



Étude énergétique et exergetique d'un nouveau système de refroidissement à absorption utilisé pour le refroidissement de l'air admis dans les turbines à gaz

Haythem SAHLI^{a,1}, Lakdar KAIROUANI^a, Ezzedine NAHDI^a

^a Unité de recherche Energétique & Environnement– ENIT

BP 37, Le Belvédère 1002 Tunis, Tunisie

¹ sahlhaythem@gmail.com

Résumé : Les turbines à gaz sont sans doute parmi les piliers principaux de la production de l'énergie électrique dans le monde entier. Cependant, les performances de ces dernières diminuent considérablement avec l'augmentation de la température ambiante. Ce travail présente une étude théorique des possibilités de l'amélioration des performances des turbines à gaz par le refroidissement de l'air admis par l'intermédiaire d'une machine frigorifique à absorption contenant deux éjecteurs. Trois couples ont été utilisés dans cette étude : NH₃-H₂O, NH₃-NaSCN et NH₃-LiNO₃. Un modèle de la turbine à gaz utilisant les cartes standard du compresseur et de la turbine disponibles dans la littérature a été réalisé. Ce modèle a été validé avec les données de fonctionnement de la turbine à gaz de la société tunisienne de l'électricité et du gaz «STEG» situé dans la centrale électrique thermique à La Goulette. Ensuite, les effets du refroidissement de l'air admis par les machines à absorption étudiées ont été comparés. Les résultats ont montré que l'utilisation du refroidissement de l'air admis améliore les performances de la turbine à gaz lorsque la température ambiante est élevée. De plus, l'ajout des éjecteurs permet d'augmenter considérablement le COP du cycle à absorption et par la suite le coût d'installation de la machine à absorption sera réduit. L'étude exergetique a montré que la chambre de combustion est la responsable de la plus grande partie de la destruction d'exergie dans la turbine à gaz. Dans la machine à absorption, l'éjecteur «ej2», l'échangeur de chaleur, l'absorbeur et le générateur sont les plus grandes sources d'irréversibilité.

Mots clés : Turbine à gaz, machine à absorption, éjecteur

1. Introduction

Les turbines à gaz ont joué un rôle important dans le développement de notre vie moderne, surtout par l'amélioration de la production de l'énergie électrique et par l'amélioration des systèmes de transport aérien et naval. En ce qui concerne la production de l'énergie électrique, ces machines représentent le pilier principal dans ce domaine surtout pour les pays en développement. Par exemple dans le cas de la Tunisie, selon le rapport annuel de 2014 de la société tunisienne de l'électricité et du gaz (STEG), la part des turbines à gaz dans les puissances installées pour la production de l'énergie électrique dépasse 72%, soit 37% pour les turbines à gaz et 35% pour les cycles combinés [1].

Les performances d'une turbine à gaz dépendent beaucoup des conditions de l'air admis dans le compresseur qui ne sont pas constantes, mais elles varient selon le temps et selon la région. En effet, les turbines à gaz sont conçues pour des conditions ambiantes précises dites conditions ISO (Température ambiante = 15 °C, humidité relative = 60 et pression = 1 bar). Tout changement dans les conditions de l'air ambiant va affecter les performances de la turbine à gaz.

Une des solutions pour ce problème est l'utilisation des techniques qui permettent de refroidir l'air ambiant à des valeurs désirables. Le refroidissement de l'air admis dans une turbine à gaz en dessous de la température ISO permet de produire une puissance supérieure à la nominale. Les principaux systèmes de refroidissements de l'air d'admission des turbines à gaz sont les suivants [2] :

- Refroidissement par évaporation.
- Refroidissement par machines frigorifiques à compression mécanique de vapeur.
- Refroidissement par machines frigorifiques à absorption.
- Refroidissement hybride.
- Systèmes de stockage d'énergie thermique.

Le principe du refroidissement par évaporation consiste à faire passer l'air admis de la température sèche à la température humide. Les principaux systèmes de refroidissement par évaporation sont: systèmes de refroidissement à module humide et les systèmes de refroidissement par pulvérisation d'eau. Hosseini et al [3] ont étudié le refroidissement par évaporation pour un cycle combiné. Ils ont trouvé que pour une température ambiante de 40 °C et une humidité relative de 10%, une diminution de la température jusqu'à 19°C est assurée et l'augmentation de la puissance est de 12 %. Sanay et Tahani [4] ont étudié trois scénarios du refroidissement par pulvérisation: pulvérisation saturée, surplus de pulvérisation de 1% à 2 %, ils ont trouvé que les améliorations de la puissance de la turbine à gaz sont respectivement 10.4%, 20% et 29%.

Cross et al [5] ont étudié un système de stockage hybride (eau glacée/glace). Ils ont trouvé que ce cycle donne les mêmes performances du refroidissement par stockage de la glace tout en gagnant entre 6 à 36% du coût d'investissement.

Les machines frigorifiques à absorption sont parmi les meilleures solutions puisqu'elles permettent de valoriser les rejets thermiques de la turbine à gaz et que ces machines fonctionnent avec des mélanges frigorigènes écologiques. Popli et al [6] ont montré dans leur étude que l'utilisation des machines à absorption fonctionnant avec le couple LiBr-H₂O permet de gagner plus de 5 fois l'énergie gagnée par le système de refroidissement par évaporation et que les machines frigorifiques à compression mécanique de vapeurs nécessitent le 1/5 de l'énergie gagné pour fonctionner.

En revanche, les machines frigorifiques à absorptions simple effet ont un faible coefficient de performance « COP » par rapport aux machines à compression mécanique de vapeur.

Plusieurs améliorations du cycle frigorifique à absorption simple effet ont été étudiées, dont on cite les plus prometteuses: les cycles frigorifiques à absorption double effet et triple effet. Ces deux cycles assurent des bonnes améliorations du COP, où il peut atteindre 1.4 pour le cycle double effet et 1.74 pour le cycle triple effet [7]. En revanche, l'augmentation du COP de ces deux cycles est accompagnée par une augmentation du coût d'investissement.

Une autre méthode pour améliorer les performances du cycle frigorifique à absorption est d'introduire un éjecteur dans ce dernier. L'éjecteur est un dispositif statique qui permet d'aspirer un fluide à basse pression à l'aide d'un fluide à haute pression et de refouler le mélange des deux fluides à une pression intermédiaire. L'avantage de l'éjecteur est qu'il a un concept simple donc peu coûteux et il n'a pas de pièces mobiles et par suite les frais d'entretien sont faibles.

Plusieurs recherches ont montré qu'un éjecteur placé entre le générateur (source du fluide à haute pression), l'évaporateur (source du fluide à basse pression) et le condenseur (Le refoulement) permet d'améliorer le COP de 20 à 40 % [8] [9].

D'autres recherches ont étudié l'effet de l'éjecteur placé à l'entrée de l'absorbeur à la place du détendeur. Cet éjecteur permet de créer un niveau de pression intermédiaire à l'absorbeur entre la basse pression et la haute pression.

Chen [10] a étudié ce cycle fonctionnant avec le couple R22-DME-TEG, il a trouvé que ce cycle augmente le COP par rapport au cycle simple effet de 16 à 20%. De plus la température d'activation au générateur a diminué de presque 20 °C.

Vereda et al [11] ont étudié l'effet de la géométrie de l'éjecteur sur les performances du cycle à absorption fonctionnant avec le couple NH₃-LiNO₃, ils ont trouvé que la température d'activation a diminué à l'entour de 9 °C par rapport à celle du cycle à absorption simple effet.

Notre travail porte sur l'amélioration du cycle à absorption simple effet par l'introduction de deux éjecteurs dans les mêmes positions citées précédemment et d'étudier l'effet de cette modification sur les performances de la turbine à gaz.

2. Description du system étudié

Dans cette étude, l'air admis dans la turbine à gaz est refroidi par une machine frigorifique à absorption qui de ça part utilise les gaz brûlés de la turbine à gaz comme source de chaleur (Figure 1). Pour valider le modèle développé, les données expérimentales de fonctionnement de la turbine à gaz de la STEG situé dans la centrale électrique thermique à la Goulette ont été utilisées. C'est une turbine à gaz de type MS9001E (PG9171). Elle est conçue pour fournir dans les conditions ISO une puissance nette aux bornes de l'alternateur de 123,400 MW [12].

Dans le cycle à absorption simple effet il existe deux niveaux de pression : la haute pression au niveau du condenseur et du générateur et la basse pression au niveau de l'évaporateur et l'absorbeur. En revanche, le nouveau cycle à absorption avec deux éjecteurs contient quatre niveaux de pression : la basse pression toujours au niveau de l'évaporateur, une première pression intermédiaire au niveau de l'absorbeur, une deuxième au condenseur et la haute pression au générateur.

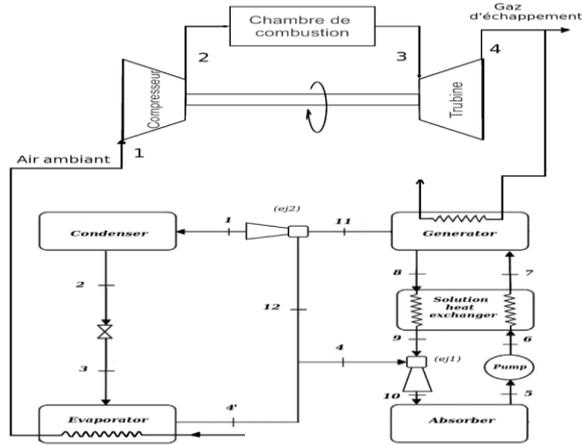


Figure 1 : Schéma de la turbine à gaz avec système de refroidissement à absorption avec deux éjecteurs

3. Matériels et méthodes

3.1. Analyse du cycle à absorption avec deux éjecteurs

3.1.1. Hypothèses

Pour simplifier les calculs, les hypothèses suivantes ont été prises en considération:

Hypothèses globales:

- La vapeur de réfrigérant issue du générateur est considérée comme de l'ammoniac pur.
- Les pertes de pression et les pertes thermiques sont négligées.

Hypothèses pour l'éjecteur "ej1":

- Les pertes de pression et du moment sont négligeables pour le fluide secondaire.
- Les frottements sont négligeables.
- La pression de la solution pauvre à la sortie de la tuyère primaire est égale à la pression de l'évaporateur.
- Les propriétés du fluide à la sortie de la chambre de mélange sont uniformes.
- L'énergie potentielle est négligeable.
- Le fluide est incompressible.

Hypothèses pour l'éjecteur "ej2":

- Les vitesses des fluides aux points 11, 12 et 1 sont égaux à zéro (conditions de stagnation).
- Les fluides primaire et secondaire ont la même masse molaire et le même indice adiabatique .
- Le mélange se produit à une pression constante entre (i) et (j)
- Des chocs transversaux peuvent se produire à n'importe quel plan entre (j) et (k).

3.1.2. Analyse énergétique et exergétique du cycle à absorption

Pour analyser ce cycle à absorption, nous devons fixer certaines propriétés afin de déterminer le reste. Dans notre cas, les données initiales sont les températures à l'absorbeur, le générateur, le condenseur et l'évaporateur. En plus de l'efficacité de l'échangeur de chaleur et de la puissance frigorifique.

En utilisant la température de condensation T_{cd} , la pression dans le condenseur et l'enthalpie au point (2) sont déterminées:

$$T_2 = T_{cd}; P_{cd} = P_2 = f(T_{cd}); h_2 = f(T_2, P_2); m_2 = m_1 \quad (1)$$

Le réfrigérant subit une détente isenthalpique dans le détendeur et entre dans l'évaporateur:

$$P_3 = P_{ev}; h_3 = h_2; T_3 = f(P_3, h_3); m_3 = m_2 \quad (2)$$

A partir de la température d'évaporation, on détermine:

$$T_{4'} = T_{ev}; P_{ev} = f(T_{ev}); h_{4'} = f(T_{ev}, P_{ev}); m_{4'} = m_3 \quad (3)$$

En utilisant la puissance frigorifique, le débit massique du réfrigérant aux points (1), (2), (3) et (4 ') est déterminé:

$$m_{4'} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{(h_{4'} - h_3)} \quad (4)$$

En utilisant le rapport d'entraînement ω_{ej2} de l'éjecteur « ej2 », les propriétés aux points (12) et (11) peuvent être déterminées:

$$m_{12} = \omega_{ej2} m_{11} \quad (5)$$

$$m_{11} = m_4 = \frac{m_1}{(1 + \omega_{ej2})} \quad (6)$$

$$h_1 = \frac{h_{11} + \omega_{ej2} h_{12}}{1 + \omega_{ej2}} \quad (7)$$

Pour étudier la boucle absorbeur-générateur (composée de l'absorbeur, du générateur, de l'échangeur de chaleur, de la pompe et de l'éjecteur "ej1"), il faut déterminer la concentration de la solution faible et riche.

La concentration de la solution riche x_r (solution dans les points (5), (6) et (7)) est déterminée par:

$$x_r = f(T_5, P_5) \quad (8)$$

L'enthalpie de la solution riche quittant l'absorbeur est déterminée par:

$$h_5 = f(T_5, x_r) \quad (9)$$

La concentration de la solution faible x_w (solution dans les points (8) et (9)) est déterminée par:

$$x_w = f(T_8, P_8) \quad (10)$$

La pression dans le générateur représente la pression du fluide primaire de l'éjecteur "ej2" et elle est déterminée par les relations suivantes [9]:

$$\frac{\text{pression primaire}}{\text{pression de refoulement}} > 1.3 \frac{\text{pression de refoulement}}{\text{pression secondaire}} \quad (11)$$

L'enthalpie de la solution faible qui sort du générateur est déterminée par:

$$h_8 = f(T_8, x_w) \quad (12)$$

Le bilan de masse dans le générateur donne:

$$m_7 = m_{11} + m_8 \quad (13)$$

$$x_7 m_7 = m_{11} + x_8 m_8 \quad (14)$$

A partir des équations (21) et (22), les débits massiques de la solution riche et de la solution faible sont obtenus :

$$m_7 = m_{11} \frac{(1 - x_8)}{(x_7 - x_8)} \quad (15)$$

$$m_8 = m_{11} \frac{(1 - x_7)}{(x_7 - x_8)} \quad (16)$$

La pompe permet à la solution riche de passer de la pression de l'absorbeur à la pression du générateur. Cette transformation est supposée isothermique, nous obtenons:

$$P_6 = P_g; T_6 = T_5; m_6 = m_5; \rho_6 = f(T_6, x_6); h_6 = h_5 + \frac{P_6 - P_5}{\rho_6} \quad (17)$$

La puissance nécessaire par la pompe peut donc être déterminée :

$$\dot{W} = m_6(h_6 - h_5) \quad (18)$$

En utilisant l'efficacité de l'échangeur de chaleur, les propriétés des points (7) et (9) sont déterminées:

$$P_9 = P_8; \quad T_9 = \eta_{ex}T_6 + (1 - \eta_{ex})T_8; \quad h_9 = f(T_9, x_9); \quad m_9 = m_8 \quad (19)$$

$$P_7 = P_6; \quad m_7 = m_6; \quad T_7 = f(T_7, x_7); \quad h_7 = h_6 + \frac{m_8}{m_6}(h_8 - h_9) \quad (20)$$

Le débit de chaleur au générateur est déterminé par la relation suivante:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_7h_7 \quad (21)$$

En supposant qu'il n'y ait pas d'absorption dans l'éjecteur "ej1", le bilan de masse donne:

$$m_4h_4 + m_9h_9 = m_9h_{10s} + m_4h_{10r} \quad (22)$$

Avec h_{10s} et h_{10r} représentent respectivement l'enthalpie de la solution et du réfrigérant à la sortie de l'éjecteur "ej1":

$$h_{10s} = f(T_{10}, x_9) \quad (23)$$

$$h_{10r} = f(T_{10}, P_a) \quad (24)$$

Le COP du cycle peut être calculée selon l'équation suivante:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_g + \dot{W}} \quad (25)$$

Dans une étude énergétique, tous les processus thermodynamiques sont régis par les lois de conservation de la masse et de l'énergie. Ces lois de conservation stipulent que la masse et l'énergie ne peuvent n'être ni créer ni détruites dans un processus. L'exergie, cependant, n'est pas conservé, mais elle est détruite par des processus irréversibles dans un système. La destruction d'exergie peut être exprimée par la différence entre la somme des exergies à l'entrée et à la sortie du système :

$$E_d = \sum E_e - \sum E_s + \left[\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \right]_e - \left[\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \right]_s \pm \sum \dot{W} \quad (26)$$

L'exergie à n'importe quel point (i) du système est définie comme :

$$E_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)) \quad (27)$$

Avec T_0 , h_0 et s_0 sont respectivement la température, l'enthalpie et l'entropie de l'environnement de référence.

En appliquant l'équation (26) sur le cycle à absorption étudié, les destructions d'exergie dans les différents composants peuvent être déterminées :

– La destruction d'exergie dans le générateur :

$$E_{dg} = E_8 - E_7 - E_{11} + \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (28)$$

– La destruction d'exergie dans l'absorbeur :

$$E_{da} = E_{10} - E_5 - \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \quad (29)$$

– La destruction d'exergie dans le condenseur :

$$E_{dcd} = E_1 - E_2 - \dot{Q}_{cd} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cd}}\right) \quad (30)$$

– La destruction d'exergie dans l'évaporateur :

$$E_{dev} = E_3 - E_{4'} + \dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right) \quad (31)$$

– La destruction d'exergie dans les éjecteurs :

$$E_{dej1} = E_4 + E_9 - E_{10} \quad (32)$$

$$E_{dej2} = E_{11} + E_{12} - E_1 \quad (33)$$

– La destruction d'exergie dans le détendeur :

$$E_{dd} = E_2 + E_3 \quad (34)$$

– La destruction d'exergie dans l'échangeur :

$$E_{dech} = E_6 + E_8 - E_7 - E_9 \quad (35)$$

– La destruction d'exergie dans la pompe :

$$E_{dp} = E_5 - E_6 + \dot{W} \quad (36)$$

– La destruction d'exergie totale est :

$$E_{dt} = E_{dev} + E_{da} + E_{dg} + E_{dcd} + E_{dd} + E_{dech} + E_{dej1} + E_{dej2} + E_{dp} \quad (37)$$

L'efficacité exergetique est le rapport entre l'exergie récupérée à l'évaporateur et l'exergie fournie dans le générateur :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{ev} \left|1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right|}{\dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) + \dot{W}} \quad (38)$$

3.1.3. Analyse de l'éjecteur « ej1 »

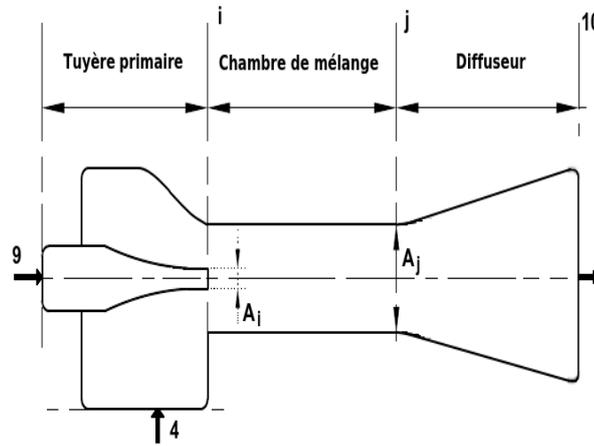


Figure 2 : Schéma de l'éjecteur « ej1 »

Cette analyse est basée sur le travail de Chen [14]. La figure 2 représente le schéma de l'éjecteur étudié. Dans ce modèle, la pression à la sortie de l'éjecteur est déterminée par cette relation :

$$\frac{P_{int} - P_4}{\frac{1}{2} \rho_9 V_{i9}^2} = 2A_{mn} - \left(\frac{\dot{m}_9 + \dot{m}_4}{\dot{m}_9}\right)^2 \left(\frac{\rho_9}{\rho_j}\right) A_{mn}^2 [2 - \eta_d (1 - A_{md})] \quad (39)$$

Avec : $A_{mn} = \frac{A_n}{A_m}$ et $A_{md} = \frac{A_m}{A_k}$

Le rapport de section A_{mn} optimal est déterminé par :

$$(A_{mn})_{opt} = \frac{1}{[2 - \eta_d(1 - A_{md})] \left(\frac{\rho_9}{\rho_j} \right) \left(\frac{\dot{m}_9 + \dot{m}_4}{\dot{m}_9} \right)^2} \quad (40)$$

La pression P_{int} est déterminée par itération en variant le taux de circulation jusqu'à que P_{int} , calculée par la démarche en dessus, soit égale à P_a qui est calculé en fonction de x_5 .

3.1.4. Analyse de l'éjecteur « ej2 »

Pour prédire les performances de l'éjecteur (Figure 3), nous utiliserons le modèle de mélange à section constante en régime de transition présenté par Elakhdar *et al.* [15].

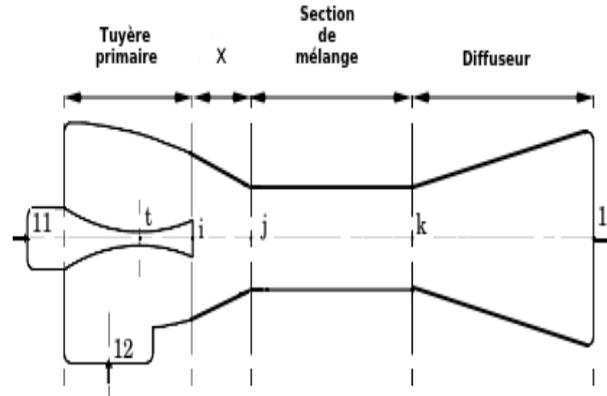


Figure 3 : Schéma de l'éjecteur « ej2 »

Selon Le Grives et Fabri [16], il existe trois régimes opératoires de l'éjecteur : régime mixte (MR), régime transitoire (TR) et régime supersonique (SR). Le TR peut être considéré comme un état particulier du MR [17]. Pour le régime TR avec une distance $X \neq 0$, le col aérodynamique est situé à l'entrée de la chambre de mélange. Donc :

$$M_2'' = 1 \quad (41)$$

Par conséquent, le régime TR est caractérisé par:

$$P_2' = P_2'' \quad (42)$$

Les équations (43) à (47) représentent le modèle du régime TR:

$$(1 + U\theta^{\frac{1}{2}})(f_1(M_3) + xM_3) = f_1(M_2') + U\theta^{\frac{1}{2}}f_1(M_2'') \quad (43)$$

$$f_2(\gamma, M_4) = \frac{f_2(\gamma, M_3)}{\Omega\eta_D} \quad (44)$$

$$f_2(\gamma, M_4) = f_3(\gamma, M_4)\xi \frac{U\theta^{\frac{1}{2}} + 1}{\Omega\phi} \quad (45)$$

$$U\theta^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{\Gamma} \left(\phi - \frac{1}{f_2(\gamma, M_2')} \right) f_2(\gamma, M_2'') \quad (46)$$

$$\frac{f_2(\gamma, M_2'')}{f_3(\gamma, M_2'')} = \frac{U\theta^{\frac{1}{2}}}{\left(\phi - \frac{1}{f_2(\gamma, M_2')} \right) f_3(\gamma, M_2')} \quad (47)$$

Avec :

$$f_1(M) = M + \frac{1}{M} \quad (48)$$

$$f_2(\gamma, M) = \frac{A_*}{A} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} M \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} M \quad (49)$$

$$f_3(\gamma, M) = \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (50)$$

3.2. Analyse de la turbine à gaz

Pour étudier une turbine à gaz fonctionnant dans des conditions différentes des conditions ISO ou à des charges partielles, des courbes caractéristiques spécifiques à la machine étudiée doivent être utilisées [13].

Cependant, la plupart des constructeurs des turbines à gaz ne fournissent pas ces données. Pour contourner ce problème, une méthode de mise en échelle des courbes caractéristiques standard qu'on les trouve dans la littérature est souvent utilisé.

La mise en échelle des courbes caractéristiques permet de donner, dans certaines limites, des valeurs approchées des performances de la turbine à gaz.

Par défaut, le point de mise en échelle est à $\beta_R=0.5$ et $N_R=1$. En utilisant β_R et N_R , on détermine les valeurs du rapport de pression, du débit corrigé et de l'efficacité à partir de la courbe standard. Les facteurs de mise en échelle peuvent être calculés [13]:

$$f_{rp} = \frac{rp_d - 1}{rp_R - 1} \quad (51)$$

$$f_{eff} = \frac{\eta_d}{\eta_R f_{\eta,RNI}} \quad (52)$$

$$f_{vitesse} = \frac{1}{N_R} \quad (53)$$

$$f_m = \frac{\left(\frac{m \sqrt{\frac{T}{T_{ref}}}}{\frac{P}{P_{ref}}} \right)_d}{\left(\frac{m \sqrt{\frac{T}{T_{ref}}}}{\frac{P}{P_{ref}}} \right)_R} \cdot f_{m,RNI} \quad (54)$$

Avec $f_{\eta,RNI}$ et $f_{m,RNI}$ représentent des facteurs de Reynolds.

Une fois les facteurs de mise en échelle trouvés, on les applique à tous les points de la courbe caractéristique et on aura une courbe en ligne avec le point de conception. Les courbes caractéristiques des compresseurs et des turbines représentent le rapport de pression, le débit corrigé et l'efficacité pour chaque vitesse corrigée. Durant le fonctionnement de la turbine à gaz, il faut que les conditions de compatibilité entre les composants de cette dernière soient satisfaites :

- Conservation de masse entre le compresseur et la turbine :

$$\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_3}}{P_3} = \frac{\dot{m}_a \sqrt{T_1}}{P_1} \left(\frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \left(\sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \right) \quad (55)$$

- Bilan de puissance :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{compresseur} \quad (56)$$

Avec :

$$\dot{W}_{compresseur} = m_{air} (h_2 - h_1) \quad (57)$$

$$\dot{W}_{turbine} = m_{gaz} (h_3 - h_4) \quad (58)$$

- Vitesse de rotation

$$N_c = N_t \quad (59)$$

$$\frac{N_t}{\sqrt{T_3}} = \frac{N_c}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} \quad (60)$$

La destruction d'exergie dans la turbine à gaz peut être déterminée comme suit :

- Compresseur :

$$E_{dc} = E_1 - E_2 + \dot{W}_c \quad (61)$$

- Chambre de combustion :

$$E_{dcc} = E_{carburant} + E_2 - E_3 \quad (62)$$

- Turbine:

$$E_{dt} = E_3 - E_4 - \dot{W}_t \quad (63)$$

4. Simulation

Les différents modèles utilisés dans cette analyse sont écrits avec le langage de programmation Scilab. En plus de Scilab, nous avons utilisé la bibliothèque des propriétés thermophysiques « open source » CoolProp [18]. Elle a été utilisée dans notre code pour déterminer les propriétés de l'air et des gaz brûlés. Pour les propriétés des mélanges NH_3-H_2O , $NH_3-NaSCN$ et NH_3-LiNO_3 , les corrélations présentées dans le travail de Sun [19] ont été utilisées.

Pour bien évaluer l'effet de chaque éjecteur, quatre cycles ont été simulés :

- Cycle 0 : cycle à absorption simple effet.
- Cycle 1 : cycle à absorption avec l'éjecteur «ej1».
- Cycle 2 : cycle à absorption avec l'éjecteur «ej2».
- Cycle 3 : cycle à absorption avec 2 éjecteurs.

5. Résultats et discussion

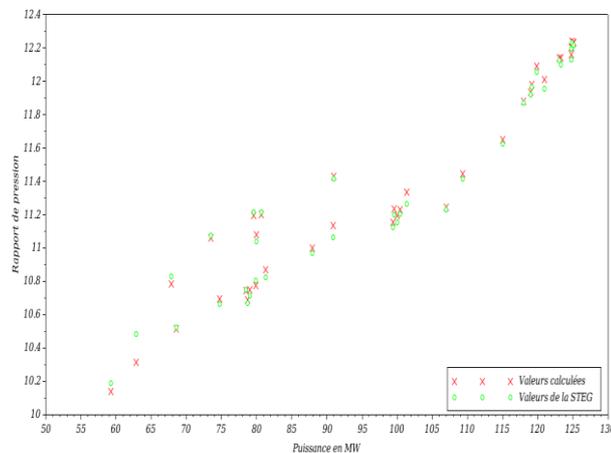


Figure 4 : Valeurs expérimentales et calculées du rapport de compression du compresseur.

Les figures 4 à 8 représentent les valeurs expérimentales et calculées respectivement du rapport de pression du compresseur, la température de refoulement du compresseur, le débit d'air, le débit du carburant et la température des gaz d'échappement. Elles montrent que le modèle développé de la turbine à gaz peut prédire avec précision ces valeurs. Les différents paramètres sont représentés en fonction de la puissance nette aux bornes de l'alternateur rangeant de 59 à 127 MW. Le modèle développé a aussi considéré le facteur de vieillissement relatif au nombre d'heures de fonctionnement. Ce facteur est de l'ordre de 6 MW pour les données utilisées.

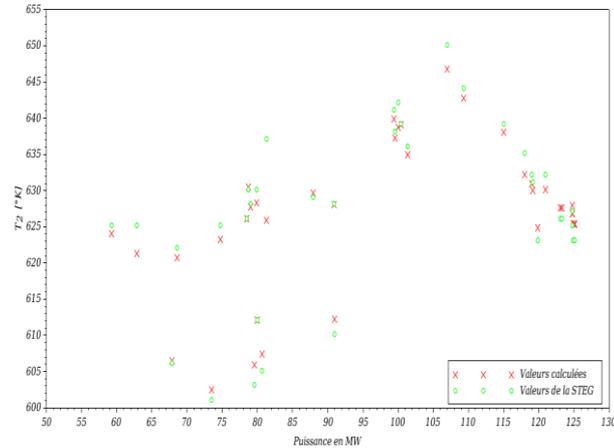


Figure 5 : Valeurs expérimentales et calculées de la température de refoulement du compresseur.

En effet, la figure 4 montre que les rapports de pression calculés suivent la même allure que celle-ci mesurés par la STEG. Cette figure montre aussi que les valeurs calculées du rapport de pression sont très proches de celles mesurées. En effet, la moyenne des différences entre les valeurs calculées et mesurées ne dépasse pas 0.015.

De même, la figure 5 montre que les valeurs des températures de refoulement du compresseur calculées suivent la même allure que celles-ci mesurées, où on remarque que la température augmente avec l'augmentation de la puissance. De plus, la différence entre les valeurs calculées et mesurées des températures de refoulement du compresseur ne dépasse pas 4 °C pour la plupart des points.

La figure 6 montre que le modèle développé assure la prédiction de ce paramètre pour tous les points avec des différences par rapport aux valeurs mesurées qui ne dépassent pas 5 kg/s et que la moyenne des différences est de 1.7 kg/s.

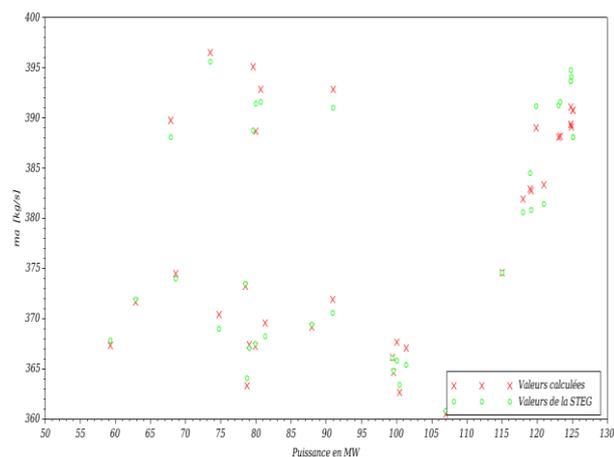


Figure 6 : Valeurs expérimentales et calculées du débit d'air.

La figure 7 montre que les valeurs calculées suivent la même allure que les valeurs mesurées. Elle montre aussi que le débit du carburant a été prédit avec une bonne précision pour la plupart des points où la moyenne des différences entre les valeurs calculées et les valeurs mesurées est de l'ordre de 0.05 kg/s.

La figure 8 montre que les valeurs calculées suivent presque la même allure que les valeurs mesurées. Elle montre aussi que la moyenne des différences entre les températures des gaz d'échappement prédit par le modèle développé et des valeurs mesurées ne dépasse pas 6 °K.

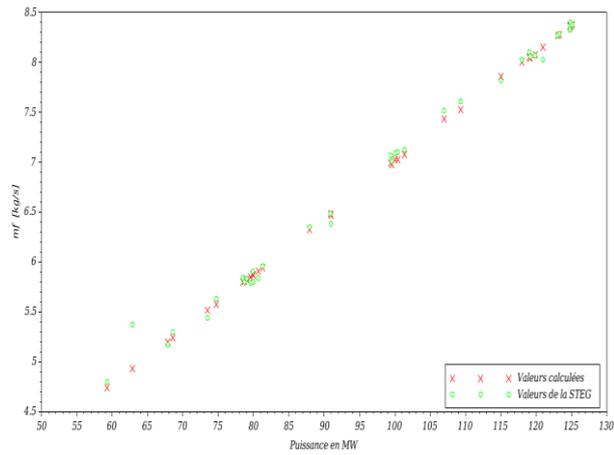


Figure 7 : Valeurs expérimentales et calculées du débit du carburant.

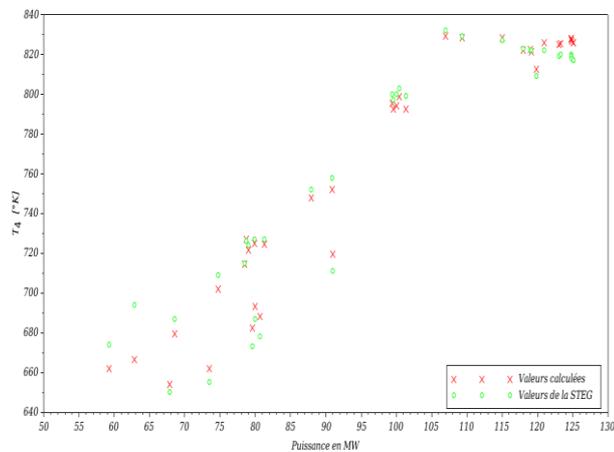


Figure 8 : Valeurs expérimentales et calculées de la température des gaz d'échappement.

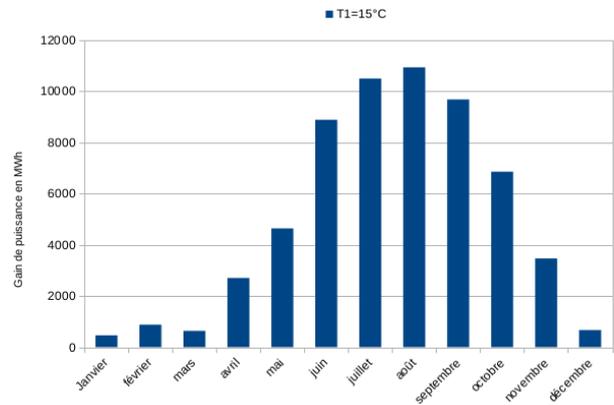


Figure 9 : Gain mensuel de la Puissance en MWh en remportant la température de l'air admis dans la turbine à gaz à 15°C.

La figure 9 représente le gain mensuel de la puissance produite de la turbine à gaz lorsque la température de l'air ambiant est remportée à 15°C. Elle montre que pour tous les mois un gain positif est aperçu. En effet, le gain mensuel minimal est enregistré pendant le mois de janvier où il atteint 461 MWh. Le gain maximal est 10500 MWh obtenu pendant le mois d'août.

La figure 10 illustre la puissance frigorifique nécessaire au niveau de l'évaporateur pour remporter la température de l'air ambiant à 15°C. Elle montre que la puissance nécessaire varie de 144.53 MWh pendant le mois de janvier à 3826.3 MWh pendant le mois d'août.

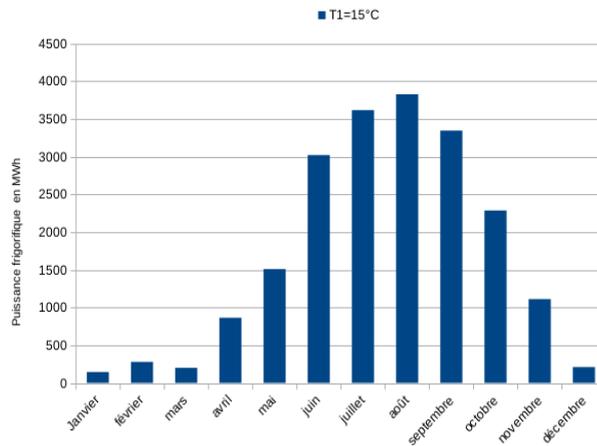


Figure 10 : Puissance frigorifique mensuelle nécessaire pour refroidir l'air admis dans la turbine à gaz à 15°C.

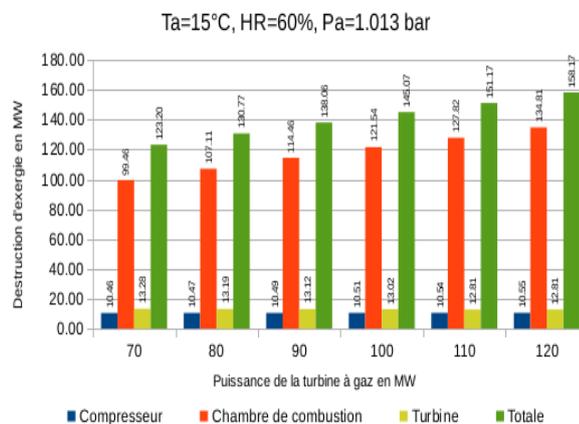


Figure 11 : Destruction d'exergie de la turbine à gaz en fonction de la puissance produite.

La figure 11 représente la variation de la destruction d'exergie dans la turbine à gaz en fonction de la puissance produite. Elle montre qu'avec l'augmentation de la puissance produite, la destruction d'exergie totale dans la turbine à gaz augmente proportionnellement, avec un taux de l'ordre de 4% à 5% pour chaque augmentation de 10 MW de la puissance produite. Ceci est dû principalement à l'augmentation de la destruction de l'exergie dans la chambre de combustion qui participe de plus de 81% de la destruction d'exergie totale. La variation de la destruction d'exergie dans le compresseur et la turbine est beaucoup moins importante, où la montée de la puissance produite de 70 à 120 MW n'a engendré qu'une augmentation de la destruction de l'exergie de l'ordre de 0.86% dans le compresseur et une diminution de 3.5% dans la turbine.

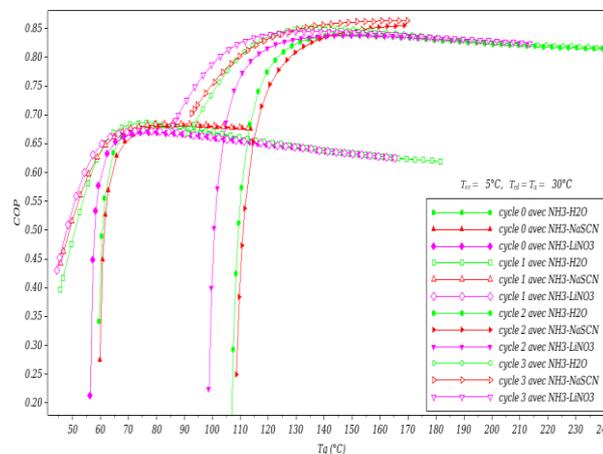


Figure 12 : Variation des COP des quatre cycles étudiés en fonction de la température au générateur

La figure 12 représente la variation du COP en fonction de la température au générateur pour les quatre cycles étudiés. On remarque que les cycles avec l'éjecteur «ej2» ont des COP plus grands par rapport aux autres cycles, soit une augmentation à l'entour de 25%, mais des températures plus hautes au générateur sont requises. En effet, les températures d'activation pour les couples NH₃-H₂O, NH₃-NaSCN et NH₃-LiNO₃ ont respectivement passé de 58°C, 59°C et 56°C pour le cycle simple effet à 107°C, 108°C et 99 °C pour le «cycle 1».

Dans l'autre main, les cycles avec l'éjecteur (ej1) ont permis d'améliorer le COP pour des faibles températures au générateur. Puis avec l'augmentation de la température au générateur, les valeurs des COP de ces cycles se rapprochent de celles des autres cycles jusqu'à ce qu'elles deviennent presque identiques.

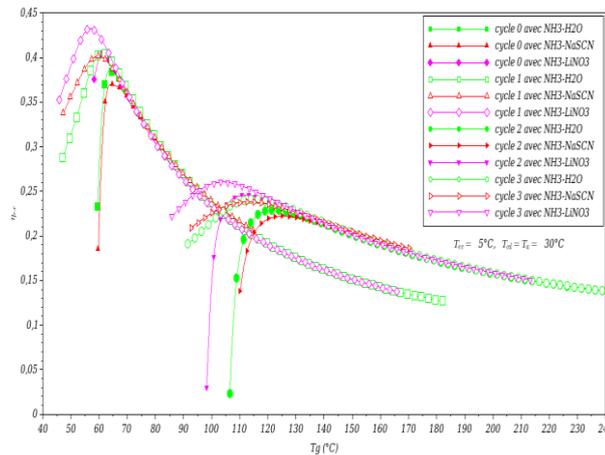


Figure 13 : Variation des efficacités exergetiques des quatre cycles étudiés en fonction de la température au générateur

La figure 13 représente la variation de l'efficacité exergetique en fonction de la température au générateur pour les quatre cycles à absorption étudiés. Elle montre que l'efficacité exergetique croît avec l'augmentation de la température au générateur jusqu'à sa valeur optimale, puis elle diminue progressivement. Cette figure montre aussi que les efficacités exergetiques des cycles contenant l'éjecteur «ej2» sont remarquablement inférieures à celles des autres cycles.

Les efficacités exergetiques à des faibles températures au générateur du «cycle 1» et du «cycle 3» se sont considérablement améliorées respectivement par rapport à celles du «cycle 0» et du «cycle 1».

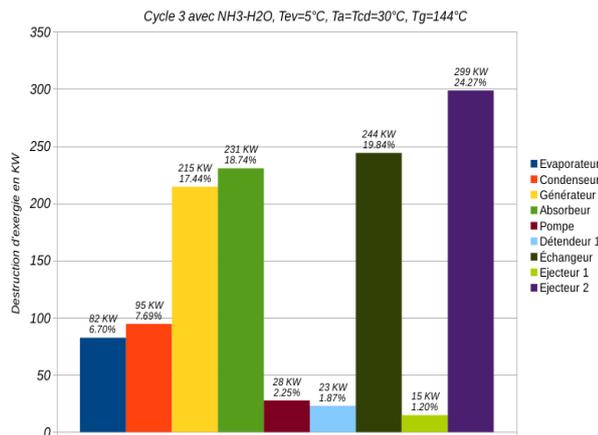


Figure 14 : Destruction d'exergie dans la machine à absorption avec deux éjecteurs en fonction de la température au générateur.

La figure 14 représente la variation de la destruction d'exergie dans la machine à absorption avec deux éjecteurs fonctionnant avec le couple NH₃-H₂O. Les conditions de fonctionnement sont : T_{ev}=5°C, T_a=T_{cd}=30°C. La valeur de la température au générateur choisie est celle du COP optimale (T_g=144°C). La puissance frigorifique choisie pour cette simulation est 4 MW. Cette figure montre que la destruction d'exergie totale est 1230 KW. Les valeurs des destructions d'exergie les plus importantes sont enregistrées dans : l'éjecteur

« ej2 » (299 KW ; 24.27%), l'échangeur (244 KW ; 19.84%), l'absorbeur (231 KW ; 18.74%) et le générateur (215 KW ; 17.44%).

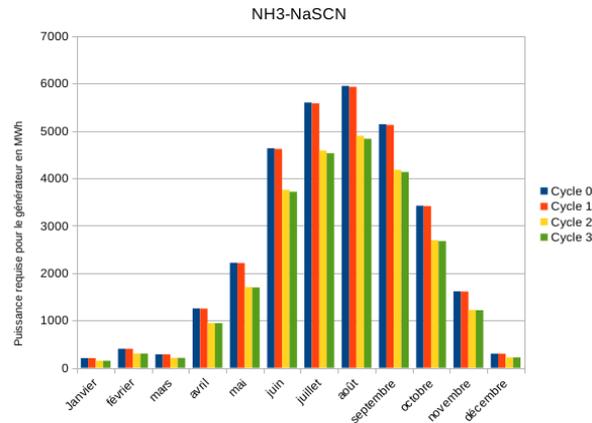


Figure 15 : Puissance mensuelle nécessaire au générateur pour les quatre cycles.

La figure 15 représente les puissances requises au générateur pour les quatre cycles à absorption étudiés fonctionnant respectivement avec le couple NH₃-NaSCN. Elle montre que la puissance mensuelle nécessaire au générateur par le « cycle 0 » est légèrement supérieure à celle nécessaire par le « cycle 1 » et que la différence arrive à 19 MWh pendant le mois d'août. De même pour le « cycle 2 » et le « cycle 3 », mais dans ce cas, la différence est plus remarquable où le « cycle 3 » consomme moins de puissance au générateur allant jusqu'à 64 MWh pendant le même mois.

6. Conclusion

Dans ce travail, une étude théorique des possibilités d'amélioration des performances des turbines à gaz par un cycle à absorption avec deux éjecteurs a été réalisée. Trois couples ont été utilisés dans cette étude: NH₃-H₂O, NH₃-NaSCN et NH₃-LiNO₃. Le modèle de la turbine à gaz est basé sur la méthode de mise en échelle des courbes caractéristiques. La validation avec les données expérimentales a montré que ce modèle représente bien la turbine à gaz étudiée. Les résultats ont montré que le refroidissement de l'air admis dans la turbine à gaz améliore considérablement la puissance de la turbine surtout pendant les mois les plus chauds de l'année. Les résultats ont montré aussi que l'ajout des éjecteurs dans le cycle à absorption a permis de réduire la puissance nécessaire au générateur. L'étude exergetique a montré que la chambre de combustion est la responsable de la plus grande partie de la destruction d'exergie dans la turbine à gaz. Dans la machine à absorption, l'éjecteur «ej2», l'échangeur de chaleur, l'absorbeur et le générateur sont les plus grandes sources d'irréversibilité.

Nomenclature

A	Section	ξ	Rapport de pression (P'/P_4)
\dot{m}	Débit massique	π	Rapport de pression de la turbine à gaz
T	Température	Γ	Taux d'expansion ($=P'/P''$)
P	Pression		
f	Facteur de mise en échelle		
\dot{W}	Puissance		
N	Vitesse de rotation		
M	Nombre de Mach		
h	Enthalpie		
x	Distance entre la section 1 et 2 de l'éjecteur 1		
COP	Coefficient de performance		
E_d	Exergie détruite		
			<i>Indices et exposants</i>
		c	Compresseur
		t	Turbine
		CC	Chambre de combustion
		ref	Référence
		d	Design
		g	Générateur
		a	Absorbeur
		cd	Condenseur
		ev	Évaporateur
		'	Primaire
ω	Taux d'entraînement		

Lettres Grecques

η	Rendement	“	Secondaire
ρ	Densité	*	Col de tuyère
ϕ	Rapport de section de l'éjecteur 2 ($=A_m/A^*$)	0	Stagnation / référence
γ	Indice adiabatique		
Ω	Rapport de section du diffuseur ($=A_D/A^*$)		
θ	Rapport de température ($=T_0''/T_0'$)		

Références

- [1] STEG. 2014. Rapport Annuel de la société tunisienne de l'électricité et du gaz, Tech. rep.
- [2] Chacartegui, R., Jimenez-Espadafor, F., Sanchez, D., Sanchez, T. 2008) Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant. *Energy Conversion and Management*, 49(8) 2130-2141.
- [3] R. Hosseini, A. Beshkani, M. Soltani, Performance improvement of gas turbines of fars (iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler, *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 1055 – 1064.
- [4] S. Sanaye, M. Tahani, Analysis of gas turbine operating parameters with inlet fogging and wet compression processes, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 234–244.
- [5] J. K. Cross, W. A. Beckman, J. W. Mitchell, D. T. Reindl, D. E. Knebel, Modeling of hybrid combustion turbine inlet air cooling systems, *Transactions of the American society of heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers* Vol.101 (1995) 1335–1341.
- [6] S. Popli, P. Rodgers, V. Eveloy, Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry, *Applied Thermal Energy* 50 (2013) 918–931.
- [7] Direct Fired Chiller, <https://www.khi.co.jp/corp/kte/EN/product/df-chiller.html>.
- [8] D.-w. Sun, I. W. Eames, S. Aphornratana, Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle - I :computer simulation, *International Journal of Refrigeration* 19 (1996) 172–180.
- [9] G. Alexis, E. Rogdakis, Performance characteristics of two combined ejector–absorption cycles, *Applied Thermal Engineering*, Volume 22, Issue 1.
- [10] Chen. LT, A new ejector-absorber cycle to improve the cop of an absorption system. *appl energy* 1989,30:37–41.
- [11] Vereda C. et al, Study of an ejector-absorption refrigeration cycle with an adaptable ejector nozzle for different working conditions, *Applied Energy*.
- [12] Cenusa, V.E. 2004. Contribution à l'amélioration du couplage thermodynamique entre l'installation de la turbine à gaz et l'installation de la turbine à vapeur dans les centrales électriques à cycles combinés gaz/vapeur (Doctoral dissertation, Université Henri Poincaré Nancy 1. Faculté des sciences et techniques).
- [13] Joachim, K. 2011. Design and Off-Design Performance of Gas Turbines.
- [14] Chen L.T. 1988. A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system. *Applied energy*, 30(1): 37-51.
- [15] Elakhdar M., Nehdi E., Kairouani L., Tounsi N. 2011. Simulation of an ejector used in refrigeration systems. *International journal of refrigeration*, 34(7): 1657-1667.
- [16] Le Grives E., Fabri J. 1969. Divers régimes de mélange de deux flux d'enthalpie d'arrêt différentes. *Astronautica Acta*, 14 : 203-213.
- [17] Nahdi E., Champoussin J.C., Hostache G., Cheron J. 1993. Optimal geometric parameters of a cooling ejector-compressor. *International Journal Of Refrigeration*, 16(1): 67-72.
- [18] Bell I.H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V. 2014. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library. *Cool Prop. Industrial & engineering chemistry research*, 53(6): 2498-2508.
- [19] Sun D.W. 1998. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 39(5): 357-368.