



UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI

Facultatea de Inginerie Mecanica si Mecatronica

Departamentul de Termodinamica, Motoare,

Echipamente Termice si Frigorifice

L'UNIVERSITÉ PARIS OUEST NANTERRE LA DÉFENSE

École doctorale connaissance, langage, modélisation (139)

Laboratoire Energétique Mécanique et Electromagnétisme



Nr. Decizie Senatdin.....

TEZĂ DE DOCTORAT

Scheme hibride de alimentare cu energie termică a unor ansambluri de clădiri

Schémas hybrides de production et distribution d'énergie thermique pour bâtiments

Autor: Ing. Untea George Adrian

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. Dr. Ing. Gheorghe POPESCU	de la	Universitatea Politehnica București
Conducător de doctorat - 1	Prof. Dr. Ing. Alexandru DOBROVICESCU	de la	Universitatea Politehnica București
Conducător de doctorat - 2	Maître de conférence HDR Lavinia GROSU	de la	Université Paris Ouest
Referent	Conf. Dr. Ing. Anica ILIE	de la	Universitatea Tehnica de Construcții București
Referent	Prof. Dr. Ing. Liviu DRUGHEAN	de la	Universitatea Tehnica de Construcții București
Referent	Prof. Dr. Ing. Emilia – Cerna MLADIN	de la	Universitatea Politehnica București

București decembrie 2013

RÉSUMÉ ÉTENDU

SCHÉMAS HYBRIDES DE PRODUCTION ET DISTRIBUTION D'ÉNERGIE THERMIQUE POUR BÂTIMENTS

Le développement scientifique actuel contribue à assurer le confort dans les bâtiments grâce à une variété de technologies. Une utilisation rationnelle des ressources énergétiques a un effet bénéfique sur l'économie et la protection de l'environnement. La trigénération devient de plus en plus répandue également. Pour une analyse cohérente il est nécessaire de développer un outil qui peut égaliser les différents types d'énergie dans le système: chimique, électrique, thermique. Il s'agit de l'analyse exergetique.

Les objectifs de la thèse sont les suivants:

- l'élaboration d'un schéma pour produire simultanément de l'électricité, du froid et de l'eau chaude sanitaire;
- l'étude et l'optimisation de machines frigorifiques à absorption et éjection utilisant l'analyse exergetique;
- l'étude et l'optimisation du système moteur – machine à froid sur les principes de l'analyse exergetique;

Deux études de cas ont été analysées:

- l'étude d'un bâtiment à rafraîchir en utilisant de l'énergie solaire. Il s'agit du dernier étage d'un bâtiment dédié à l'enseignement, du Pôle Technologique de Ville D'Avray de l'Université Paris Ouest Nanterre La Défense ;
- l'étude d'une centrale de cogénération (CET Vest Energo de Bucarest) - système de chauffage urbain, en fonction des paramètres enregistrés l'hiver 2011-2012.

CHAPITRE 1 - INTRODUCTION - ETUDE SUR LA TECHNOLOGIE DE PRODUCTION D'UTILITES NECESSAIRES POUR ASSURER LE CONFORT DANS LES BÂTIMENTS

1.1. ETAT DE L'ART

Dans ce chapitre, sont présentés les résultats obtenus au cours des 15 dernières années dans les technologies de production d'utilités et de perspectives de développement dans le domaine de la turbine à vapeur, de la turbine à gaz, des moteurs thermiques, pompes à chaleur, des systèmes de réfrigération trithermes, de la cogénération et des systèmes de trigénération.

Des perspectives de développement sont évaluées pour les technologies suivantes: centrales électriques à turbines à vapeur, turbines à combustion, moteurs thermiques à gaz, pompes à chaleur, machines trithermes de réfrigération, des systèmes de cogénération et de trigénération.

1.2. CONCLUSIONS DE L'ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Les conclusions de cette étude sont les suivantes:

1. L'analyse exergetique classe les différentes formes d'énergie, par référence au cycle Carnot idéal. Elle montre les transformations thermodynamiques qui apportent la destruction de l'exergie, fournissant des solutions pour augmenter l'efficacité.
2. Afin de choisir la solution optimale on doit tenir compte de plusieurs facteurs: le climat, les

ressources énergétiques de la région, les coûts de livraison des différents carburants, le coût de la technologie et de l'existence de consommateurs potentiels.

CHAPITRE 2 - UTILISATION DU CONCEPT EXERGÉTIQUE POUR DETERMINER L'EFFICACITÉ D'UN SYSTEME D'ALIMENTATION EN ÉLECTRICITÉ ET CHALEUR POUR BÂTIMENTS

Selon Dobrovicescu [1], l'exergie peut être défini de deux façons:

Définition 1: L'exergie représente la quantité d'énergie ordonnée qui peut être obtenue à partir d'une énergie désordonnée.

Définition 2: L'exergie est la quantité maximale de travail qu'un système peut offrir, en tenant compte des paramètres environnementaux spécifiques.

Ce chapitre présente les principaux concepts et les relations qui définissent l'analyse exergétique. Les concepts introduits et développés sont les suivants: l'exergie thermo-mécanique d'une masse et d'un volume de contrôle, l'exergie de la chaleur, l'exergie chimique des combustibles.

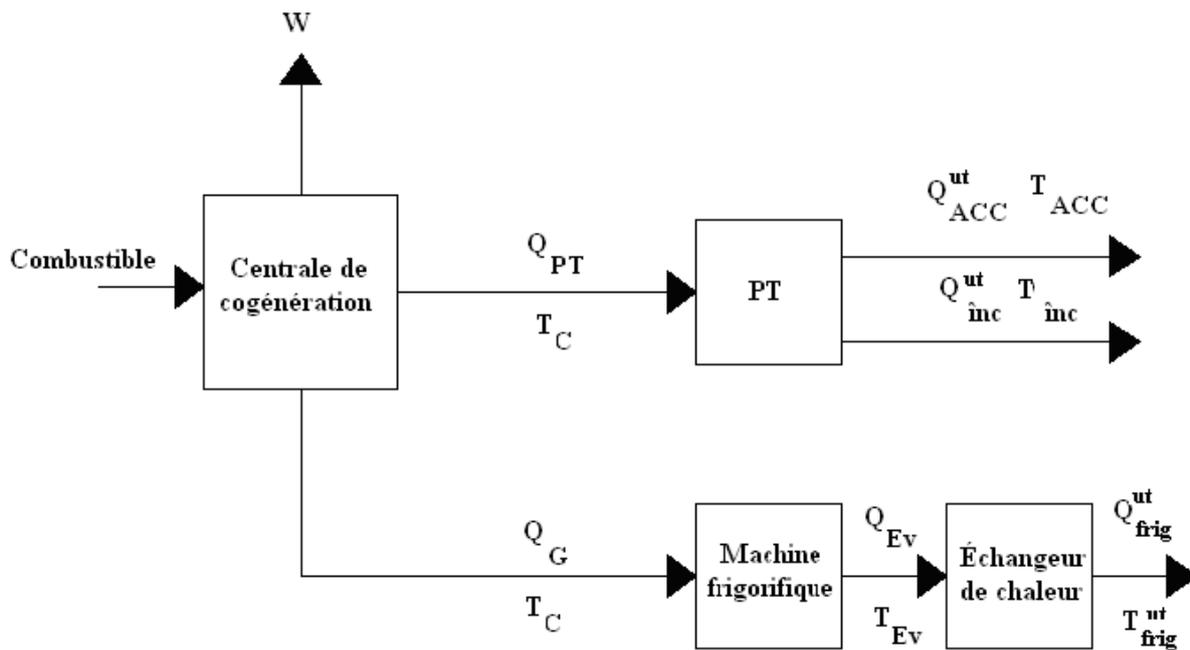


Fig. 2.1. Système intégré producteur - utilisateur

Les bilans pour le système producteur – utilisateur :

- exergétique pendant l'été

$$\eta_{ex}^{C-ut} = \frac{\dot{W} + \eta_{CarnotACC}^{ut} \left| \dot{Q}_{ACC}^{ut} \right| - \eta_{Carnotfrig}^{ut} \left| \dot{Q}_{frig}^{ut} \right|}{\dot{Ex}_{Cb}} \quad (2.1)$$

- exergétique pendant l'hiver

$$\eta_{ex}^{C-ut} = \frac{\dot{W} + \eta_{CarnotACC}^{ut} |\dot{Q}_{ACC}^{ut}| + \tau_{Carnotinc}^{ut} |\dot{Q}_{inc}^{ut}|}{\dot{E}X_{Cb}} \quad (2.2)$$

CHAPITRE 3 - ÉTUDE ÉNERGÉTIQUE ET EXERGÉTIQUE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE À ABSORPTION

3.1. PRESENTATION DU SYSTÈME

L'utilisation de la chaleur comme source d'énergie pour une machine frigorifique offre la possibilité de régler le plus grand problème des systèmes de chauffage traditionnels, la consommation d'électricité. En même temps ouvre le chemin de récupération et valorification de la chaleur résiduelle ou de l'énergie solaire [2].

Dans ce chapitre, la machine frigorifique à absorption est analysée, à partir du premier et du deuxième principe de la thermodynamique. Les machines frigorifiques à absorption représentent 10% seulement du total des technologies de refroidissement de confort, le potentiel de développement dans la future étant très important.

Le schéma de la machine frigorifique à absorption avec récupération de chaleur est présenté sur la figure 3.1. Cette installation fonctionne avec une solution eau-bromure de lithium, ayant l'eau comme agent frigorifique. Les avantages de cet agent sont les suivants: le fluide n'est pas toxique, inflammable ou explosif, le régime thermique qui peut être assuré à l'évaporateur est 4-10°C ce qui correspond également au régime de fonctionnement de l'application proposée.

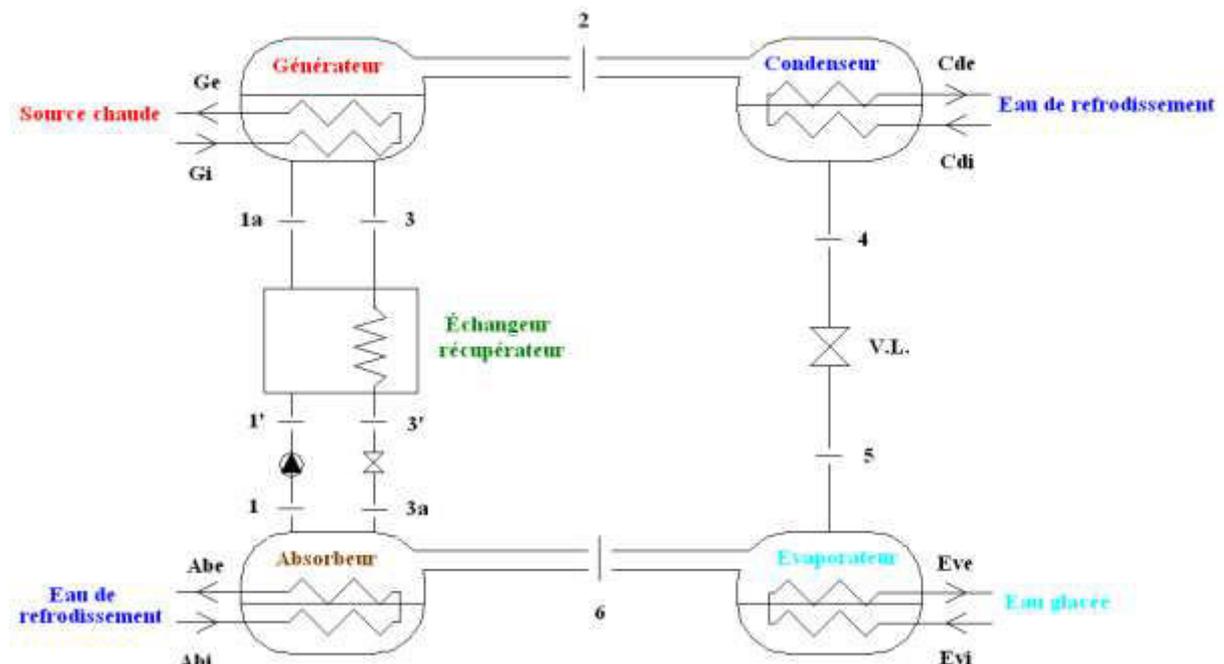


Fig.3.1 Schéma de la MFA améliorée avec l'échangeur récupérateur

Le système à absorption est une machine tritherme, qui utilise trois niveaux de température T_{froid} , T_i , T_{chaud} et qui doit respecter l'inégalité $T_{froid} < T_i < T_{chaud}$, pour fonctionner.

La différence par rapport à une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur consiste dans le remplacement du compresseur mécanique avec un compresseur thermochimique composé de l'ensemble générateur – absorbeur.

3.2. L'ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU SYSTÈME À ABSORPTION

L'analyse thermodynamique repose à la fois sur le bilan énergétique et le bilan exergétique.

L'étude énergétique a permis de déterminer les trois niveaux de température, les deux niveaux de pression, les concentrations de la solution bromure de lithium, les points caractéristiques du cycle et le facteur de circulation.

Ensuite les flux de chaleur échangés par le système, les charges thermiques des composants et le coefficient de performance sont déterminés.

Les paramètres de l'état de référence ont été fixés: $T_0=25^\circ\text{C}$ et $p_0=101,325\text{ kPa}$.

Le bilan exergétique est établi pour chaque composant comme suit (3.1):

$$Cb = P + I \quad (3.1)$$

Selon cette relation, à chaque composant du système ont été associés les éléments suivants :

- Le Combustible (Cb) qui est fourni au composant ou ressources potentielles exergétiques, au début du processus;
- Le Produit (P), l'effet utile produit par le composant;
- l'Irréversibilité (I), l'exergie détruite.

Ils ont été établis des relations pour le calcul de l'efficacité exergétique de composants et du système entier.

3.3. ÉTUDE DE CAS: CALCUL DE LA CHARGE THERMIQUE

Une étude classique de thermique du bâtiment a permis d'estimer la puissance frigorifique à installer pour rafraîchir l'ambiance, en sommant les différents apports thermiques: les déperditions thermiques à travers les parois, par les ponts thermiques, par les surfaces vitrées, les apports par les personnes, l'éclairage, le renouvellement d'air et les différents équipements des locaux. Les coefficients d'échange de chaleur obtenus, tenant compte de la composition des murs du bâtiment étudié, sont présentés dans le tableau 1.

Le bâtiment analysé fait partie de l'IUT Ville d'Avray, appartenant à l'Université Paris Ouest Nanterre La Défense.

Tableau 3.1. Coefficients d'échange de chaleur du bâtiment étudié

élément	Mur extérieur	Mur intérieur	Plancher	Pilier	Plafond
$U [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}]$	0,4198	1,0105	2,0359	2,3492	0,3728

On obtient ainsi, pour une surface totale des locaux à rafraîchir 637 m^2 et un volume correspondant de 1918 m^3 , une puissance frigorifique au niveau de l'évaporateur de $45,6\text{ kW}$.

Pour ce calcul, nous avons utilisé le programme Visual TTH.

3.4. LES RÉSULTATS DE SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE À ABSORPTION, A DIFFÉRENTS RÉGIMES DE FONCTIONNEMENT

Les résultats de simulation numérique ont été obtenus en utilisant deux logiciels: ThermoOptim et EES. Les algorithmes de calcul sous ThermoOptim sont présentés dans la figure 3.2.

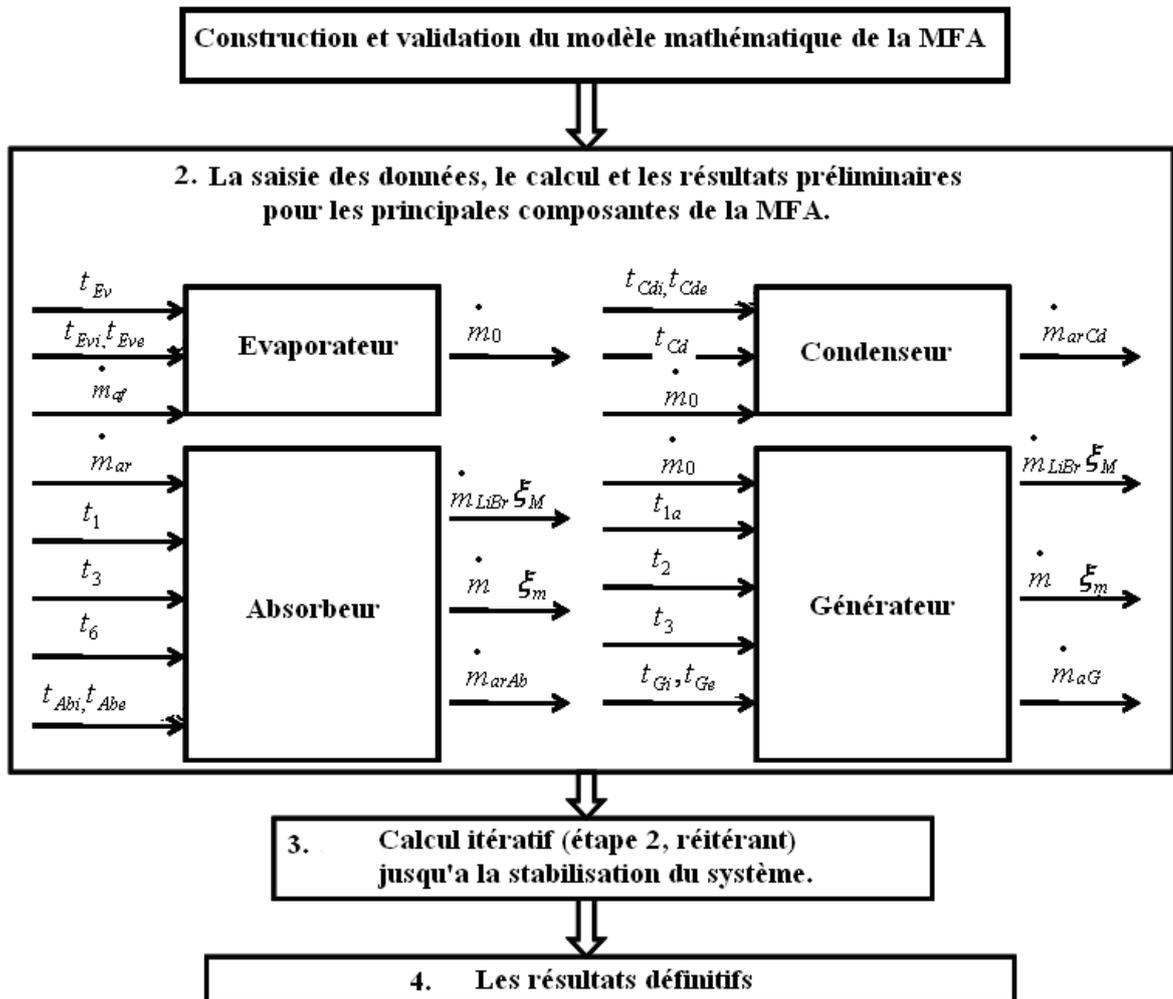


Fig. 3.2 Algorithme de calcul sous ThermoOptim

Tabelul 3.2 Influence de la t_G sur COP et η_{ex} , cas de la machine simple à absorption

$t_G [^{\circ}C]$	COP	η_{ex}
75	0,650	0,225
80	0,682	0,220
85	0,699	0,211
90	0,708	0,201
95	0,714	0,190
100	0,717	0,179

Les destructions d'exergie dans des principaux composants sont présentées, dans la figure 3.3:

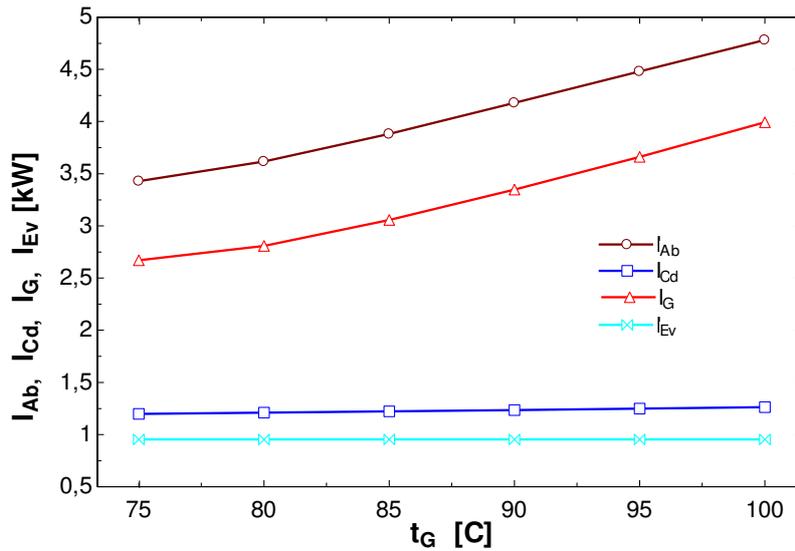


Fig. 3.3 Les destructions d'exergie dans des principaux composants de la MAF simple

Il est à noter que les destructions d'exergie sont plus importantes dans l'absorbeur et le générateur, vue la grande différence de température entre les flux entrée/sortie de ces deux éléments, respectivement 100° C et 32° C. L'analyse des résultats permet de souligner l'intérêt de l'introduction d'un échangeur récupérateur.

L'introduction de cet équipement, augmente l'efficacité énergétique de 32% et exergetique de 58%. Les résultats comparatifs sont présentés dans la figure 3.4.

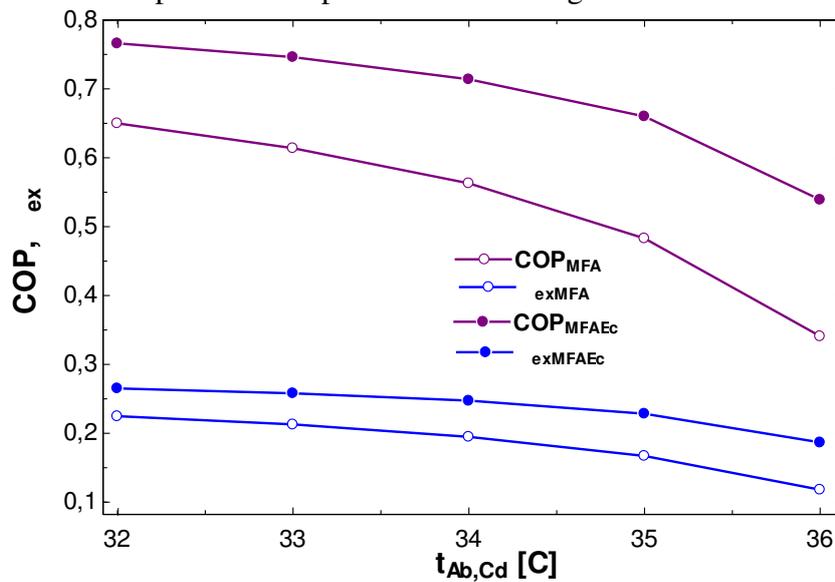


Fig.3.4 La confrontation des résultats, MFA simple et MFA avec échangeur récupérateur

Les destructions diminuées avec 30% pour l'absorbeur et 50% pour le générateur.

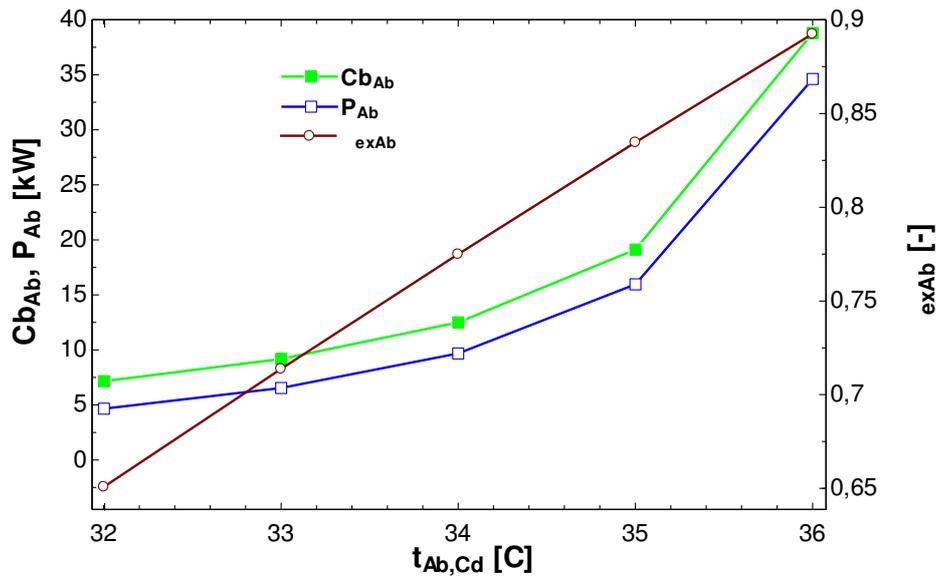


Fig. 3.5 Variation de la consommation de carburant, produit et efficacité exergetique de l'absorbeur en fonction de $t_{Ab,Cd}$

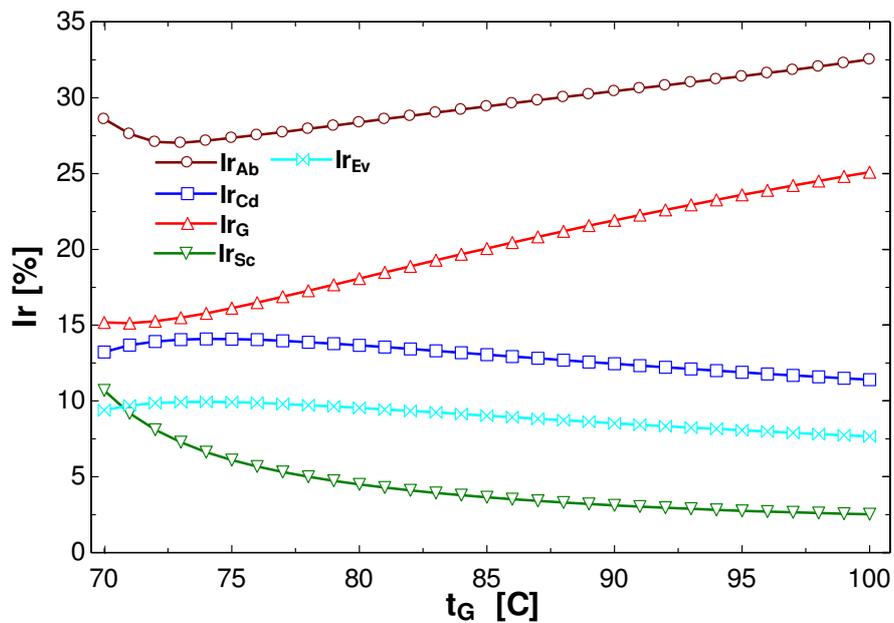


Fig. 3.6 Influence de t_G sur les destructions relatives d'exergie

Les résultats sont confirmés par d'autres chercheurs Sencan [3], Kaushik et Arora [4], Aphornratana et Sriveerakul [5].

Etant donné que l'absorbeur est l'élément caractérisé avec la plus grande destruction d'exergie, on peut proposer la recirculation d'une partie de débit de l'absorbeur.

Dans le schéma sans recirculation, le rendement exergetique de l'absorbeur diminue avec l'augmentation de t_G , de 0,85 à 0,35. Dans le schéma amélioré avec recirculation, le rendement exergetique de l'absorbeur diminue entre 0,88 et 0,82.

3.5. CONCLUSIONS DE L'ÉTUDE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE À ABSORPTION

La simulation de la MFA, avec recirculation d'une partie du débit de l'absorbeur, montrent une augmentation de l'efficacité énergétique et exergétique jusqu'à 2,6%, respectivement 0,5%. Augmentation des températures de l'absorbeur / condenseur et générateur affectent négativement les performances du système. Le COP optimum est de 0,78, pour $t_G = 88^\circ \text{C}$ et le rendement exergétique maximal a une valeur de 0,26, pour $t_G = 74^\circ \text{C}$.

CHAPITRE 4 - ÉTUDE ÉNERGÉTIQUE ET EXERGÉTIQUE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE À ÉJECTION

4.1 PRESENTATION DU SYSTÈME

Les systèmes de réfrigération à éjection sont des machines frigorifiques tritermes. Dont l'utilisation principale est dans le domaine de la climatisation des bâtiments. Comme pour la MAF à absorption, le principal avantage du système d'éjection est d'utiliser la chaleur comme source d'énergie.

Autres avantages:

- l'éjecteur est un élément sans pièces mobiles, ce qui implique une absence quasi-totale de l'usure;
- Éjecteur a une construction simple et il ne coûte pas cher;

L'inconvénient des éjecteurs est:

- sa faible efficacité [6].

La machine frigorifique à éjection constitue une alternative à l'installation à absorption. Son schéma est illustré dans la figure 4.1.

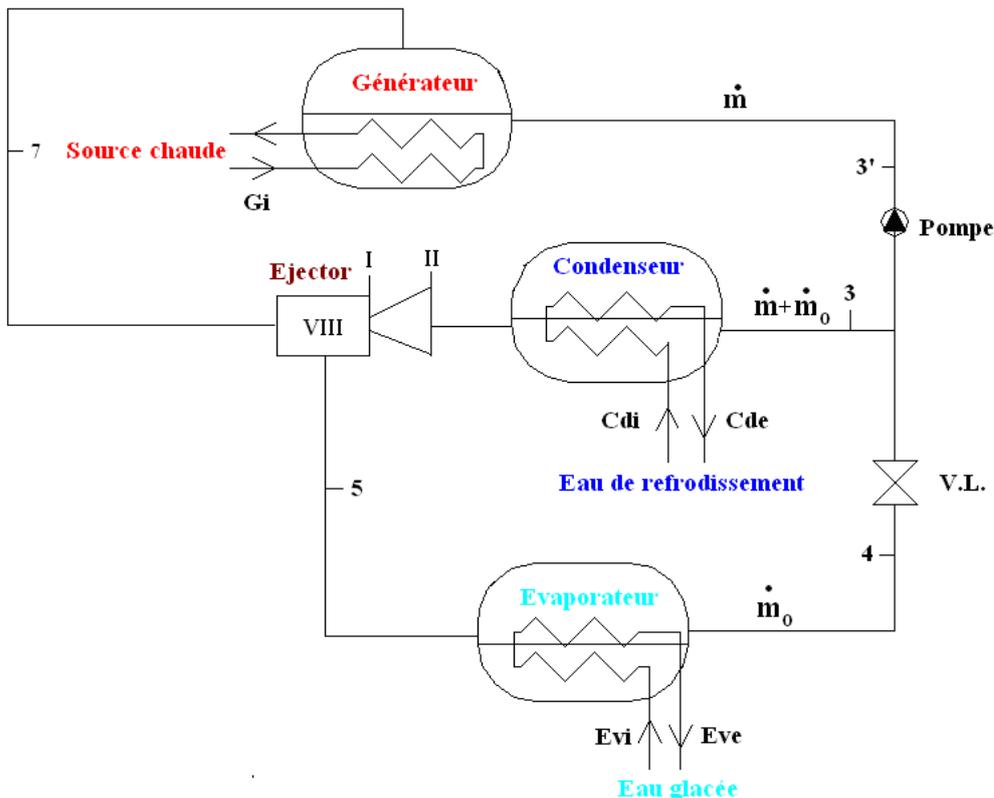


Fig. 4.1. Schéma de la MFE

4.2. L'ETUDE THERMODYNAMIQUE DU SYSTEME À ÉJECTION

Dans le cas du système de réfrigération à éjection, le rôle du compresseur est joué par l'éjecteur. Le débit primaire provenant du générateur est accéléré à des vitesses supersoniques de 800-1000 m/s. Il crée une perte de charge qui conduit à l'absorption du flux secondaire. Le mélange obtenu est recomprimé dans la dernière section de l'éjecteur, nommé diffuseur.

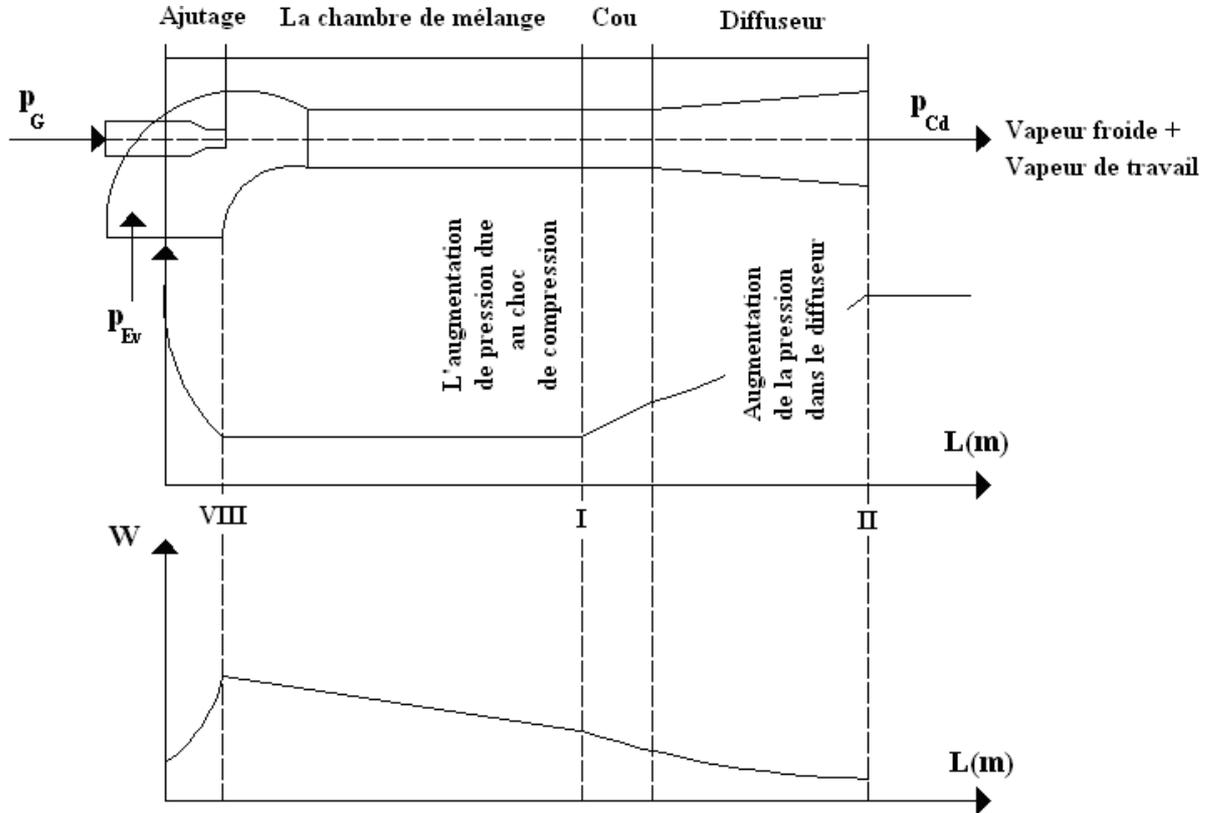


Fig. 4.2. –Schéma de fonctionnement de l'éjecteur

L'étude thermodynamique a été effectuée en deux étapes. Dans la première étape, un modèle théorique est développé sans prendre en compte les frottements au niveau de l'éjecteur. Dans le modèle réel, on prend en compte en plus l'augmentation de l'entropie dans le processus de détente et de compression de l'éjecteur.

Le coefficient réel d'éjection a l'expression suivante:

$$u = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4 \sqrt{\frac{h_7 - h_{VIII}}{h_{II'} - h_I}} - 1. \quad (4.1)$$

Les facteurs de correction sont introduits pour tenir compte de la réduction de vitesse due aux frottements (\$\varphi_1\$), au choc de mélange (\$\varphi_3\$), et du processus de compression réel (\$\varphi_2\$). Leurs valeurs ont été recommandées par Radcenco et al. [6].

4.3. LES RÉSULTATS DE LA SIMULATIONS DE FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE À L'ÉJECTION

Le modèle mathématique présenté dans la section précédente est implémenté dans le code d'ingénierie, de résolution d'équations (EES). Le fonctionnement du système a été analysé pour 4 fluides différents: l'eau (R718), le méthanol, l'ammoniac (R717) et le R134a.

Les valeurs des performances énergétiques et exergetiques pour plusieurs températures au générateur sont présentés dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1. Variation de COP et η_{ex} en fonction de t_G

t_G °C	Eau		Méthanol		Ammoniac		R134a	
	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP
70	0,0597	0,1442	0,4572	0,1435	0,01736	0,1309	0,0146	0,0968
80	0,07088	0,2033	0,2592	0,2025	0,02337	0,1877	0,0198	0,1402
90	0,07725	0,2546	0,2076	0,2538	0,02786	0,2376	0,0232	0,1762
100	0,08094	0,2996	0,1823	0,2988	0,03121	0,282	0,0240	0,2037
110	0,08303	0,3392	0,166	0,3381	0,03364	0,3223		
120	0,08414	0,3744	0,1558	0,3746	0,03529	0,36		
130	0,08462	0,4058	0,1478	0,407	0,03613	0,3982		
140	0,08469	0,4341	0,141	0,4357				
160	0,08416	0,4829	0,1327	0,4896				
180	0,08323	0,5242	0,1255	0,5325				
200	0,08226	0,5601	0,1202	0,5694				
220	0,08142	0,5928	0,1178	0,6044				
240	0,08084	0,6236	0,1194	0,6391				

Dans le tableau 4.2 on présente les pressions de saturation (ébullition), pour les quatre fluides frigorigènes.

Tableau 4.2. Variation de pression de saturation en fonction de t_G

t_G [°C]	70	80	90	100	110	120	130	140	160	180	200	220	240
p_G Eau [bar]	0,31	0,47	0,70	1,01	1,4	1,9	2,7	3,6	6,2	10,0	15,5	23,2	33,5
p_G Méthanol [bar]	1,2	1,8	2,5	3,5	4,7	6,3	8,3	10,7	17,3	26,7	39,7	57,2	80,7
p_G Ammoniac [bar]	33,1	41,4	51,2	62,6	75,8	91,2	108						
p_G R134a [bar]	21,2	26,3	32,5	39,7									

En considérant les résultats présentés dans le tableau 4.2., on peut constater que les valeurs de la pression d'ébullition pour le R134a, le méthanol et l'ammoniac augmentent de façon exponentielle avec t_G , à des niveaux qui ne peuvent pas être mises en pratique. Tenant compte de cette situation et sachant que la source de chaleur peut être constituée par les gaz d'échappement, à des hautes températures, on choisi l'eau comme fluide cyclé approprié à cette application.

Influence de la température de source t_G est illustrée sur les figures 4.3. et 4.4.

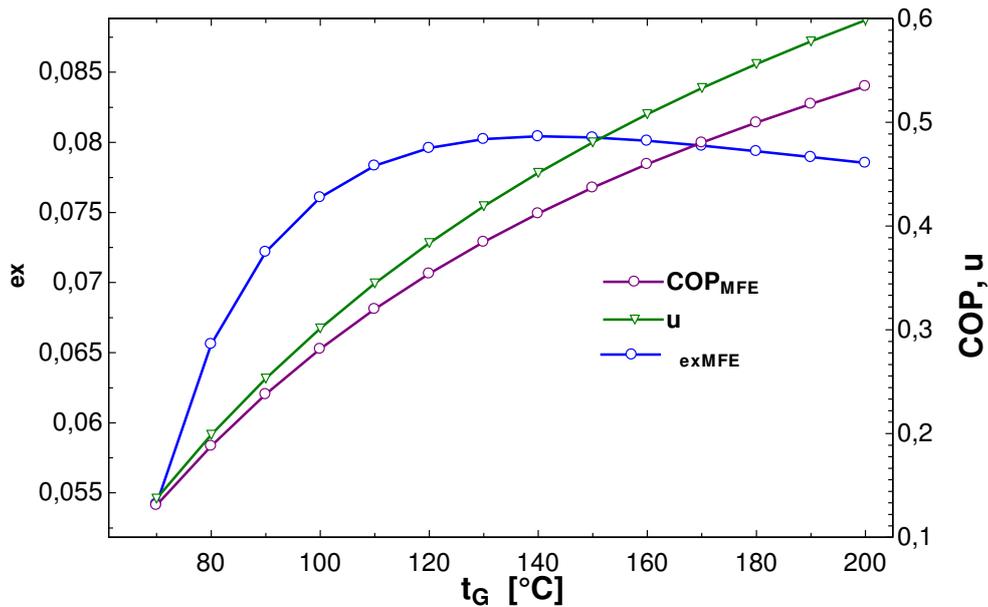


Fig. 4.3. – Variation du COP , u et η_{ex} en fonction de t_G

Dans la figure 4.3 on peut constater que la performance exergetique du système présente un maximum pour $t_G=140^\circ C$. La vitesse de la vapeur, à la sortie de la tuyère convergente-divergente, augmente avec la température du générateur. Il en résulte une chute de pression dans la chambre de mélange. Donc la quantité de vapeur augmente et en même temps, la capacité à produire l'effet de réfrigération (COP).

L'augmentation du coefficient d'éjection a un effet favorable, sur la la performance du système.

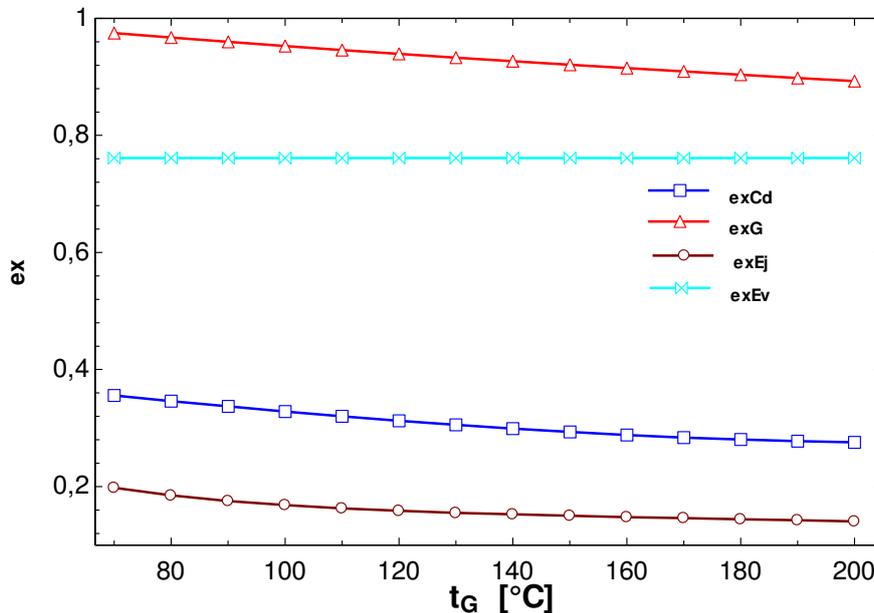


Fig. 4.4. Variation du rendement exergetique en fonction de t_G

Comme on peut le voir, sur la figure 4.4 l'éjecteur est l'élément clé de tout le système. Il a la plus faible efficacité exergetique, variant dans l'intervalle (0,3 à 0,15), plus de 80% des pertes survenant dans ce component.

L'augmentation de la température de condensation influence négativement les performances. Du point de vue énergétique, la meilleure performance est obtenue pour les

températures $t_{Cd}=30^{\circ}\text{C}$ et $t_G=160^{\circ}\text{C}$. En termes du deuxième principe de la thermodynamique, le meilleur mode de fonctionnement est obtenu pour $t_{Cd}=30^{\circ}\text{C}$ et $t_G = 140^{\circ}\text{C}$.

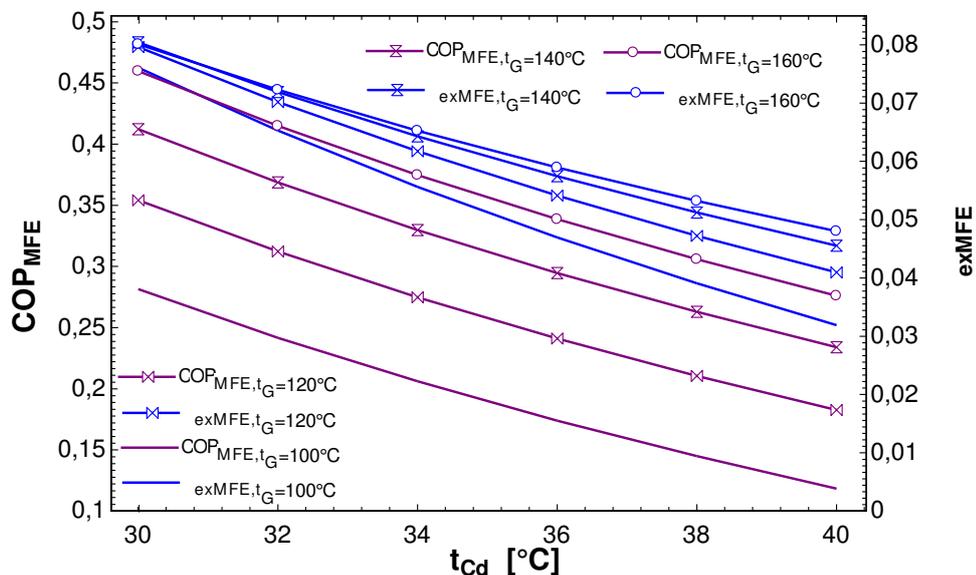


Fig. 4.5. – Influence de la température de condensation sur COP et η_{exMFE}

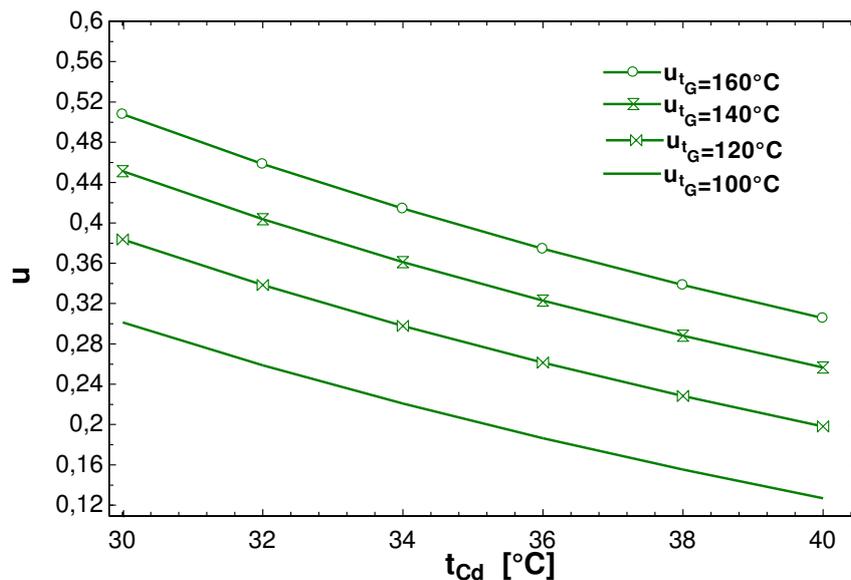


Fig. 4.6. – Influence de la température de condensation sur le coefficient d'éjection, u

Cette variation est due à l'élévation du facteur de compression, qui est défini par le rapport entre les pressions de condensation et d'évaporation. Cela veut dire qu'une grande proportion de l'énergie cinétique est utilisée pour la compression, au détriment de l'extraction du flux secondaire.

L'élévation de la température d'évaporation conduit à une diminution de l'irréversibilité du système, en particulier à cause de la diminution de la chaleur au générateur.

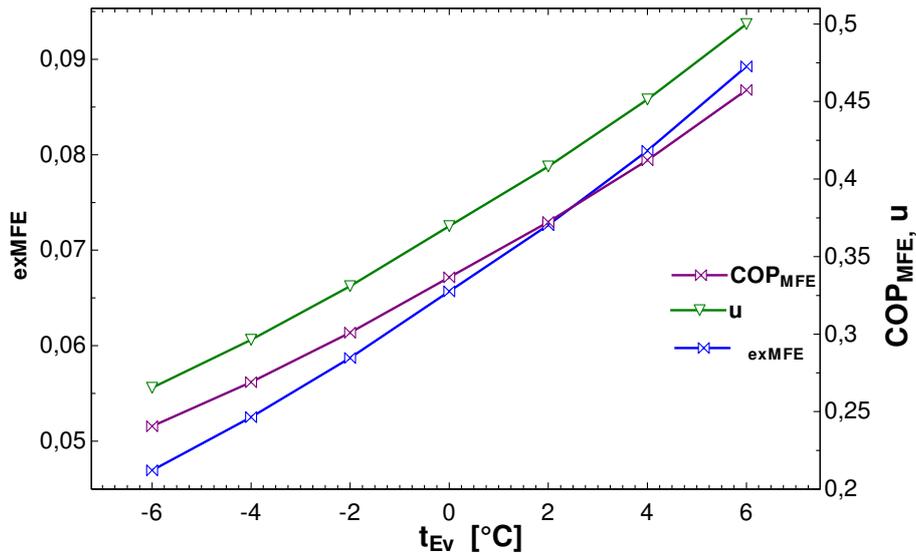


Fig. 4.7. – L'influence de la t_{Ev} sur la variation du COP, u et η_{ex} , pour $t_G=140^\circ\text{C}$ et $t_{Cd}=30^\circ\text{C}$

4.4. CONCLUSIONS

Les conclusions de la simulation sont les suivantes:

- Le COP de la machine frigorifique à éjection augmente avec la température du générateur et la température de l'évaporateur, mais il diminue avec par l'élévation de la température de condensation;
- L'éjecteur est l'élément clé du système, plus de 80% des pertes survenant dans ce component.

CHAPITRE 5 - ANALYSE ENÉRGÉTIQUE ET EXERGÉTIQUE D'UNE CENTRALE DE COGÉNÉRATION ET D'UN SYSTÈME DE DISTRIBUTION D'ÉNERGIE THERMIQUE – ÉTUDE DE CAS

5.1 PRESENTATION DU SYSTÈME

Ce chapitre est une étude de cas qui analyse l'efficacité de cogénération d'électricité et de chaleur de la Centrale Vest Energo. Les performances du système combiné producteur-utilisateur sont également évaluées. L'étude a été réalisée pour des paramètres enregistrés sur la saison de chauffage 2011-2012.

Pour analyser le système combiné producteur-utilisateur, nous avons choisi de le diviser en trois sous-systèmes: la production, le réseau de distribution et l'utilisateur, résonnement similaire à une étude précédente Favrat et al. [7].

La centrale Vest Energo produit actuellement de l'électricité et de la chaleur en cogénération, en utilisant deux types de moteurs à gaz, modèle Jenbacher.

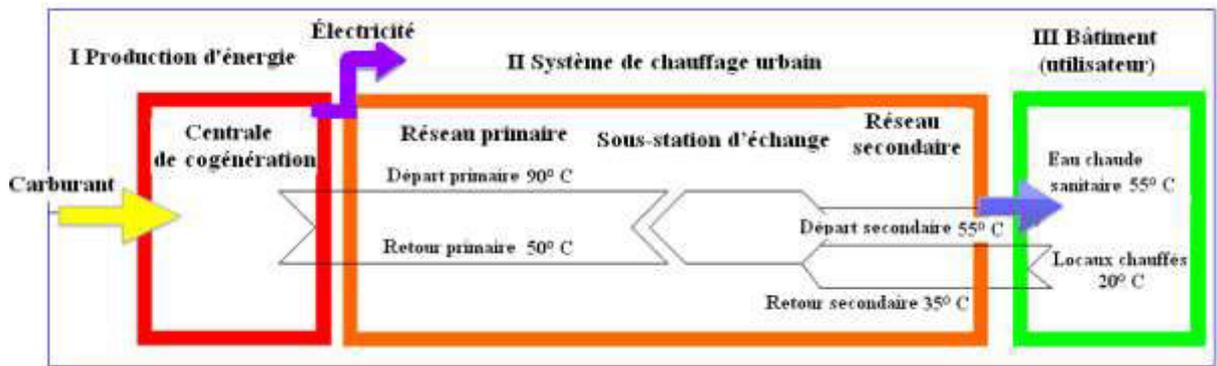


Fig. 5.1 Schéma du système combiné producteur-utilisateur

Tableau 5.1 Les caractéristiques nominales des moteurs

Moteur	Puissance électrique [kW]	Puissance thermique [kW]
J 624 GS -G02	4034	3852
J 620 GS -E02	3045	3006

La centrale est équipée de deux chaudières auxiliaires dont la capacité thermique totale est de 12,5 MW.

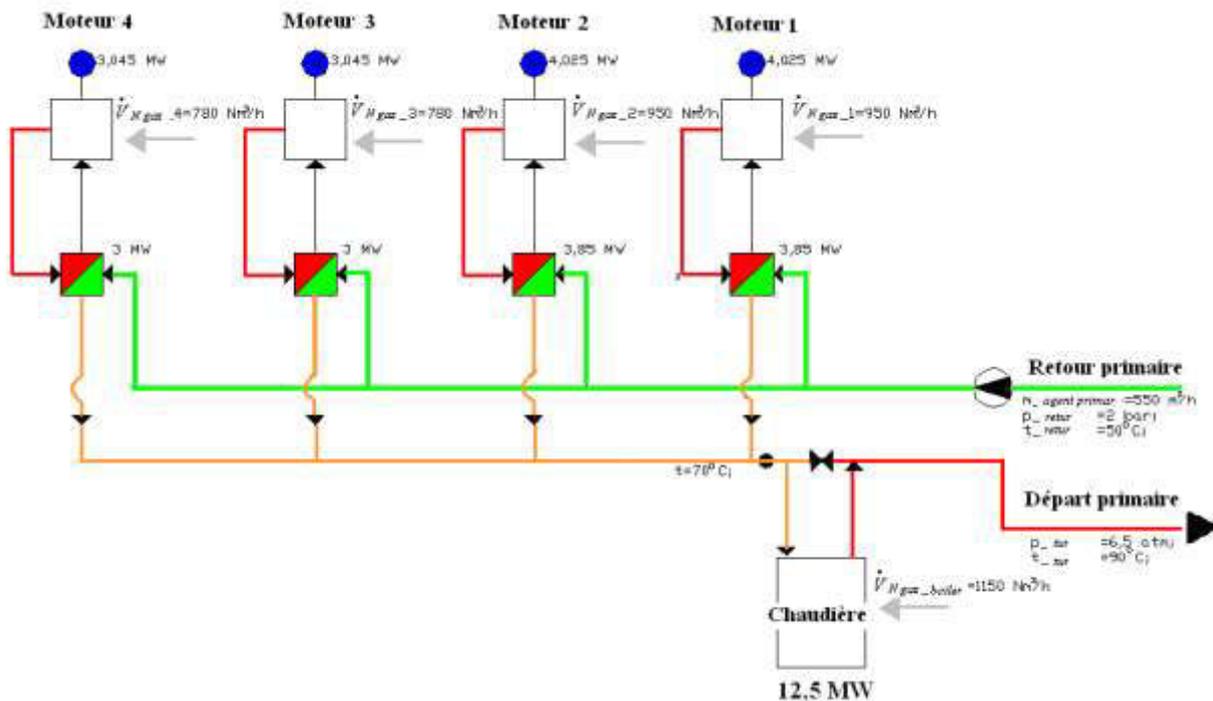


Fig. 5.2 Schéma de la centrale de cogénération Vest Energy

5.2 BILAN ÉNERGÉTIQUE

Le bilan énergétique de la centrale a été élaboré en s'appuyant sur les données enregistrées, et en utilisant selon le Premier Principe (rapportant l'effet utile à l'énergie du carburant)

La relation générale est:

$$\text{l'énergie du carburant} = (\text{électricité} + \text{chaleur}) + \text{pertes} \quad (5.1.)$$

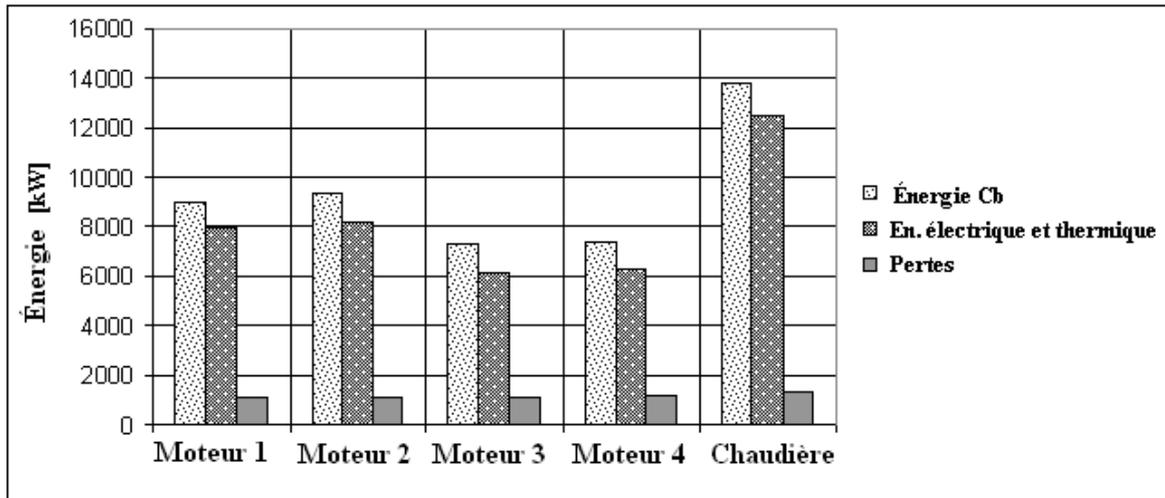


Fig. 5.3 Le bilan énergétique de la centrale de cogénération

5.2. ANALYSE EXÉRGÉTIQUE

Etant donné que plusieurs formes d'énergie sont échangées par ce système (chimique, électrique et thermique), il est nécessaire d'effectuer une analyse exergétique, afin d'établir une équivalence entre eux. Dans un premier temps on détermine l'exergie du gaz naturel, le combustible qui alimente la centrale.

Afin de calculer l'exergie du combustible, on fait usage à un dispositif connu sous le nom de boîte d'équilibre de Van't Hoff (Figure 5.4).

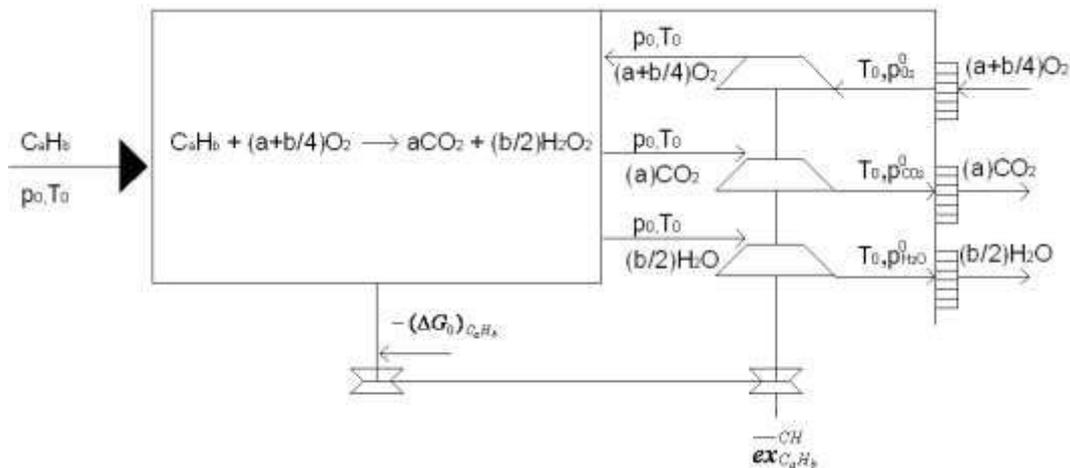


Fig. 5.4. Modèle pour le calcul de l'exergie chimique d'un gaz combustible

$$-CH \text{ ex}_{C_xH_y}(p_0, T_0) = -\Delta G^0 + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{R}T_0 \ln \frac{p_{O_2}^0}{p_0} + a \bar{R}T_0 \ln \frac{p_0}{p_{CO_2}^0} + \frac{b}{2} \bar{R}T_0 \ln \frac{p_0}{p_{H_2O}^0} \quad (5.2)$$

L'exergie chimique molaire du carburant est défini par l'expression de l'équation (5.2). La composition de carburant a été considérée à partir de l'analyse de la chromatographie gazeuse. La valeur de cette l'exergie a été estimée à:

$$\overline{ex}_{cb_volumic}(p_0, T_0) = \frac{\overline{ex}_{cb_molar}(p_0, T_0)}{22,4} = 37957,23 \frac{kJ}{m^3 N} \quad (5.3)$$

Les résultats du bilan exergétique du moteur et de la centrale de cogénération sont présentés dans la figure 5.5.

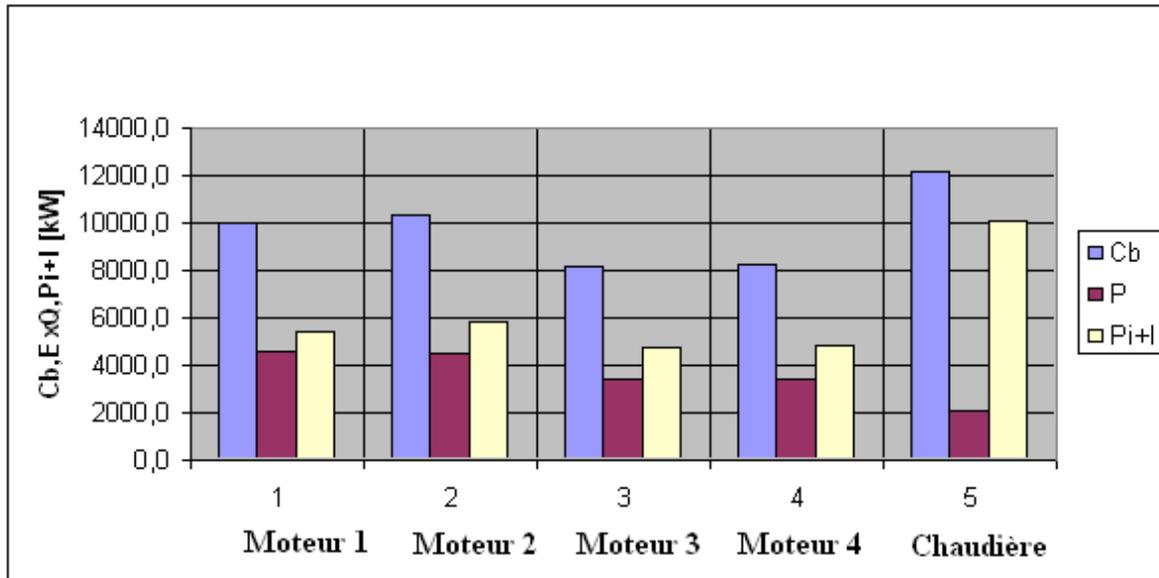


Fig. 5.5. Les résultats du bilan exergétique, par composants

Afin de mettre en évidence la destruction de l'exergie qui se produit, on néglige les pertes de chaleur dans le système de chauffage. La différence entre l'exergie de la chaleur à la centrale et à l'utilisateur est 2473 kW, ce qui représente une destruction du potentiel de 59,5%. Si le bilan exergétique est recalculé pour le système combiné producteur-utilisateur, on obtient une valeur de 32,1% par rapport à 37,1% pour la centrale.

5.4. CONCLUSIONS

La cogénération apporte une augmentation significative de l'efficacité exergétique. L'efficacité exergétique des moteurs fonctionnant en cogénération est près de trois fois plus élevé que celle de la chaudière, bien que les performances énergétiques des deux appareils soient similaires.

L'analyse exergétique révèle la dégradation de l'énergie au cours de son transfert / conversion et représente la seule méthode qui permet d'explorer simultanément différentes formes d'énergie.

CHAPITRE 6 – L'ÉTUDE EXERGÉTIQUE SUR L'ENSEMBLE MOTEUR - MACHINES FRIGORIFIQUES TRITHERMES

6.1. PRÉSENTATION DU SYSTÈME

Dans ce sous-chapitre, on présente les relations qui constitue le modèle mathématique de l'ensemble moteur - machines frigorifiques trithermes. Les machines frigorifiques seront alimentées avec la chaleur à partir de deux sources:

- source primaire, les gaz d'échappement du moteur ;
- source secondaire, une chaudière dont le combustible est le gaz naturel.

Machine frigorifique tritherme



Fig.6.1. Schéma de la transformation de chaleur

Le schéma de fonctionnement de l'ensemble, en tenant compte du modèle exergetique est montré dans la figure 6.2.

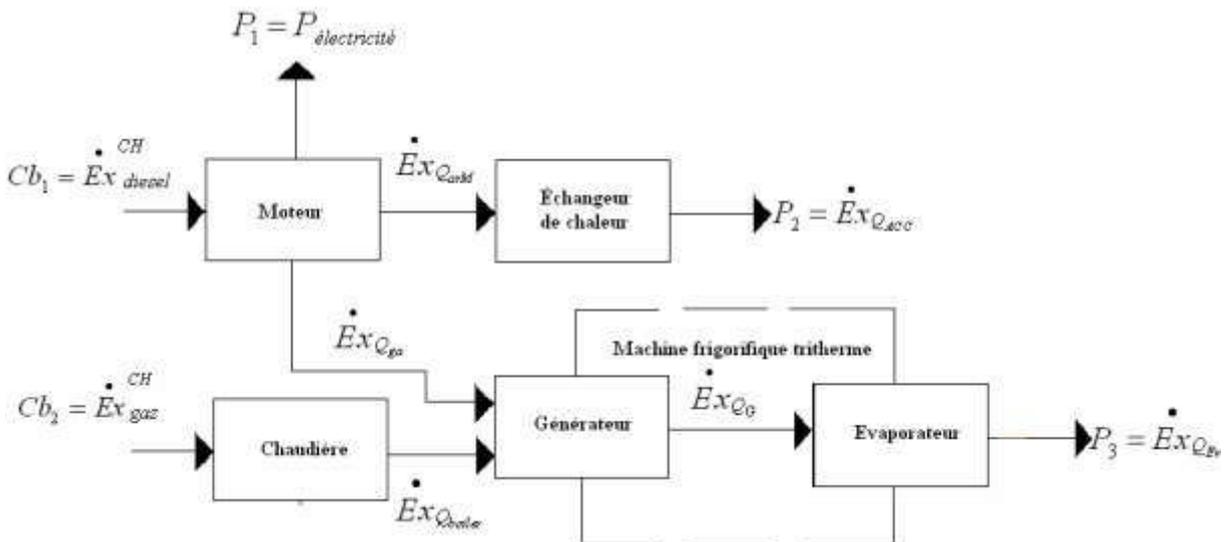


Fig. 6.2 Schéma de conversion d'énergie de carburant dans les produits: électricité, eau chaude, froid

6.2. ETUDE THERMODYNAMIQUE

Les données fournies par le fabricant concernant les caractéristiques des gaz de combustion du moteur sont présentées dans le tableau 6.1.

Tableau 6.1 Les caractéristiques des gaz de combustion pour un régime de fonctionnement de 100%

	c_p	\dot{m}_{ga}	C	t_{iga}	t_{ega}	\dot{Q}
	kJ/kgK	kg/s	kW/K	°C	°C	kW
Gaz de combustion	1,115	0,05352	0,05967	480,85	140	20,33

Il est à noter que la valeur de 140 ° C, à laquelle le gaz doit être évacué, est recommandée par le fabricant pour éviter la condensation de vapeur. Etant donné que la température est élevée, un calcul est effectué pour déterminer la température réelle de la condensation des constituants de gaz de combustion. L'équation de la combustion du gazole a été utilisée, dont la formule chimique peut être approchée à $C_{12}H_{23}$. Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 6.2.

Tableau 6.2 La température et la pression de condensation de la vapeur d'eau

Charge du moteur	λ	p_v	t_s
	-	bar	°C
100%	2,06	0,10933	47°C
50%	3,5	0,071304	39,35°C

Par conséquent, on peut considérer une valeur de 60 °C pour la température de saturation, sans risque de condensation. La quantité de chaleur qui peut être récupérée à partir des gaz de combustion en les refroidissant à la valeur de 60 °C est:

$$\dot{Q}_{ga} = \dot{m}_{ga} * c_p * (t_{iga} - t_{ega}) = 0,05352 * 1,115 * (480,85 - 60) = 25 kW \quad (6.1)$$

6.3. CALCUL EXÉRGÉTIQUE DE LA TRANSFERT DE CHALEUR À PARTIR DE SOURCES, SUR LE GÉNÉRATEUR DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE

La chaleur est fournie à partir de deux sources: la chaleur récupérée à partir des gaz de combustion et de chaleur produite dans la chaudière.

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_{ga} + \dot{Q}_{boiler} \quad (6.2)$$

Savoir que la chaleur varie avec la température t_G , qui doit être fournie à la générateur de la machine frigorifique, il s'ensuit que Q_{boiler} varier.

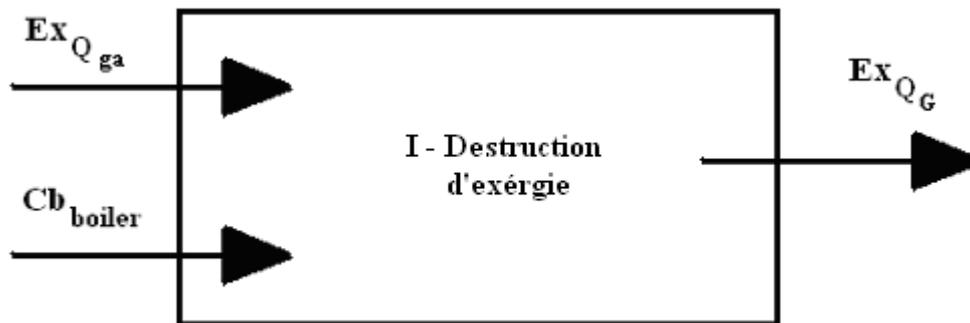


Fig. 6.3 Bilan exergétique du générateur

L'expression pour le calcul de l'efficacité exergétique de ce système est:

$$\eta_{extotal} = \frac{Ex_{Q_G}}{Ex_{Q_{ga}} + Cb_{boiler}} \quad (6.3)$$

Il est intéressant de quantifier le rendement de chaque source de chaleur pour identifier les composants qui introduisent plus de destruction. À cet effet on définit les efficacités exergétiques suivantes :

- pour l'exergie de la chaleur du gaz de combustion

$$\eta_{exga} = \frac{\dot{Q}_{ga} * (1 - \frac{T_0}{T_G})}{Ex_{Q_{ga}}} \quad (6.4)$$

- pour l'exergie de la chaleur produite dans la chaudière

$$\eta_{exboiler} = \frac{\dot{Q}_{boiler} * (1 - \frac{T_0}{T_G})}{Cb_{boiler}} \quad (6.5)$$

Le calcul a été effectué pour la machine frigorifique à absorption (MFA) et aussi pour la machine frigorifique à éjection (MFE).

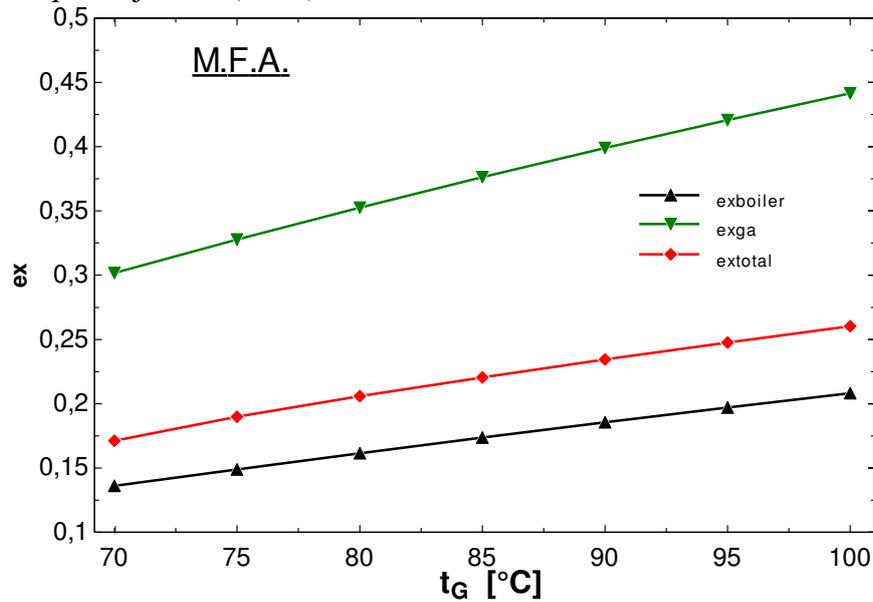


Fig. 6.4 Efficacités exergétiques du transfert de chaleur, pour MFA

D'après la figure 6.4, on peut voir que les trois rendements augmentent avec t_G , c'est à dire la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée. Plus la température du produit (chaleur) est proche de celle de la source moins il y a de l'exergie détruite. Dans le cas de la chaudière, la conversion de l'exergie chimique d'un combustible en une chaleur à température plus élevée, signifie le transfert dans un produit avec un potentiel exergétique supérieur, d'où une plus grande efficacité.

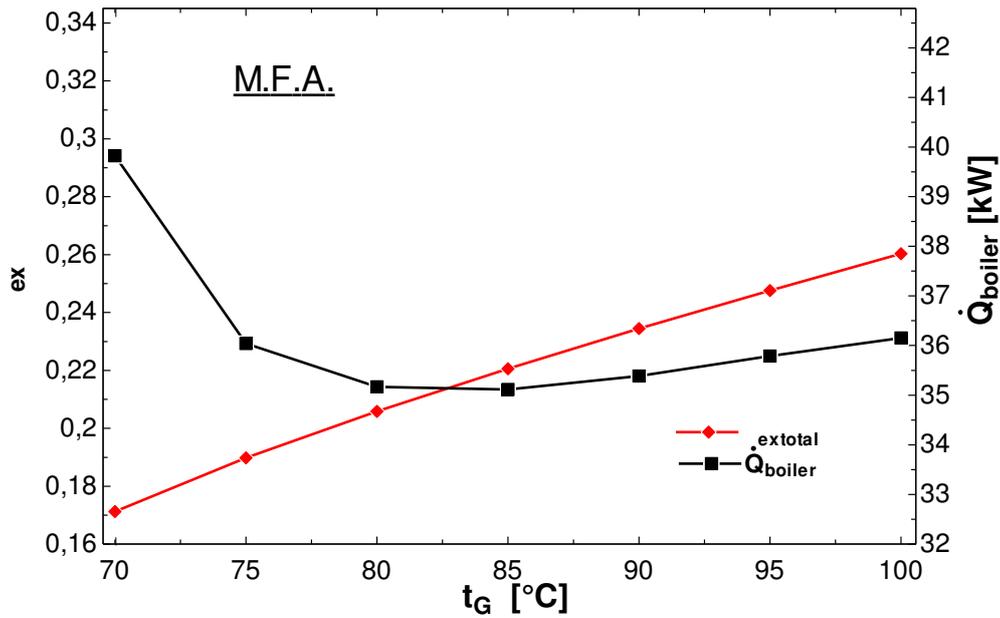


Fig. 6.5 Influence de la t_G sur η_{ext} et \dot{Q}_{boiler} , pour MFA

La différence entre la MFE et la MFA, est due aux points suivants:

- les températures au générateur sont bien plus élevés pour la MFE;
- la chaleur qui doit être fournie au générateur est également considérablement augmentée dans le cas de la MFE.

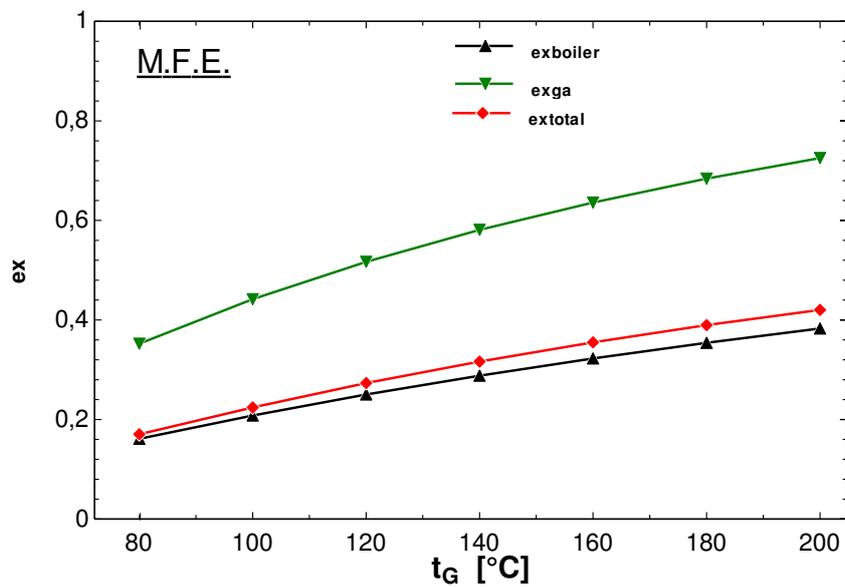


Fig.6.6 Efficacites exergétiques du transfert de chaleur, pour la MFE

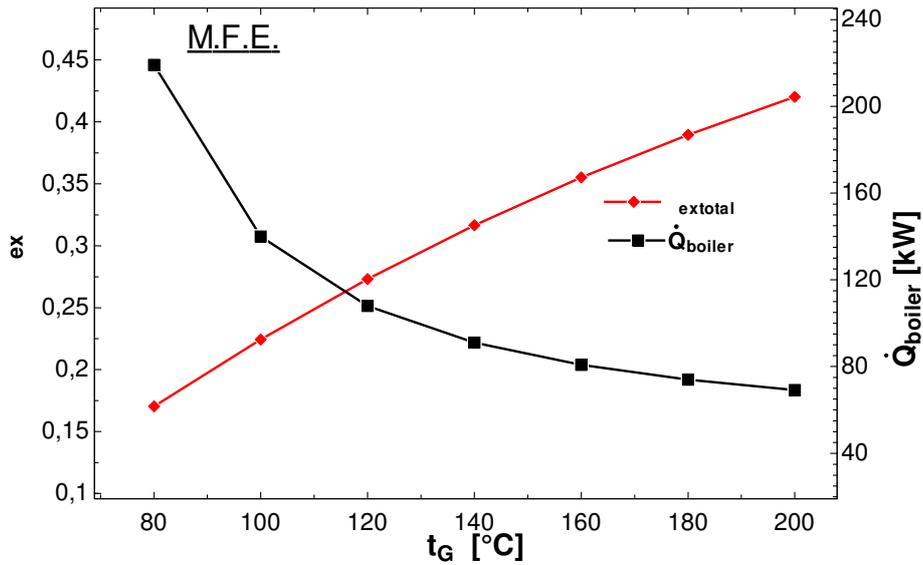


Fig.6.7 Influence de la t_G sur $\eta_{exttotal}$ et \dot{Q}_{boiler} , pour la MFE

Pour la valeur $t_G = 100^\circ\text{C}$, $\eta_{exttotalMFA}=0,275$ tandis que $\eta_{exttotalMFE}=0,228$. En termes énergétiques, (si l'on compare les rendements énergétiques), la machine frigorifique à absorption est plus efficace que la MFE. Ainsi, pour une $t_G = 100^\circ\text{C}$, $Q_{boilerMFA} = 36,15$ kW, pendant que $Q_{boilerMFE} = 140$ kW.

6.4. PERFORMANCES EXERGÉTIQUES DE L'ENSEMBLE MOTEUR – CHAUDIÈRE - BOILER – MACHINE FRIGORIFIQUE TRITERME

Dans ce chapitre nous avons l'influence de la charge sur l'efficacité exergetique du système global.

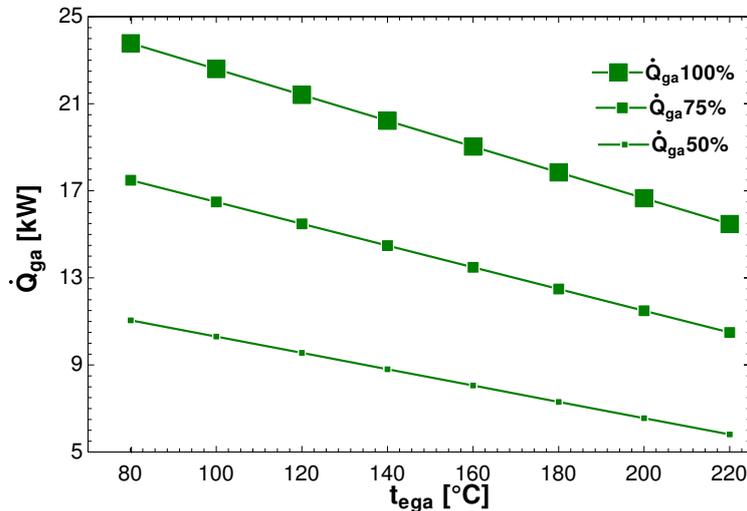


Fig. 6.8. Influence de la température d'échappement sur la quantité de chaleur récupérée, pour différents modes de fonctionnement

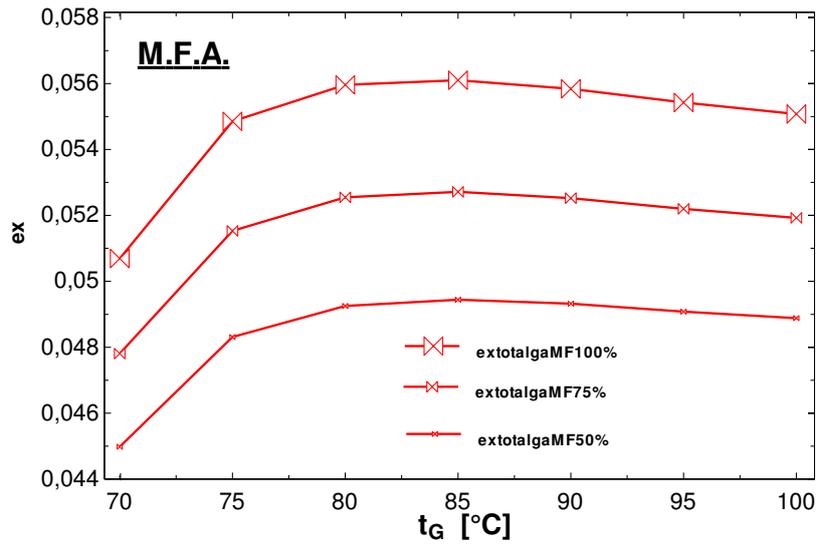


Fig. 6.9. Influence de la t_G sur le rendement du couplage combustible - $Ex_{Q_{total}}$ et produit - $Ex_{Q_{Ev}}$, pour la MFA

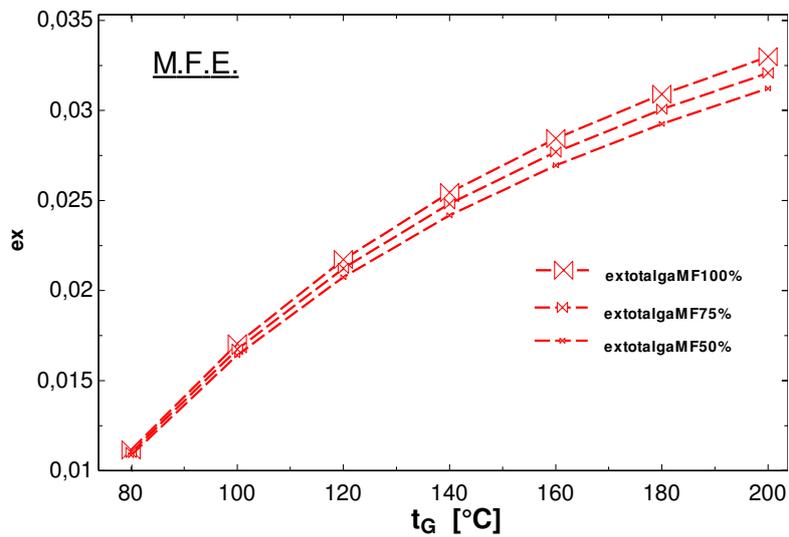


Fig. 6.10. Influence de la t_G sur le rendement du couplage combustible - $Ex_{Q_{total}}$ et produit - $Ex_{Q_{Ev}}$, pour la MFE

Pour la cogénération, c'est-à-dire une production simultanée d'électricité et de froid, on obtient les résultats présentés dans les figures 6.11 et 6.12.

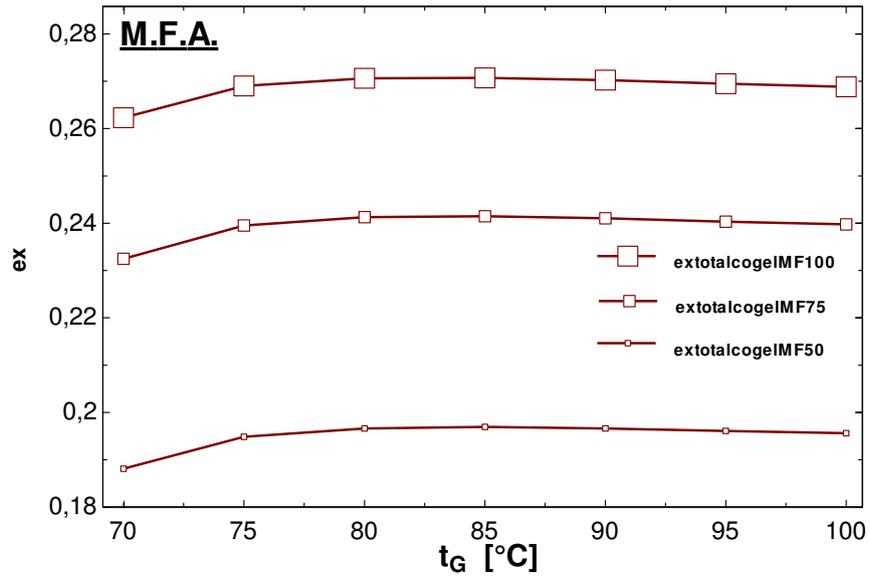


Fig. 6.11. Influence de la t_G sur le rendement du couplage combustible - Cb_{Motor} , Cb_{boiler}
Production d'électricité et de froid, pour la MFA

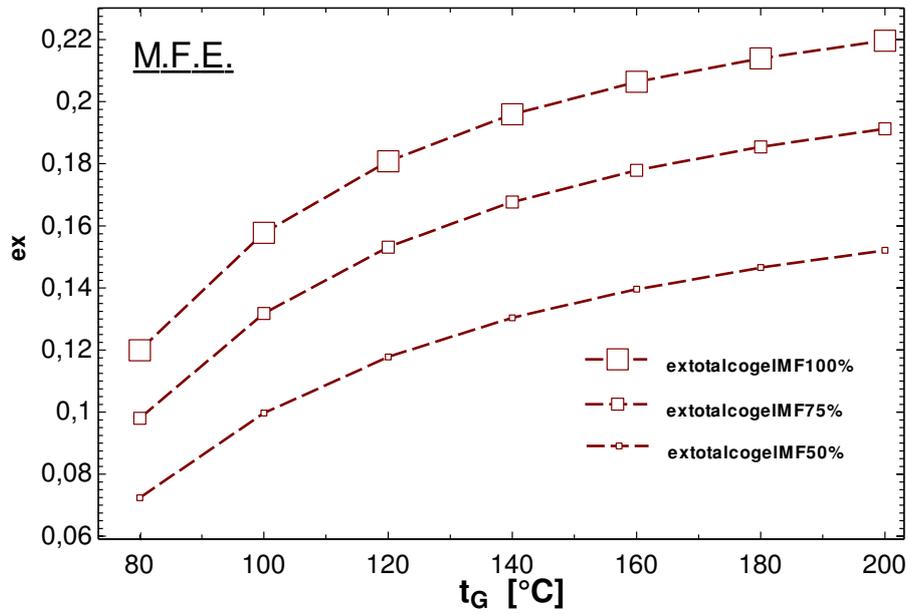


Fig. 6.12 Influence de la t_G sur le rendement du couplage combustible - Cb_{Motor} , Cb_{boiler}
Production d'électricité et de froid, pour la MFE

Les relations de l'efficacité exergétique de trigénération sont:

$$\eta_{extrigga} = \frac{P + Ex_{Q_{Evga}} + Ex_{Q_{ACC}}}{Cb_{Motor}} \quad (7.6)$$

$$\eta_{extrigtotd} = \frac{P + Ex_{Q_{Ev}} + Ex_{Q_{ACC}}}{Cb_{Motor} + Cb_{boiler}} \quad (7.7)$$

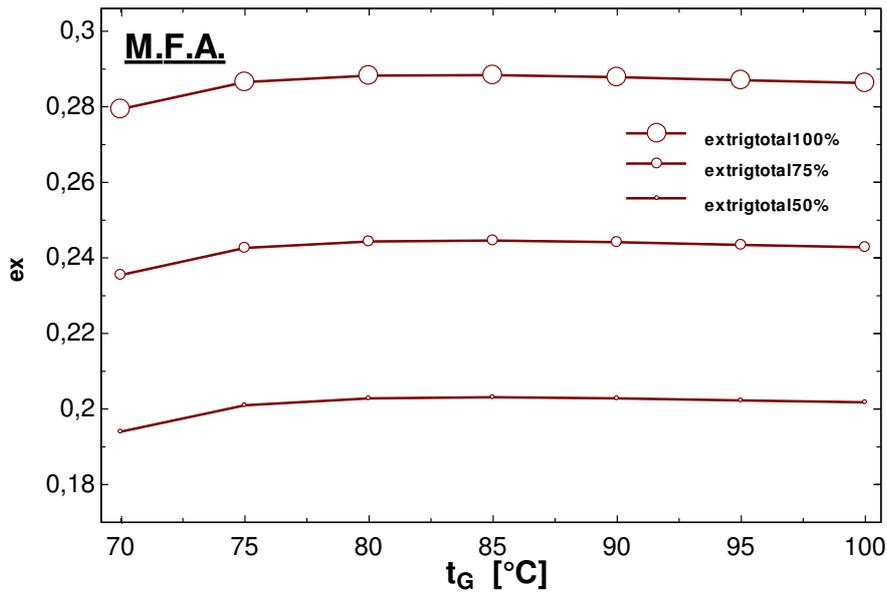


Fig. 6.13 Influence de la t_G sur le rendement du couplage combustible - Cb_{Motor} , Cb_{boiler}
Production d'électricité, de froid et eau chaude, pour la MFA

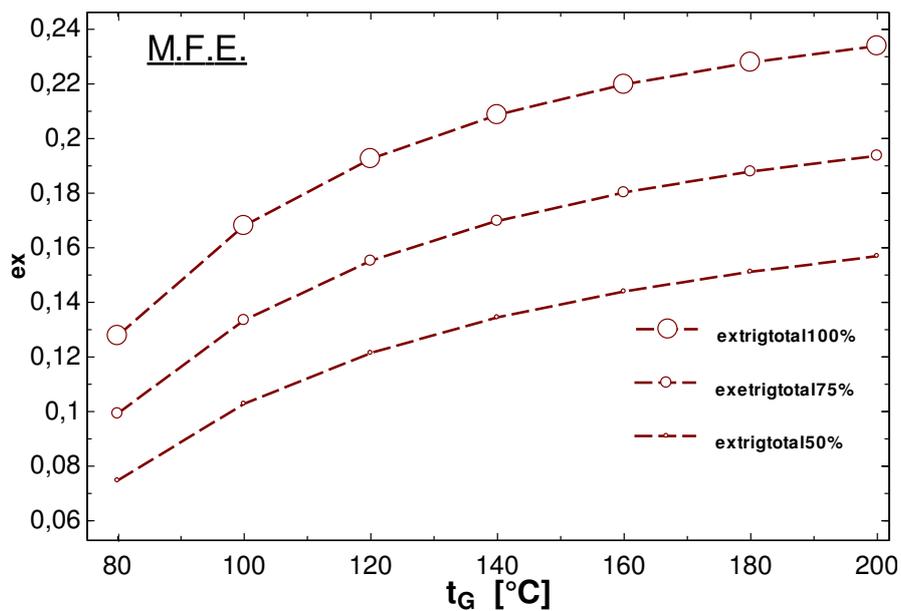


Fig. 6.14. Influence de la t_G sur le rendement du couplage combustible - Cb_{Motor} , Cb_{boiler}
Production d'électricité, de froid et eau chaude, pour la MFE

Tableau 6.3 L'efficacité exergetique de la production des utilites pour differents regimes de fonctionnement du moteur.

Régime de fonctionnement	Charge [%]	η_{exel} [-]	$\eta_{excogelACC}$ [-]	$\eta_{excogelMFA}$ ($t_G=85^\circ\text{C}$) [-]	$\eta_{extrigMFA}$ ($t_G=85^\circ\text{C}$) [-]	$\eta_{excogelMFE}$ ($t_G=200^\circ\text{C}$) [-]	$\eta_{extrigMFE}$ ($t_G=200^\circ\text{C}$) [-]
1.	100	0,333	0,356	0,342	0,365	0,338	0,361
2.	75	0,329	0,334	0,338	0,342	0,333	0,338
3.	50	0,311	0,322	0,319	0,330	0,314	0,335

6.5. CONCLUSIONS

Les résultats de la simulation présentée dans ce chapitre nous amène à faire les conclusions suivantes:

- L'augmentation de la température au bouilleur t_G vers la t_{ga} , fait augmenter l'efficacité exergetique de la chaleur, en réduisant les destructions de potentiel exergetique ;
- Il est preferable de considerer un niveau de temperature qui reduit le besoin en chaleur supplementaire, qui doit etre assuree par la chaudiere;
- La trigeneration a un effet positif en augmentant le rendement de 3%;
- La meilleure performance est constatée pour un fonctionnement du moteur à pleine charge à 100%, dans le cas de l'utilisation de la machine frigorifique à absorption.

RÈFÈRENCES

- [1] A. Dobrovicescu, Principiile analizei exergoeconomice, Editura Politehnica Press, Bucuresti, 2007
- [2] U. Eicker, D. Pietruschka, Optimisation and Economics of Solar Cooling Systems, Advances in Building Energy Research, vol. 3, no. 1, 2009, pp. 45-82.
- [3] A. Sencan, A. Kemal, A. Soteris, Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, Renewable Energy , vol. 30, no. 5, 2005, pp.645-657.
- [4] S.C. Kaushik, A. Arora, Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems', International Journal of Refrigeration, vol. 33, no. 6, 2009, pp. 1247 – 1258.
- [5] S. Aphornratana, T. Sriveerakul, Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium–bromide: effect of operating condition to system performance, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 33, no. 2, 2007, pp. 658-669.
- [6] V. Radcenco, S. Porneala, A. Dobrovicescu, Procese în instalații frigorifice (Refrigeration Processes), Editura Didactica si Pedagogica, București, 1983.
- [7] D. Favrat, F. Marechal, The challenge of introducing an exergy indicator in a local law on energy, Agia Pelagia, Proceedings of ECOS 2006, Aghia Pelaghia, Crete, Greece, 1996.