

ETUDE D'AMELIORATION DU COEFFICIENT DE PERFORMANCE DES SYSTEMES THERMIQUES A QUATRE SOURCES

Michel FEIDT*, Elena Eugenia VASILESCU**

*Henri Poincare UNIVERSITY NANCY I, France, michel.feidt@ensem.inpl-nancy.fr

**POLITEHNICA UNIVERSITY of Bucarest, Romania, eev_ro@yahoo.com

Rezumat. Este prezentat un model general de analiză a sistemelor cu 4 surse externe de căldură externe (frigorifice și de pompe de căldură) pe baza ciclului generalizat endo și exoîreversibil. Funcția obiectiv de optimizat este coeficientul de performanță. Este efectuat și un studiu de sensibilitate parametrică privind variația coeficientului de performanță maxim cu temperaturile surselor extreme, înaltă și joasă.

1. INTRODUCTION

Les systèmes thermiques qui échangent de la chaleur avec quatre sources (4T) extérieures sont les machines frigorifiques ou les pompes à chaleur à absorption d'agent de travail dans un absorbant liquide ou à adsorption d'agent de travail dans un adsorbant solide.

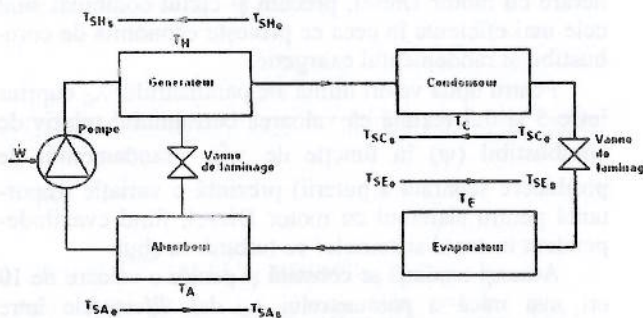


Figure 1. Schéma générale d'un système 4T.

Généralement, un système 4T à absorption est constitué par les appareils suivants, conformément à la figure 1:

- un générateur de vapeur d'agent de travail chauffé à l'aide d'une source de haute température avec la température moyenne T_{SH} [K]
- un condenseur refroidi avec un fluide extérieur avec la température moyenne T_{SC} [K]
- un évaporateur qui reçoit de la chaleur d'un fluide extérieur avec la température moyenne T_{SE} [K]
- un absorbant refroidi avec un fluide extérieur avec la température moyenne T_{SA} [K]
- une pompe de liquide qui consomme une puissance mécanique \dot{W} [kW] négligeable par rapport à l'énergie thermique \dot{Q}_H [kW] consommée dans le générateur.

Les sources extérieures sont en fait des fluides de chauffage ou de refroidissement avec des températures qui se modifient entre l'entrée (indice "e") et la sortie (indice "s") des appareils.

Si le condenseur et l'absorbant sont refroidis parallèlement avec le même fluide, on peut considérer $T_{SAe} = T_{Sce}$ et le système s'appelle tritherme (3T).

On a noté par T_H, T_A, T_C, T_E [K], les températures moyennes de l'agent de travail dans les appareils de transfert thermique.

Les performances des cycles frigorifiques 3T et 4T exo- and endoîreversibles ont été déjà étudiées et optimisées et les résultats obtenus sont présentés dans des travaux comme [1]...[5]. En partant de la bibliographie existante, notre travail propose un modèle original et unitaire d'optimisation des cycles des systèmes 4T (frigorifiques et des pompes à chaleur) en utilisant la méthode NTU avec des efficacités thermiques des échangeurs de chaleur.

2. LE MODELE D'OPTIMISATION

Le cycle idéal d'un système 4T a été toujours représenté par 2 cycle de Carnot (un direct et un inverse) couplés entre eux. Pour établir les principes de base de la procédure d'optimisation, on va reconstruire ce cycle en tenant compte du caractère réel exoîreversible des interactions thermiques et du caractère endoîreversible des processus adiabatique (figure 2).

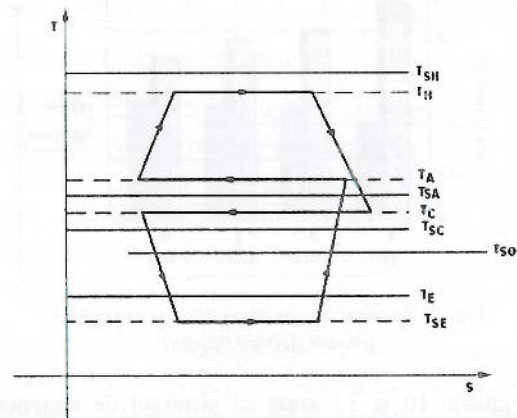


Figure 2. Cycle général endo et exoîreversible des systèmes 4T.

Les températures de la figure 2 sont les températures moyennes de sources T_{SH} , T_{SA} , T_{SC} , T_{SE} , respectivement de l'agent de travail T_H , T_A , T_C , T_E dans les échangeurs de chaleur. T_{so} est une température de référence qu'on va utiliser dans la modélisation.

Généralement, le flux de chaleur transféré dans un échangeur entre un fluide 1 (la source extérieure) et un fluide 2 (l'agent de travail) peut être écrit avec la formule:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{C}_1 X_e \quad (1)$$

avec ε [-] l'efficacité de l'échangeur qui est:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right) \frac{kA}{\dot{C}_1}}}{1 + \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}} \text{ pour les échangeurs en cocourant}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right) \frac{kA}{\dot{C}_1}}}{1 + \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} e^{-\left(1 + \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right) \frac{kA}{\dot{C}_1}}} \text{ pour les échangeurs en contrecourant}$$

kA [W/K] est la conductivité thermique de l'échangeur, respectivement le produit entre le coefficient global de transfert thermique k [W/m².K] et la surface de transfert A [m²]

$\dot{C} = \dot{m}c_p$ [W/K] est le débit calorifique d'un fluide, respectivement le produit entre le débit massique \dot{m} [kg/s] et la chaleur spécifique massique c_p [J/kg.K].

Le rapport $kA/\dot{C} = NTU$ est le nombre des unités de transfert thermique

Dans le système (4T), le fluide de travail change de phase dans les échangeurs de chaleur; à cause de ça on peut considérer que $\dot{C}_2 \rightarrow \infty$. En résulte qu'on peut exprimer l'efficacité du chaque échangeur comme:

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{kA}{\dot{C}_1}} = 1 - e^{-NTU} \quad (2)$$

A cause du changement de phase, même si l'agent est nonazeotrope, on appliquera une hypothèse simplificatrice en considérant la température de l'agent de travail constante en chaque échangeur. Ainsi, on peut écrire la différence de températures X [K] comme:

$$X_{H,A,C,E} = T_{SH,A,C,E,e} - T_{H,A,C,E} \quad (3)$$

Evidement $X_{H,E} > 0$ et $X_{A,C} < 0$ ce qui conduit à $\dot{Q}_{H,E} > 0$ et $\dot{Q}_{A,C} < 0$.

Comme dans les modèles proposés antérieurement, les équations utilisées sont:

- l'équation de bilan énergétique:

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_A + \dot{Q}_C + \dot{Q}_E + \dot{W} = 0 \quad (4)$$

- l'équation de bilan entropique

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_H} + \frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \frac{\dot{Q}_C}{T_C} + \frac{\dot{Q}_E}{T_E} + \dot{S}_i = 0 \quad (5)$$

Avec \dot{S}_i [W/K] l'augmentation d'entropie de l'agent de travail à cause de l'irréversibilité interne (endoirréversibilité).

En exprimant les flux thermiques avec la méthode NTU et en appliquant une condition de limitation de l'efficacité thermique totale ε_T , on obtient le système d'équations:

$$\begin{cases} \varepsilon_H \dot{C}_H X_H + \varepsilon_A \dot{C}_A X_A + \varepsilon_C \dot{C}_C X_C + \varepsilon_E \dot{C}_E X_E + \dot{W} = 0 \\ \frac{\varepsilon_H \dot{C}_H X_H}{T_{SH} - X_H} + \frac{\varepsilon_A \dot{C}_A X_A}{T_{SA} - X_A} + \frac{\varepsilon_C \dot{C}_C X_C}{T_{SC} - X_C} + \frac{\varepsilon_E \dot{C}_E X_E}{T_{SE} - X_E} + \dot{S}_i = 0 \\ \varepsilon_H + \varepsilon_A + \varepsilon_C + \varepsilon_E = \varepsilon_T \end{cases} \quad (6)$$

Pour généraliser encore plus le modèle, on peut adimensionaliser les équations en introduisant:

$$\begin{aligned} \bar{C}_{H,A,C} &= \frac{\dot{C}_{H,A,C}}{\dot{C}_E}; \bar{T}_s = \frac{T_{sc}}{T_{so}}; \bar{X} = \frac{X}{T_{so}}; \\ \bar{Q} &= \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_E T_{so}}; \bar{W} = \frac{\dot{W}}{\dot{C}_E T_{so}}; \bar{S}_i = \frac{\dot{S}_i}{\dot{C}_E} \end{aligned}$$

Le système d'équations (6) devient:

$$\begin{cases} \varepsilon_H \bar{C}_H \bar{X}_H + \varepsilon_A \bar{C}_A \bar{X}_A + \varepsilon_C \bar{C}_C \bar{X}_C + \varepsilon_E \bar{C}_E \bar{X}_E + \bar{W} = 0 \\ \frac{\varepsilon_H \bar{C}_H \bar{X}_H}{\bar{T}_{SH} - \bar{X}_H} + \frac{\varepsilon_A \bar{C}_A \bar{X}_A}{\bar{T}_{SA} - \bar{X}_A} + \frac{\varepsilon_C \bar{C}_C \bar{X}_C}{\bar{T}_{SC} - \bar{X}_C} + \frac{\varepsilon_E \bar{C}_E \bar{X}_E}{\bar{T}_{SE} - \bar{X}_E} + \bar{S}_i = 0 \\ \varepsilon_H + \varepsilon_A + \varepsilon_C + \varepsilon_E = \varepsilon_T \end{cases} \quad (7)$$

La fonction-objectif à optimiser (maximiser) est l'expression du coefficient de performance. En ce but on propose les cas suivants:

1^{er} cas: COP ($\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E$) pour les machines frigorifique (MF) et les pompes à chaleur (PC) aux paramètres imposés: $\varepsilon_T, \bar{C}_{H,A,C,E}, \bar{T}_{SH,A,C,E}$

2^{eme} cas: COP ($\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E$) pour les machines frigorifique (MF) et les pompes à chaleur (PC) à énergie consommée imposée \bar{Q}_H et aux paramètres imposés:

$\varepsilon_T, \bar{C}_{H,A,C,E}, \bar{T}_{SH,A,C,E}$

3^{eme} cas: COP ($\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E$) pour les machines frigorifique (MF) à effet utile imposé \bar{Q}_E et aux paramètres imposés: $\varepsilon_T, \bar{C}_{H,A,C,E}, \bar{T}_{SH,A,C,E}$.

Les formules générales pour le coefficient de performance sont:

- pour la machine frigorifique

$$COP_{MF} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_H + \dot{W}} \quad (8)$$

- pour la pompe à chaleur

$$\begin{aligned} COP_{PC} &= \frac{|\dot{Q}_A| + |\dot{Q}_C|}{\dot{Q}_H + \dot{W}} = \frac{\dot{Q}_H + \dot{Q}_E + \dot{W}}{\dot{Q}_H + \dot{W}} = \\ &= 1 + \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_H + \dot{W}} + \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H + \dot{W}} \end{aligned} \quad (9)$$

Parce que $\dot{W} \square \dot{Q}_H$, pratiquement, pour une machine 4T qui travaille aux mêmes températures imposées des sources, avec les mêmes flux de chaleurs échangés, mais ayant un effet utile \dot{Q}_E comme machine frigorifique et un effet utile $|\dot{Q}_A| + |\dot{Q}_C|$ comme pompe à chaleur on peut écrire:

$$COP_{PC} = COP_{MF} + 1 \quad (10)$$

En éliminant quelques variables on a obtenu du system d'équations (6) les fonctions qui expriment les coefficients de performances, respectivement:

- pour le 1^{er} cas:

$$COP_{MF}(\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) = \frac{f(\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E)}{g(\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E)}$$

$$COP_{PC}(\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) = COP_{MF}(\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) + 1 \quad (11)$$

$$f(\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) = (\varepsilon_T - \varepsilon_H) \left(\frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} \right) + \varepsilon_H \bar{C}_H \bar{X}_H \left[\frac{1}{\bar{C}_A \bar{X}_A} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{T}_{SHe} - \bar{X}_H} \right) - \frac{1}{\bar{C}_C \bar{X}_C} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} - \frac{1}{\bar{T}_{SHe} - \bar{X}_H} \right) \right] - \bar{S}_i \left(\frac{1}{\bar{C}_A \bar{X}_A} - \frac{1}{\bar{C}_C \bar{X}_C} \right) + \bar{W} \left[\frac{1}{\bar{C}_A \bar{X}_A} \frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{C}_C \bar{X}_C} \frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} \right] \quad (12)$$

et:

$$g(\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) = (\varepsilon_H \bar{C}_H \bar{X}_H + \bar{W}) \cdot \left[\frac{1}{\bar{X}_E} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} \right) + \frac{1}{\bar{C}_E \bar{X}_E} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{T}_{SEe} - \bar{X}_E} \right) \right] \quad (13)$$

- pour le 2^{eme} cas (\bar{Q}_H imposé):

$$COP_{PC}(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) = COP_{MF}(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) + 1;$$

on a utilisé les expressions analytiques (11), (12), (13) dans lesquelles on a remplacé $\varepsilon_H = \bar{Q}_H / \bar{C}_H \bar{X}_H$

- pour le 3^{em} cas (\bar{Q}_E imposé):

$$COP_{MF}(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) = \frac{\frac{\bar{Q}_E}{\bar{C}_E}}{\frac{h(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E)}{k(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E)} + \bar{W}} \quad (14)$$

avec:

$$h(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) = \left(\varepsilon_T - \frac{\bar{Q}_E}{\bar{C}_E \bar{X}_E} \right) \left(\frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} \right) + \frac{\bar{Q}_E}{\bar{C}_E} \left[\frac{1}{\bar{C}_A \bar{X}_A} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{T}_{SEe} - \bar{X}_E} \right) - \frac{1}{\bar{C}_C \bar{X}_C} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} - \frac{1}{\bar{T}_{SEe} - \bar{X}_E} \right) \right] - \bar{S}_i \left(\frac{1}{\bar{C}_A \bar{X}_A} - \frac{1}{\bar{C}_C \bar{X}_C} \right) + \bar{W} \left[\frac{1}{\bar{C}_A \bar{X}_A} \frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{C}_C \bar{X}_C} \frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} \right] \quad (15)$$

et:

$$k(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E) = \frac{1}{\bar{C}_H \bar{X}_H} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} \right) - \frac{1}{\bar{C}_A \bar{X}_A} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SCe} - \bar{X}_C} - \frac{1}{\bar{T}_{SHe} - \bar{X}_H} \right) + \frac{1}{\bar{C}_C \bar{X}_C} \left(\frac{1}{\bar{T}_{SAe} - \bar{X}_A} - \frac{1}{\bar{T}_{SHe} - \bar{X}_H} \right) \quad (16)$$

3. ANALYSE NUMERIQUE DE LA FONCTION OBJECTIVE; ETUDE DE SENSIBILITE PARAMETRIQUE

Le point central pour l'analyse numérique a été établi en partant d'une installation frigorifique à absorption calculée avec la méthodologie classique [6] et qui fonctionne à:

$$\dot{Q}_H = 394 \text{ kW}; \quad \dot{Q}_A = 307 \text{ kW}; \quad \dot{Q}_C = 171 \text{ kW};$$

$$\dot{Q}_E = 82.5 \text{ kW}; \quad \dot{W} = 0.5 \text{ kW}$$

$$t_{SHe} = 100 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{SAe} = 35 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{SCe} = 30 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{SEe} = 0 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{S0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{S}_i = 0.1575 \text{ kW/K}$$

Pour simplification on a considéré:

$$X_H = X_E = 5 \text{ deg}; \quad X_A = X_C = -5 \text{ deg}$$

$$NTU_H = NTU_A = NTU_C = NTU_E = 1 \text{ ce qui conduit à:}$$

$$\varepsilon_H = \varepsilon_A = \varepsilon_C = \varepsilon_E = 0.632$$

$$\dot{C}_H = 124.68 \text{ kW/K}; \quad \dot{C}_A = 97.15 \text{ kW/K};$$

$$\dot{C}_C = 54.11 \text{ kW/K}; \quad \dot{C}_E = 26.10 \text{ kW/K}$$

On a obtenu les paramètres adimensionnels du point central, respectivement:

$$\bar{T}_{SHe} = 1.273; \quad \bar{T}_{SAe} = 1.051; \quad \bar{T}_{SCe} = 1.109; \quad \bar{T}_{SEe} = 0.931;$$

$$\bar{C}_H = 4.77; \quad \bar{C}_A = 3.72; \quad \bar{C}_C = 2.073; \quad \bar{C}_E = 1$$

$$\bar{X}_H = \bar{X}_E = 0.01706; \quad \bar{X}_A = \bar{X}_C = -0.01706$$

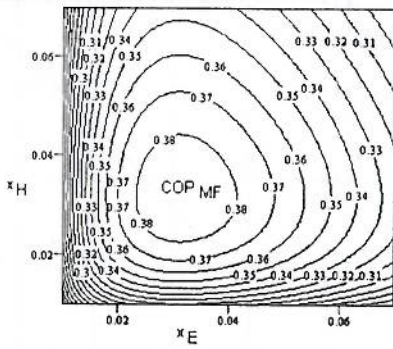
$$\bar{W} = 0.06 \cdot 10^{-3}; \quad \bar{S}_i = 0.006034; \quad \varepsilon_T = 3.9$$

L'analyse de la fonction objective a conduit aux résultats suivants:

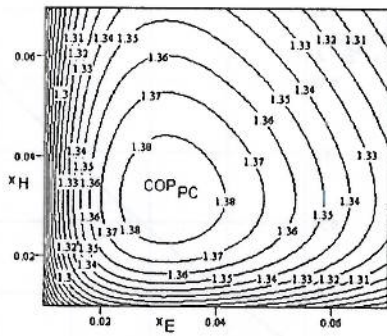
1^{er} cas: COP ($\varepsilon_H, \bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E$) pour les machines frigorifique (MF) et les pompes à chaleur (PC) aux paramètres imposés: $\varepsilon_T, \bar{C}_{H,A,C,E}, \bar{T}_{SH,A,C,E}$; la fonction objective est donnée par la formule (11).

Dans ce cas on a constaté que la fonction objective admet des valeurs maximales seulement pour 2 variables \bar{X}_H, \bar{X}_E comme dans la figure 3 a, b. Les graphiques ont été tracés avec les valeurs du point central attribuées aux variables $\varepsilon_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C$.

On a obtenu $COP_{MF}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt}) = 0.388$, respectivement $COP_{PC}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt}) = 1.388$ pour $\bar{X}_H^{opt} = 0.031$ et $\bar{X}_E^{opt} = 0.032$.

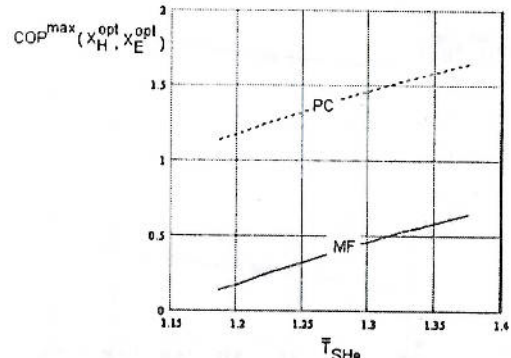


a)

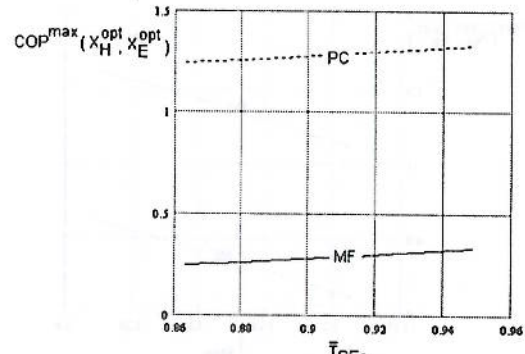


a)

Fig. 3. Variation du COP, 1^{er} cas
a) machine frigorifique MF b) pompe à chaleur PC.



b)



b)

Fig. 4. Variation du COP^{max} (X_H^{opt}, X_E^{opt}), 1^{er} cas
a) avec T_{SHe}; b) avec T_{SEe}

Dans la figure 4 on a représenté la variation du $COP_{MF,PC}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt})$ avec \bar{T}_{SHe} et avec \bar{T}_{SEe} . On doit mentionner que \bar{X}_H^{opt} a gardé la valeur 0.032 mais \bar{X}_E^{opt} a augmenté sur le domaine 0.029...0.034 avec \bar{T}_{SHe} . Aussi, \bar{X}_H^{opt} a gardé la valeur 0.031 mais \bar{X}_E^{opt} a augmenté sur le domaine 0.029...0.032 avec \bar{T}_{SEe} .

2^{eme} cas: $COP(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E)$ pour les machines frigorifique (MF) et les pompes à chaleur (PC) à énergie consommée imposée \bar{Q}_H et aux paramètres imposés: $\varepsilon_T, \bar{C}_{H,A,C,E}, \bar{T}_{SH,A,C,Ee}$

On a constaté aussi que la fonction objective admet des valeurs maximales seulement pour 2 variables \bar{X}_H, \bar{X}_E . Pour les valeurs du point central attribuées aux variables \bar{X}_A, \bar{X}_C et pour $\bar{Q}_H = 0.051$ on a obtenu $COP_{MF}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt}) = 0.357$, respectivement $COP_{PC}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt}) = 1.357$ pour $\bar{X}_H^{opt} = 0.02$ et $\bar{X}_E^{opt} = 0.032$.

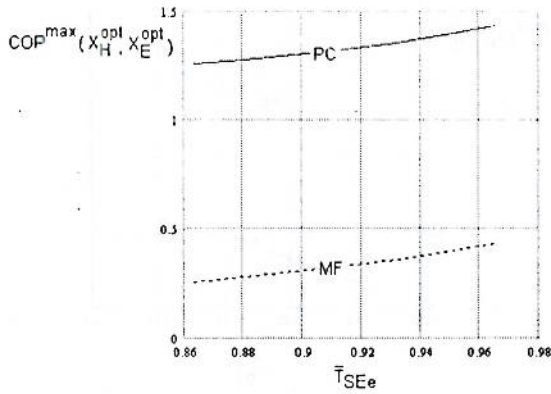
Dans les figures 5 on a représenté la variation du $COP_{MF,PC}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt})$ avec \bar{T}_{SHe} et avec \bar{T}_{SEe} à

\bar{Q}_H imposé. On doit mentionner que \bar{X}_E^{opt} a gardé la valeur 0.032 mais \bar{X}_H^{opt} a augmenté sur le domaine 0.019...0.022 avec \bar{T}_{SHe} . Aussi, \bar{X}_H^{opt} a gardé la valeur 0.02 mais \bar{X}_E^{opt} a augmenté sur le domaine 0.029...0.033 avec \bar{T}_{SEe} .

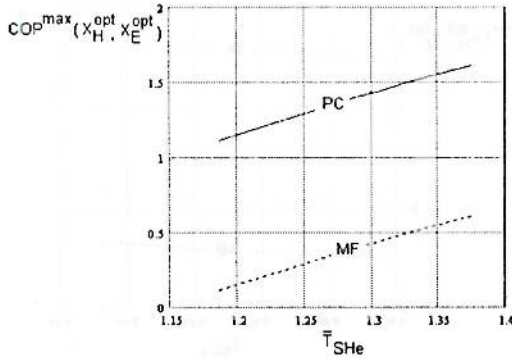
3^{eme} cas: $COP(\bar{X}_H, \bar{X}_A, \bar{X}_C, \bar{X}_E)$ pour les machines frigorifiques (MF) à effet utile imposé \bar{Q}_E et aux paramètres imposés: $\varepsilon_T, \bar{C}_{H,A,C,E}, \bar{T}_{SH,A,C,Ee}$

La fonction objective (14) admet des valeurs maximales seulement après 2 variables \bar{X}_H, \bar{X}_E . Pour les valeurs du point central attribuées aux variables \bar{X}_A, \bar{X}_C et pour $\bar{Q}_E = 0.011$ on a obtenu $COP_{MF}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt}) = 0.312$ pour $\bar{X}_H^{opt} = 0.02$ et $\bar{X}_E^{opt} = 0.032$.

Dans la figure 6 on a représenté la variation du $COP_{MF}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt})$ avec \bar{T}_{SHe} et avec \bar{T}_{SEe} à \bar{Q}_E imposé. On doit mentionner que \bar{X}_E^{opt} a gardé la valeur 0.032 mais \bar{X}_H^{opt} a augmenté sur le domaine 0.019...0.022 avec \bar{T}_{SHe} . Aussi, \bar{X}_H^{opt} a gardé la valeur 0.02 mais \bar{X}_E^{opt} a augmenté sur le domaine 0.029...0.033 avec \bar{T}_{SEe} .



a)



b)

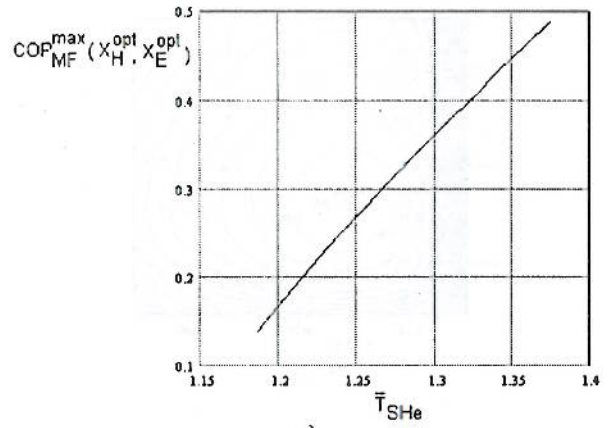
Fig. 5. Variation du $COP_{4T}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt})$, 2^{ème} cas, $\bar{Q}_H = 0.051$

a) avec \bar{T}_{SHe} ; b) avec \bar{T}_{SEe}

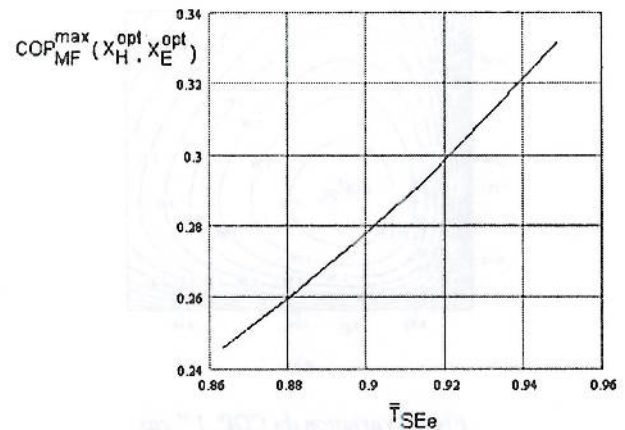
4. CONCLUSION

En partant des températures imposées des sources extérieures (fluides secondaires dans les échangeurs de chaleur) et des valeurs connues des débits calorifiques des sources extérieures et avec une condition de limitation de l'efficacité thermique des systèmes 4T, on a maximisé le coefficient de performance exprimé comme une fonction de 5 variables indépendantes (1^{er} cas: MF et PC sans contrainte imposée) et comme fonction de 4 variables indépendantes (2^{ème} cas: MF et PC avec énergie consommée imposée et 3^{ème} cas: MF avec effet utile imposé). On a constaté que le coefficient de performance COP_{4T} admet des valeurs maximales pour 2 variables \bar{X}_H et \bar{X}_E pour MF et pour PC.

On a effectué aussi des études de sensibilité paramétrique en représentant graphiquement la variation du COP_{4T} avec la température des sources extrêmes (haute température \bar{T}_{SHe} et basse température \bar{T}_{SEe}). Comme c'est normale, on a constaté une augmentation du COP avec \bar{T}_{SHe} et avec \bar{T}_{SEe} mais aussi la modification des valeurs optimales des variables \bar{X}_H^{opt} et \bar{X}_E^{opt} .



a)



b)

Fig. 6. Variation du $COP_{MF}^{max}(\bar{X}_H^{opt}, \bar{X}_E^{opt})$, 3^{ème} cas,

$\bar{Q}_E = 0.011$

a) avec \bar{T}_{SHe} ; b) avec \bar{T}_{SEe}

REFERENCES

- [1] Chen J. *The optimum performance characteristics of a four temperature level irreversible absorption refrigeration at maximum specific cooling load*, J. Phys. D, Applied Physics, 1999, 32(24), p 3085-3091.
- [2] Zheng T., Chen L., Sun F., Wu C., *Performance of a four heat reservoirs absorption refrigerator with heat resistance and heat leak*, International Journal Ambient Energy, 2003, 24 (3), p. 157-168.
- [3] Haj Taleb, Feidt M., *Analyse paramétrique de la performance optimale d'une machine frigorifique quadritherme (Parametric analysis of the optimal performance of 4 heat reservoirs machine)*, Proceedings COFRET'04, 22-24.04.2004, Nancy, France.
- [4] Vasilescu E, Feidt M., Boussechain R. *L'optimisation des cycles idéaux exo-irréversibles des systèmes frigorifiques quadrithermes*, Proceedings COFRET'04, 22-24.04.2004, Nancy, France.
- [5] Goth Y., Feidt M., *Optimum COP for endoreversible heat pump or refrigeration machine*, C.R. Acad. Sci., Paris, 1986, 303(1), p. 19-24.
- [6] Vasilescu E., *Instalații frigorifice cu absorbție și cu ejecție (Absorption and ejection refrigeration systems)*, Ed. Printech, București, 2003, p. 91-100.