

Amélioration de l'Efficacité de Turbines à Gaz dans l'Industrie Gazière en utilisant des Réfrigérateurs à Absorption actionnés par de la Chaleur Résiduelle

V. EVELOY, P. RODGERS, S. POPLI

Institut du Pétrole, Département de Génie Mécanique, Emirats Arabes Unis, email: veveloy@pi.ac.ae

Résumé :

Un dispositif de récupération de la chaleur des gaz d'échappement de turbines à gaz par des réfrigérateurs à absorption d'eau/bromure de lithium (H₂O-LiBr) de simple effet, est techno-économiquement évalué pour le refroidissement de l'air d'admission de turbines à gaz dans une usine de transformation du gaz naturel (UTGN). Dans des conditions climatiques extrêmes dans le golfe Persique, l'électricité supplémentaire produite par une turbine de 9 MW par réfrigération à absorption est de 5264 MWh par an, comparé à 1774 MWh pour un refroidissement par évaporation conventionnel. La période d'amortissement économique du dispositif proposé est de 3,4 ans sur la base des prix locaux actuels de l'eau et de l'électricité.

Abstract :

The use of gas turbine (GT) exhaust gas waste heat powered, single-effect water/lithium bromide (H₂O-LiBr) absorption chillers is techno-economically evaluated for GT compressor inlet air cooling in a natural gas processing plant. In extreme ambient conditions in the Persian Gulf, the additional electricity generated by a 9 MW GT is of approximately 5264 MWh per year using absorption refrigeration, compared to 1774 MWh for evaporative cooling. The paypack period of the waste heat recovery scheme is estimated at 3.4 years based on present local utility prices.

Nomenclature :

Variables		Indices inférieurs	
COP	Coefficient de performance (-)	amb	Ambiant(e)
h	Enthalpie (J/kg)	comp	Compresseur
K	Facteur de correction de surchauffe et de sous-refroidissement (-)	CRD	Chaleur résiduelle disponible
ṁ	Débit massique (kg/s)	cycle	Cycle
P	Pression (kPa)	ech	Echappement
Q	Echange de chaleur (kW)	évap	Evaporatif
t	Température (°C)	gen	Générateur
v̇	Volume spécifique (m ³ /kg)	isen	Isentropique
W	Travail (W)	net	Net
x	Concentration de LiBr (%)	pc	Point de condensation
χ	Degré de sécheresse de la vapeur (-)	ref	Refroidissement
		SRA	Système de réfrigération à absorption
		th	Température humide
		turb	Turbine

Mots clefs : Réfrigérateur à absorption ; refroidissement d'air d'admission ; turbine à gaz

1 Introduction

L'industrie du gaz au Moyen-Orient utilise des turbines à gaz pour la génération de puissance électrique et mécanique. En conditions ISO, les rendements énergétiques de turbines à gaz sont typiquement de 30%. Cependant, ces rendements sont compromis dans des conditions de température et d'hygrométrie ambiantes élevées. Les températures ambiantes dans le golfe Persique sont en moyenne de 29°C annuellement, avec des maxima quotidiens et moyennes mensuelles atteignant 51°C et 36°C. L'humidité relative est en moyenne de 52% annuellement, avec des maxima quotidiens et moyennes mensuelles atteignant 90% et 57%.

Les turbines à gaz étant des machines à volume constant, la puissance de sortie réduit quand la densité de l'air, et par conséquent le débit massique d'air, diminuent à température ambiante ou humidité élevée [1]. De plus, une humidité élevée augmente la consommation de chaleur de la chambre de combustion due à la chaleur spécifique élevée de l'eau. Typiquement, pour chaque hausse d'un °C de température ambiante, la puissance de sortie d'une turbine à gaz réduit d'approximativement 0,5 à 0,9% [1]. Par conséquent, des refroidisseurs évaporatifs ou des réfrigérateurs à compression sont généralement utilisés pour refroidir l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Cependant, le refroidissement par évaporation est contraint en états élevés de Rhéus, et exige un approvisionnement en eau déminéralisée. Dans ce contexte, une approche pour augmenter les rendements énergétiques des turbines à gaz dans les UTGNs consisterait à refroidir l'air d'admission des compresseurs de turbines en utilisant un système de réfrigération à absorption activé par la chaleur d'échappement des turbines à gaz. Cette approche est évaluée dans cette étude dans les conditions climatiques extrêmes du golfe Persique. La performance du système de réfrigération proposé est comparée à celle de refroidisseurs évaporatifs conventionnels. Le solutionneur numérique Engineering Equation Solver (EES) est utilisé pour la modélisation thermodynamique du cycle de la turbine à gaz et des systèmes de réfrigération évalués.

2 Stratégie de refroidissement d'air d'admission de compresseur de turbine à gaz

La figure 1 illustre schématiquement la stratégie proposée, qui est génériquement applicable aux UTGNs. La chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement de turbines à gaz est utilisée pour produire de la vapeur dans un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC) et pour actionner un système de réfrigération à absorption (SRA) H₂O-LiBr de simple effet. Le réfrigérateur à absorption utilise la teneur en chaleur de la vapeur pour réaliser la transformation de phase du réfrigérant (H₂O) et fournir la réfrigération. Le nombre d'unités de réfrigération nécessaires est déterminé à partir du taux d'écoulement de vapeur produit par le GVRC et de la quantité de refroidissement à fournir. Cette étude se concentrant sur le refroidissement d'air d'admission de compresseur de turbine à gaz, presque toute la réfrigération fournie par le réfrigérateur à absorption est pour cette application à 10°C. Durant les périodes creuses de charge de refroidissement d'air d'admission, la capacité de refroidissement résiduelle pourrait servir d'autres applications de refroidissement d'UTGN, telles que la climatisation, le refroidissement du condenseur de turbines à vapeur, et le sous-refroidissement du réfrigérant à la sortie du condenseur de réfrigérateurs de compression.

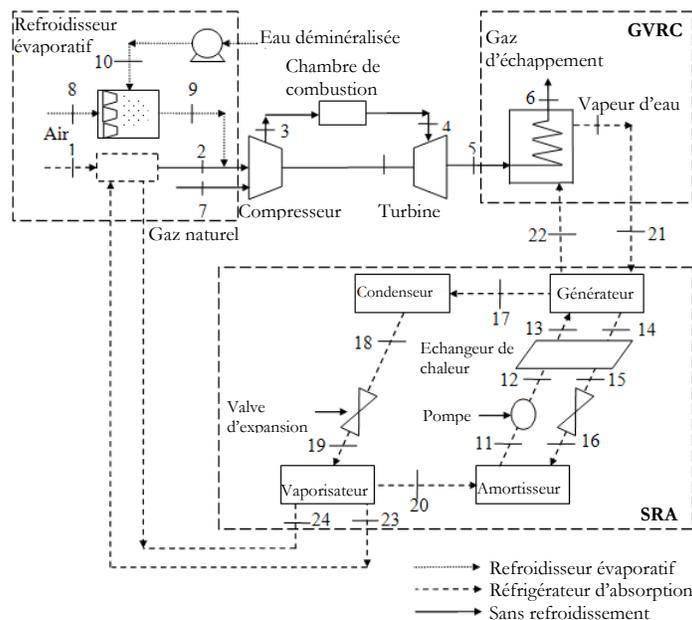


FIG. 1 – Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H₂O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air d'admission de compresseur de turbine à gaz dans une UTGN typique. Les indices 1 à 24 se rapportent aux points d'état du système.

L'analyse de récupération de chaleur est basée sur une température et un débit de gaz d'échappement caractéristiques d'une turbine à gaz à un seul arbre ayant une capacité nominale d'approximativement 9 MW. Le tableau 1 récapitule les caractéristiques ISO de la turbine à gaz publiées par le constructeur [2].

Paramètre et Unité	Valeur
Rapport de pression du compresseur (-)	10.0
Rendement isentropique du compresseur (%)	83.0
Rendement de la turbine (%)	87.0
Débit massique des gaz d'échappement (kg/s)	45.0
Puissance nette (MW)	8.96
Température des gaz d'échappement (°C)	508.0

Note: Conditions ISO: pression ambiante 101.3 kPa, température ambiante 15 °C, humidité relative 60%.

TAB 1 – Caractéristiques ISO de la turbine à gaz [2].

3 Modélisation Thermodynamique

La quantité de chaleur résiduelle de gaz d'échappement de turbine, le débit de vapeur produit par le GVRC, ainsi que la performance de la turbine à gaz, du SRA et du refroidisseur évaporatif sont analysés en utilisant EES. Les hypothèses de modélisation employées, qui sont typiquement utilisées pour l'analyse thermodynamique de systèmes de récupération d'énergie comportant des réfrigérateurs à absorption [3,4], sont documentées dans un travail précédent [5]. Les hypothèses de modélisation et les équations de bilan énergétique et de matière [4,6] typiquement utilisées pour l'analyse de cycles de turbines à gaz ne sont pas énumérées ici non plus, étant donné les limites d'espace de cet article. Les indices 1 à 22 dans les équations (1) à (10) (sections 3.1 à 3.5) se rapportent aux points d'état correspondants de la figure 1.

3.1 Chaleur Résiduelle Maximale et Récupérable

La quantité de chaleur résiduelle de gaz d'échappement de turbine qui pourrait être récupérée en utilisant le GVRC et les réfrigérateurs à absorption, Q_{GVRC} , est calculée par [7]:

$$Q_{GVRC} = \dot{m}_5 c_{p,turb,ech} (t_5 - t_{vapeur,SRA}) \quad (1)$$

où $t_{vapeur,SRA}$ est la température moyenne de la vapeur saturée fournie au générateur du réfrigérateur à absorption. L'utilisation d'une température moyenne de vapeur sert à prendre en compte les pertes de chaleur entre la sortie du GVRC et l'admission du générateur du réfrigérateur à absorption. On suppose que la pression et la température moyennes de la vapeur saturée dans le GVRC sont de 180 kPa et de 122°C [7].

3.2 Taux d'Ecoulement Massique de vapeur à la Sortie du GVRC

Puisque la chaleur résiduelle récupérée par le générateur de vapeur, Q_{GVRC} , est fournie au générateur de haute température du SRA, Q_{gen} correspond à Q_{GVRC} . L'énergie récupérée dans le GVRC peut être convertie en un débit de vapeur, \dot{m}_{21} :

$$\dot{m}_{21} = \frac{Q_{gen}}{(h_{21} - h_{22}) K} \quad (2)$$

Le facteur de correction, K , dans l'équation (2) prend en considération l'effet de surchauffe et de sous-refroidissement de la vapeur [7]. La surchauffe de la vapeur assure qu'elle ne condense pas pendant que sa température est abaissée en passant dans le réseau de conduits. Le sous-refroidissement du système est souhaitable de sorte que la vapeur condensée ne se vaporise pas dans les conduits de retour. La valeur du facteur K (c.-à-d., 1,1) est prise de Dorgan *et al.* [7], où elle est spécifiée d'après le nombre d'effets et la capacité de refroidissement du SRA. Il est important de s'assurer que les gaz d'échappement à la sortie du GVRC ne sont pas réduits à une température au-dessous du point de condensation de NO_x ou SO_x. La température des gaz d'échappement à la sortie du GVRC, est calculée par [7] :

$$t_6 = t_5 - \frac{Q_{gen}}{(\dot{m}_5 c_{p,turb,ech})} \quad (3)$$

3.3 Performance de la Turbine à gaz

Le rendement net du cycle de la turbine à gaz est donné par l'équation (4). Quand un réfrigérateur à absorption est utilisé, l'air d'admission du compresseur est refroidi à 10°C indépendamment de la température et de l'humidité ambiantes. Le refroidissement par évaporation réduit la température de l'air d'admission du compresseur à la température humide de l'air, au point de condensation et humidité relative de l'air ambiant considérés.

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{\eta_{\text{turb}} W_{\text{turb,isen}} - \frac{W_{\text{comp,isen}}}{\eta_{\text{comp}}}}{Q_{\text{comb}}} \quad (4)$$

3.4 Performance du Refroidisseur Évaporatif

Les refroidisseurs évaporatifs fonctionnent sur le principe d'un procédé adiabatique de saturation et fournissent le refroidissement en absorbant la chaleur de vaporisation latente de l'eau [6]. Par conséquent, l'air à la sortie du refroidisseur évaporatif ou à l'admission du compresseur de turbine à gaz, t_9 , est de la vapeur saturée (RH=100%), et sa température correspond à la température humide de l'air à 328 K, T_{pc} . La quantité d'eau introduite à l'admission du compresseur, \dot{m}_{eau} , est calculée par:

$$\dot{m}_{\text{eau}} = \dot{m}_8 (\chi_{pc} - \chi_8) \quad (5)$$

où \dot{m}_8 est le débit d'air d'admission du compresseur, et χ_{pc} et χ_9 sont le rapport d'humidité de l'air aux températures t_9 and t_8 . La quantité de refroidissement par évaporation fournie à l'air d'admission du compresseur est calculée par:

$$Q_{\text{ref,évap}} = \dot{m}_8 (h_8 - h_{pc}) \quad (6)$$

L'efficacité des refroidisseurs évaporatifs est mesurée par leur efficacité de refroidissement, qui est définie comme le rapport du refroidissement fourni au refroidissement maximum qui pourrait être fourni si la température de l'air d'admission du compresseur était réduite à son point de condensation [8] :

$$\eta_{\text{ref,évap}} = \frac{(t_8 - T_{pc})}{(t_8 - T_{th})} \quad (7)$$

3.5 Performance du SRA

Le coefficient de performance du SRA, COP_{SRA} , est calculé par:

$$\text{COP}_{\text{SRA}} = \frac{Q_{\text{vap}}}{Q_{\text{gen}}} \quad (8)$$

Le travail de pompage total est le travail de pompage nécessaire, divisé par l'efficacité isentropique de la pompe:

$$W_{\text{pompe}} = \frac{\dot{m}_{11} \dot{v}_{11} (p_{11} - p_{12})}{\eta_{\text{pompe}}} \quad (9)$$

La quantité de refroidissement d'air d'admission du compresseur fournie par refroidissement à absorption, $Q_{\text{ref,SRA}}$, est calculée par [4,6]:

$$Q_{\text{ref,SRA}} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (10)$$

Dans l'équation (10), le taux d'écoulement du mélange d'air-H₂O à l'admission du compresseur et ses propriétés thermodynamiques obtenues de la base de données d'EES en fonction de la température, Rhésus et pression du mélange, sont employés pour calculer la quantité de refroidissement fournie par le SRA à l'entrée d'air du compresseur.

3.6 Validation du Modèle

Le modèle de la turbine à gaz (section 3.3) a été validé en utilisant les caractéristiques du fabricant [2] en conditions ISO. Les différences entre les paramètres de fonctionnement mesurés et calculés de la turbine à gaz se sont révélées de moins de 2%, indiquant une bonne concordance. Le modèle du SRA (section 3.5) a été validé précédemment [5] en utilisant les données expérimentales de Gomed et de Grossman [9]. Les taux de transfert de chaleur calculés étaient à moins de 2% des mesures expérimentales correspondantes. En outre, une analyse détaillée de la sensibilité de la température de l'eau à la sortie du SRA, de la température du condenseur, et de la différence de concentration de LiBr entre le générateur et l'amortisseur, au coefficient de performance et à la capacité de refroidissement du SRA, a été effectuée, donnant un degré de confiance additionnel dans le modèle.

4 Résultats

La figure 2 illustre la sensibilité de la puissance de sortie de la turbine à gaz à des variations de température et d'humidité ambiantes. Dans des conditions climatiques représentant l'été dans le golfe Persique (55°C, 80% RH), trois réfrigérateurs à absorption activés par la vapeur produite en récupérant 17 MW de chaleur d'échappement de turbines à gaz, pourraient fournir 12,3 MW de refroidissement et réduire la température d'admission de l'air de la turbine à gaz à 10°C (tableau 2, figure 3a). Dans les mêmes conditions ambiantes, des

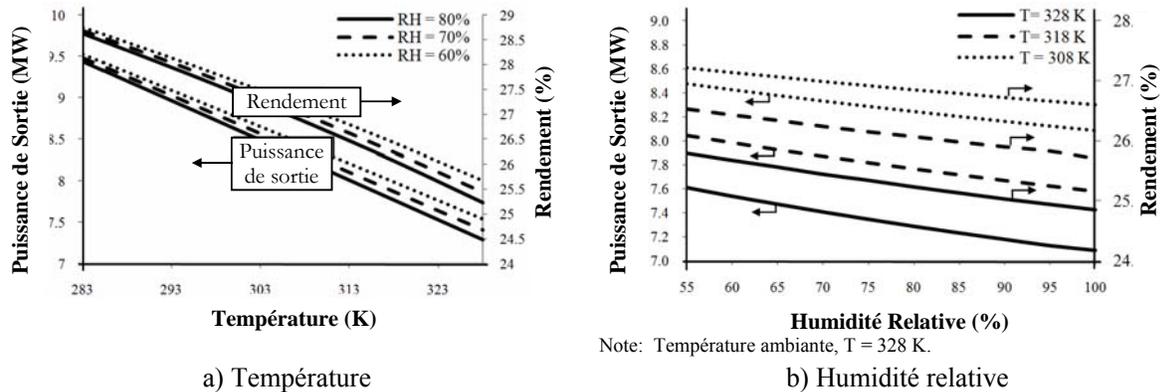


FIG. 2 – Effet de la température et de l'humidité relative (RH) de l'air d'admission du compresseur sur la puissance de sortie et le rendement de la turbine à gaz.

Paramètre et Unité	Valeur
Chaleur disponible au réfrigérateur à absorption (MW)	17.3
Capacité de refroidissement de chaque unité de réfrigération à absorption (MW)	4.1
Nombre d'unités de réfrigération à absorption de 4.1 MW (-)	3.0
Débit massique total de vapeur d'eau produite par le GVRC (kg/s)	7.8
Température des gaz d'échappement à la sortie du GVRC (°C)	151
Chaleur utilisée par le réfrigérateur à absorption (MW)	17.0
Charge de refroidissement de pointe (MW)	11.6
Capacité de refroidissement totale fournie (MW)	12.3
Débit massique total de vapeur d'eau nécessaire pour chaque unité de réfrigération à absorption (kg/s)	2.5
Taux de transfert de chaleur à l'amortisseur (MW)	5.0
Taux de transfert de chaleur au condenseur (MW)	4.4
Taux de transfert de chaleur au générateur (MW)	5.3
Travail de la pompe du SRA nécessaire (kW)	0.1
Coefficient de performance du SRA (-)	0.77

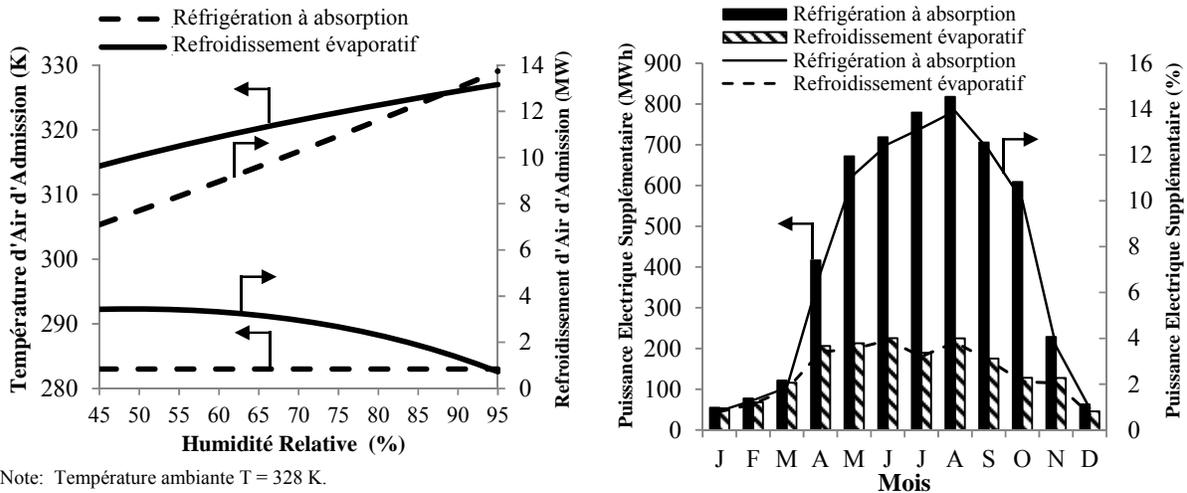
TAB 2 – Caractéristiques de fonctionnement calculées du réfrigérateur à absorption H₂O-LiBr de simple effet dans des conditions de charges de refroidissement de pointe en été (55°C, 80% RH).

Paramètre et Unité	Cas de base	Refroidissement d'air d'admission du compresseur	
		Evaporation	Absorption
Température d'air d'admission du compresseur (°C)	55.0	50.0	10.0
Température de sortie de la turbine (°C)	565	548	490
Débit d'air massique à l'entrée du compresseur (kg/s)	39.5	40.1	45.8
Puissance nette de sortie (MW)	7.0	7.3	9.0
Rendement énergétique (%)	24.8	25.2	28.5
Travail du compresseur (MW)	16.7	16.5	14.5
Charge de refroidissement nécessaire (MW)	11.6	11.6	11.6
Charge de refroidissement fournie (MW)	0.0	2.3	12.3

Note: Cas de base = sans refroidissement d'air d'admission du compresseur.

TAB 3 – Comparaison des paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz calculés en utilisant le dispositif de réfrigération à absorption proposé et un refroidisseur évaporatif en conditions de charge de refroidissement de crête en été (55°C, 80% RH).

refroidisseurs évaporatifs fourniraient une capacité de refroidissement de seulement 2,3 MW, et consommeraient 0,8 kg/s d'eau déminéralisée. L'électricité supplémentaire produite due au refroidissement d'air d'admission par réfrigération à absorption est de 5264 MWh par an, comparé à 1774 MWh pour l'évaporation (figure 3b). La période d'amortissement économique du dispositif proposé, incluant trois réfrigérateurs à absorption, est de 3,4 ans sur la base des prix locaux actuels de l'eau et de l'électricité. Les économies annuelles nettes dues à l'augmentation de puissance électrique réalisées avec le dispositif de récupération de chaleur sont de 0.89 millions US\$, mais de seulement 0.06 millions US\$ pour le refroidisseur évaporatif.



Note: Température ambiante $T = 328$ K.

a) Température et refroidissement fourni à l'air d'admission du compresseur, en fonction de l'humidité ambiante

b) Puissance électrique supplémentaire produite annuellement par la turbine à gaz, par rapport à aucun refroidissement d'air d'admission

FIG. 3 – Comparaison du refroidissement d'air d'admission du compresseur fourni par des réfrigérateurs à absorption H_2O -LiBr de simple effet et des refroidisseurs évaporatifs conventionnels.

6 Conclusions

Le dispositif proposé de récupération de la chaleur des gaz d'échappement de turbines à gaz par réfrigération à absorption H_2O -LiBr de simple effet permettrait non seulement de remplir les charges de refroidissement d'air d'admission de compresseur de turbines à gaz tout au long de l'année dans les conditions climatiques du golfe Persique, mais fournirait également du refroidissement pour d'autres procédés de traitement du gaz naturel durant les périodes de charge de refroidissement hors pointe. Le système est faisable économiquement. Un refroidisseur évaporatif conventionnel fournirait une capacité de refroidissement très insuffisante durant huit mois sur douze dans les mêmes conditions climatiques.

References

- [1] Meher-Homji CB, Messersmith D, Hattenbach T, Rockwell J, Weyermann HP, Masani K, Thatcher S, Maher M, Aeroderivative gas turbines for LNG liquefaction plants-part 1: the importance of thermal efficiency, ASME Turboexpo, Berlin, Germany, p. 8, June 9-13, 2008.
- [2] GE Energy, GE gas turbine technical comparison catalog, 2004, http://www.gepower.com/prod_serv/products/gas_turbines_cc/en/downloads/gt_tech_sheet.pdf
- [3] Kuehn TH, Ramsey JW, Threlkeld JL, Thermal environmental engineering, 3rd ed., Prentice Hall, NJ, USA, 1998.
- [4] Cengel Y, Boles M, Thermodynamics: An engineering approach, 7th ed., McGraw-Hill Publication, NY, USA, 2010.
- [5] Popli, S., Rodgers, P., Eveloy, V., Al Hashimi, S., Hwang, Y., Radermacher, R, Boosting energy efficiency using waste heat powered absorption chillers," SPE Projects, Facilities & Construction Journal (2011), 6(4), 232-238.
- [6] Moran MJ, Shapiro HN. Fundamentals of engineering thermodynamics, 6th ed., John Wiley and Sons, NY, USA, 2008.
- [7] Dorgan CB, Leight SP, Dorgan CE, Application Guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta, GA, USA, 1995.
- [8] Sanaye S, Tahani M, Analysis of gas turbine operating parameters with inlet fogging and wet compression processes, Applied Thermal Engineering (2010), 30, 234-244.
- [9] Gommed K, Grossman G. Performance analysis of staged absorption heat-pumps: water-lithium bromide systems. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineer (ASHRAE) Transactions (1990), 96(1), 590-1598.