحفاض على الاكتفاء الطاقوي يحقق الازدهار الاقتصادي و الاجتماعي في القريب العاجل, في هذا السياق تعزيز قطاع الطاقة المتجددة و خاصة قطاع الطاقة الشمسية واعد جدا .

هذا العمل ينسجم مع نفس الاهداف المذكورة و هو عبارة عن دراسة و مقارنة ديناميكية حرارية بين نوعين من منشآت الطاقة الشمسية و المتمثلة في طبق سترلنغ و برايتن و كذلك قمنا بدراسة اقتصادية و فنية .

و في الاخير استنتجنا ان منشأة الطاقة الشمسية المتمثلة في طبق برايتن اقل تكلفة و لكن ادائه منخفض نسبيا

الكلمات المفتاحية

طبق سترلنغ , طبق برايتن, الوقت اللازم لرد الدين, تكلفة راس مال الاستثمار.