



**HAL**  
open science

# **Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion**

Abdallah Bouam, Rabah Kadi, Slimane Aissani

► **To cite this version:**

Abdallah Bouam, Rabah Kadi, Slimane Aissani. Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. <hal-00167203>

**HAL Id: hal-00167203**

**<https://hal.science/hal-00167203v1>**

Submitted on 29 Aug 2007

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



HAL Authorization

# AMELIORATION DES PERFORMANCES DES TURBINES A GAZ PAR L'INJECTION DE LA VAPEUR D'EAU A L'AMONT DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

Abdallah BOUAM<sup>(\*)</sup>, Rabah KADI<sup>(\*)</sup> & Slimane AISSANI<sup>(\*\*)</sup>

<sup>(\*)</sup> : Centre de Recherche Nucléaire de Birine CRNB, B.P 180, 17200 Aïn-Oussera, Algérie.

<sup>(\*\*)</sup> : Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie Université M'Hamed Bougara Boumerdès.  
Avenue de l'Indépendance, Boumerdès 35000 Algérie.

Bouam05\_abd@yahoo.fr , Slim50dz@yahoo.fr et khaled2003@hotmail.com

**Résumé :** Le travail consiste en élaboration d'un programme d'analyse et de calcul les paramètres des différents processus d'une turbine à gaz tels que la compression, la combustion et la détente. L'influence des conditions ambiantes sur les performances de la machine considérée a été mise en évidence. Afin de rendre cet équipement insensible à la variation de la température ambiante, l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion a été proposée. Les résultats obtenus de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine à gaz et de l'injection de la vapeur d'eau sont en bonne concordance avec la variation qualitative de ces conditions. Ces résultats sont présentés sous forme de courbes pour une meilleure illustration des phénomènes physiques.

**Mots clés :** turbine à gaz, cycle simple, injection de vapeur, bilan énergétique, puissance spécifique et le rendement thermique global.

## 1. INTRODUCTION

L'emploi des turbines à gaz est très répandu dans l'industrie des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique [1 et 2]. Malgré leurs nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Actuellement pour solutionner le problème, compte tenu des régions d'exploitation, on procède, lors du projet, au surdimensionnement systématique des groupes d'entraînement par rapport aux machines entraînées. Certes, ce moyen assez fiable est loin d'être économique compte tenu des prix élevés de ces machines et du nombre d'installations en exploitation. Le cycle d'une turbine à gaz est très souple de telle sorte que ses performances puissent être améliorés, en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple [3-12]. Le processus de combustion s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau selon les réactions chimiques présentées dans la figure 2-b. Celle-ci a été injectée à l'amont de la chambre de combustion. Cette méthode conduit à une amélioration du rendement d'une turbine à gaz. L'augmentation du rendement et de la puissance de sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant les canaux inter-aubages de la turbine de détente. Pour cela une étude théorique est faite en modélisant un cycle simple par la récupération de la chaleur des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour l'utilisation, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un vrai cycle. A cet effet, les propriétés physiques du fluide moteur ont été prises réelles (en fonction de la température et de la pression) [1-4, 9-11].

## 2. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

### 2.1. Description générale

Le comportement du cycle thermodynamique, ainsi que ses détails, influent d'une manière significative sur la conception du moteur et de ses paramètres. C'est pourquoi les relations des paramètres du cycle doivent être analysées avec précision [1, 2, 9 et 12].

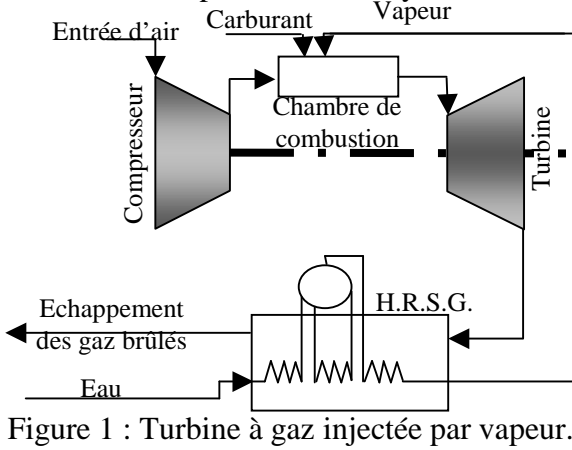


Figure 1 : Turbine à gaz injectée par vapeur.

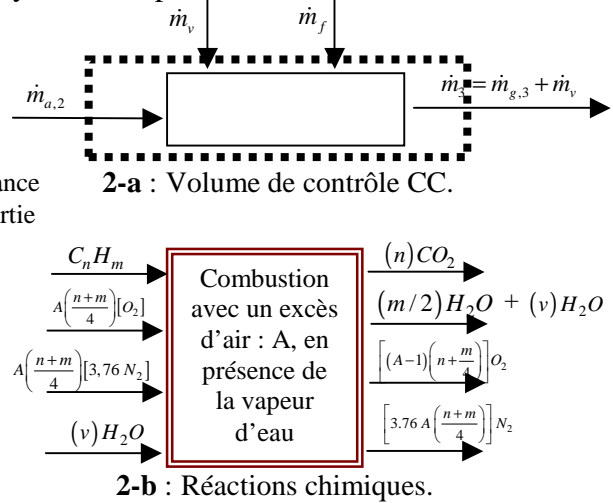


Figure 2 : Processus de combustion.

### 2.2. Cycle proposé

La figure 1 représente l'arrangement d'un cycle injecté par la vapeur d'eau. De l'air est refoulé en aval du compresseur à une pression  $p_2$ . La combustion s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau dont les propriétés physiques sont calculées pour des conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion [8 et 10]. L'écoulement du mélange des gaz de combustion et de la quantité de la vapeur supplémentaire traversant les canaux inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation progressive de la puissance délivrée par la turbine. L'énergie des gaz d'échappement est utilisée pour produire de la vapeur surchauffée au niveau d'un récupérateur.

## 3. EVALUATION DES PERFORMANCES D'UN CYCLE INJECTE PAR LA VAPEUR

Afin de rendre la turbine à gaz insensible à la variation de la température ambiante, la méthode d'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion a été appliquée. Cette opération ne se réalisera que lorsque les paramètres d'entrées du compresseur dépassent les valeurs des conditions standards de cette machine.

Le recalcul des nouveaux processus s'effectue à partir d'un bilan énergétique appliqué à un volume élémentaire de la chambre de combustion présenté sur la figure 2, donne :

$$\dot{m}_a * h_{2,a} + \dot{m}_f * PCI + \dot{m}_v * h_{v,t_{inj}} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * h_{3,g} + \dot{m}_v * h_{v,t_{CC}} \quad (1)$$

Pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante, en présence de la vapeur d'eau (dont les paramètres d'injection  $t_{inj}$ ,  $p_{inj}$ ), il est nécessaire d'ajouter encore plus de carburant.

$$f' = \frac{(h_{3,g} - h_{2,a}) + vap * (h_{3,v} - h_{2,v})}{\eta_{CC} * PCI - h_{3,g}} \quad (2)$$

Et la puissance développée par la turbine est donnée par :

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v * (h_{v,t_{CC}} - h_{v,t_4}) \quad (3)$$

#### 4. HYPOTHESES

Les calculs ont été réalisés sur des gammes de rapport de pression (1 - 10) et de température ambiante (0 - 50°C). Le détail sur les différents paramètres est donné dans le tableau 1.

	P <sub>Const</sub> (kW)	η <sub>Th_Const</sub> (%)	t <sub>CC</sub> (°C)	PCI (kJ/kg)	C <sub>f</sub> (-)	η <sub>C</sub> (%)	η <sub>T</sub> (%)	η <sub>méc</sub> (%)	Δp <sub>CC</sub> (%)	η <sub>CC</sub> (%)	Δp <sub>Adm</sub> (%)
Caractéristiques GE MS5002	18000	23	900	45119	1,02	90	88	95	4	95	1

Tableau 1 : Caractéristiques de la turbine à gaz GE MS5002.

#### 5. RESULTATS & INTERPRETATIONS

##### 5.1. Performances de la turbine à gaz simple sans injection de la vapeur

Pour un fonctionnement normal d'une turbine à gaz (sans injection), lorsque la température ambiante augmente au dessus de celle de référence, les performances de la machine diminuent. La diminution devient importante lorsque la température ambiante est maximale (figure 4).

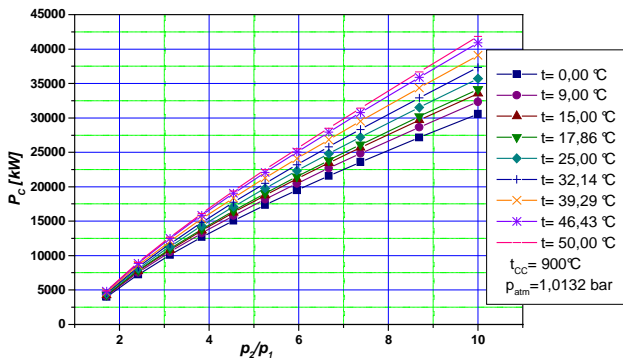


Figure 3 : Puissance absorbée par le compresseur.

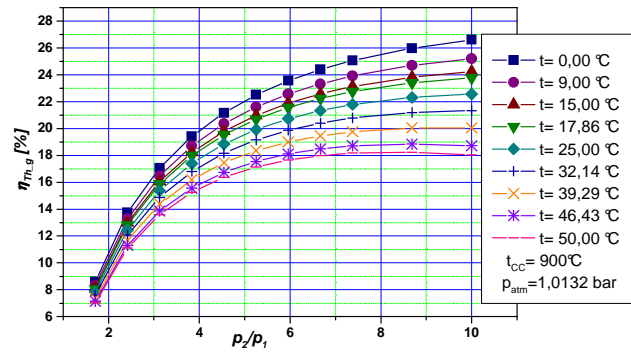


Figure 4 : Rendement thermique global.

On constate sur la figure 3 que la puissance absorbée par le compresseur est proportionnelle au rapport de pression pour une gamme de température ambiante de (0 °C < t<sub>amb</sub> < 50 °C). Sur la figure 4, lorsque la température ambiante devient importante (≈ t<sub>amb</sub> > 30°C), on remarque que le profil du rendement tend vers une valeur maximale η<sub>th\_max</sub> pour 7 < τ<sub>opt</sub> < 9. Toute fois, il n'est pas possible de dépasser la valeur (ε ≈ 7,3671) donnée par le constructeur, à cause des limitations imposées par la résistance des matériaux (fluage).

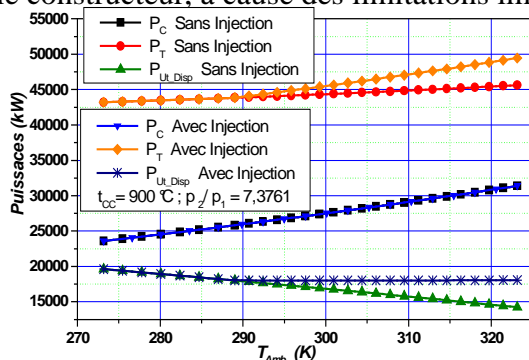


Figure 5 : Puissances sans et avec l'injection de la vapeur.

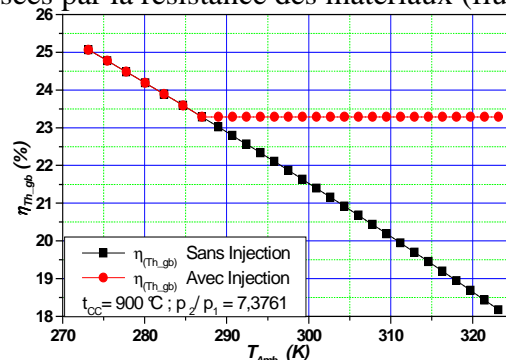


Figure 6 : Rendements sans et avec l'injection de la vapeur.

Sur la figure 5, la puissance absorbée par le compresseur et celle fournie par la turbine varient proportionnellement avec la température ambiante et  $P_T$  reste presque constante à cause de la limitation de la température de combustion (donnée par le constructeur). L'augmentation de  $P_c$  est importante, en raison de la masse volumique du fluide moteur qui varie avec la température ambiante. La diminution de la puissance utile conduit à une diminution du rendement thermique de la turbine à gaz, ce qui est illustré à la figure 6.

## 5.2. Performances de la turbine à gaz simple avec injection de la vapeur d'eau

La figure 5 montre les distributions de puissances des différents processus d'une turbine à gaz en fonction de la température ambiante. La puissance absorbée par le compresseur est la même dans les deux cas sans injection et avec l'injection, car aucune variation n'a été effectuée au niveau de la compression. La puissance délivrée par la turbine dans le cas de l'injection de la vapeur d'eau est supérieure à celle dans le cas sans injection de la vapeur. Ceci est dû à la masse supplémentaire de vapeur injectée, ce qui stabilise le rendement thermique, qui est montré dans sur figure 6. L'injection de la vapeur commence lorsque la température ambiante devient supérieure à la température standard.

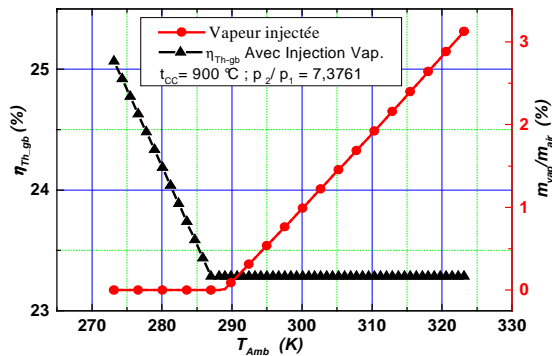


Figure 7 : Rendement et le rapport (vapeur-air) injecté.

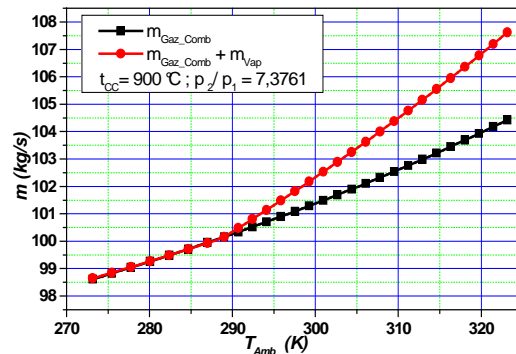


Figure 8 : Débit du fluide moteur.

La figure 7 montre les distributions : de la quantité de la vapeur injectée et le rendement thermique en fonction de la température ambiante. On constate sur cette figure que, pour  $T_{Amb} < T_{Iso}$ , l'évolution du rendement est comme une turbine à gaz fonctionnant sans injection ce qui est remarqué pour  $vap=0$ . La figure 8 montre une comparaison entre les fluides moteur dans les deux cas : pour un cycle simple et un cycle injecté par vapeur au cours d'un fonctionnement de la machine pour les quatre saisons.

## 6. CONCLUSION

Les turbines à gaz ont pris ces dernières années un rythme de développement accéléré, plus particulièrement dans le domaine de l'industrie des hydrocarbures. Les machines utilisées comme groupe de puissance sont confrontées à des conditions climatiques rudes du sud Algérien où la température de l'air ambiant est variable et avoisine souvent  $50^{\circ}\text{C}$  en été, ce qui fait chuter la puissance utile de plus de 20%, ce qui est considérable. De ce fait, rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, revêt un caractère urgent. L'installation d'un dispositif équipé d'un circuit d'eau d'alimentation, d'un économiseur et d'un évaporateur entraîné par l'énergie des gaz d'échappement est proposée. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et le rendement d'une turbine à gaz se stabilisent, quand une quantité de la vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la température ambiante.

**Nomenclature**

A	coefficient d'excès d'air, -.
$c_p, c_v$	Chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant, $J.kg^{-1}.K^{-1}$ .
f	Rapport de carburant/air (sans injection de la vapeur) $f = \dot{m}_{carb} / \dot{m}_a$ , %.
f'	Rapport de carburant/air (avec injection de la vapeur) $f' = \dot{m}'_{carb} / \dot{m}_a$ , %.
GN	Gaz naturel, -.
k	Coefficient polytropique du fluide, -.
$\dot{m}$	Débit massique de l'écoulement, $kg.s^{-1}$ .
p	Pression, <i>bar</i> .
P	Puissance, W.
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du carburant, $kJ.kg^{-1}$ .
R	Constante spécifique du gaz, $J.kg^{-1}.K^{-1}$ .
t	Température, °C.
T	Température, K.
vap	Rapport (écoulement de la vapeur -écoulement d'air), $vap = \dot{m}_v / \dot{m}_a$ , %.

## Symboles grecs

$\gamma$	Exposant isentropique, $\gamma = c_p / c_v$ , -.
$\Delta p$	Chute de pression, <i>bar</i> .
$\eta$	Rendement isentropique, %.
$\eta_{Th\_gb}$	Rendement thermique du cycle, %.
$\varepsilon$	Rapport de pression du compresseur, -.

## Exposants, Indices

1, 2, 3, 4	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.
a	Quantité liée à l'air.
Adm	Quantité liée à l'admission.
Amb	Quantité liée à l'ambient.
C	Quantité liée au compresseur.
CC	Quantité liée à la chambre de combustion
const	Quantité liée au constructeur.
f	Quantité liée au carburant.
g	Quantité liée aux gaz de combustion.
inj	Quantité liée aux paramètres d'injection.
ISO	Quantité liée aux conditions standards.
méc	Quantité liée aux pertes mécaniques.
T	Quantité liée à la turbine.
v	Quantité liée à la vapeur d'eau injectée.

**Références**

- [1] P.J. Potter, Power plant theory and design, *Second edition of steam power plant john Wiley & sons New York Chichester Brisbane Toronto*, 1976.
- [2] M.M. EL-Wakil, Power plant technology, *International student edition 1<sup>st</sup> printing*, 1985.
- [3] K Mathioudakis, Evaluation of steam and water injection effects on gasturbine operation using explicit analytical relations, *J. Power and Energy*, Volume 216 Part A, 2002.
- [4] H. Haselbacher, Performance of water/steam injected gas turbine power plants consisting of standard gas turbines and turbo expanders, *Int. J. Energy Technology and Policy*, Volume 3, 2005.
- [5] D. Zhao, Y. Ohno, T. Furuhashi, H. Yamashita, N. Arai & Y. Hisazumi, Combustion technology in a novel gas turbine system with steam injection and two-stage combustion, *J. Chemical Engineering of Japan*, Volume 34, pp 1159-1164, 2001.
- [6] R.C. Hendricks, Water Injected Turbomachinery, *National Aeronautics and Space Administration Glenn Research Center*, March 2005.
- [7] International Association for the Properties of Water and Steam, Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, *Erlangen, Germany*, September 1997.
- [8] H.D. Goldammer, Computes thermophysical Properties of water / steam, based on rational formulation for the free energy  $F = U - T*S$  (Helmholtz-Function), *B.T.W.B. Last Update 30. 04, Schwaebisch Gmuend, Germany*, 1984.
- [9] J.H. Keenan, J. Chao & J. Kaye, Gas tables thermodynamic properties of air products of combustion and component gases compressible flow functions, *Second edition New York Chichester Brisbane Toronto Singapore*, 1979.
- [10] R. Bidard & J. Bonnin, Energétique et turbomachines, *Editions Eyrolles Saint-Germain Paris*, 1979.
- [11] R. Kling, Thermodynamique générale et applications, *Editons Technip Paris*, 1980.
- [12] J.H. Horlock, Advanced Gas Turbine Cycles, *Elsevier Science Ltd*, First edition 2003.