

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Université M'hamed Bougara de Boumerdes



Faculté des Sciences de l'Ingénieur  
Boumerdes



Département : Energétique

# MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du Diplôme de Master en génie mécanique

Spécialité : Conversion d'énergie

## Thème

*Optimisation thermodynamique d'une chaudière de  
récupération à deux niveaux de pression avec resurchauffe en  
utilisant la technique PSO et les algorithmes génétiques*

**Présenté Par :**

**GACEM Mohamed**

**SADAOUI Anis**

**Promoteur :**

**M<sup>r</sup> : NADIR Mahmoud**

*Promotion Juin 2016/2017*

## *Remerciements*

*Tout d'abord, nous rendons grâce à ALLAH tout puissant, pour nous avoir donné la force, le courage et la patience de mener à bien ce modeste travail.*

*Par la suite, nous tenons à exprimer nos remerciements à Mr. NADIR Mahmoud, notre promoteur. Sa culture scientifique, sa persévérance ainsi que sa rigueur nous a permis de mener à bien ce travail. Nous remercions également Mr. ZERROUNI Nassim.*

*Nos remerciements les plus vifs sont adressés également aux membres du jury, pour avoir accepté d'évaluer notre travail.*

*Il va de soi que nous tenons à remercier particulièrement Mr. BRACHEMI Belaid, chef du département énergétique, pour sa bonne humeur, sa disponibilité et aussi pour ses encouragements, son soutien et ces conseils particulièrement dans nos moments de doute, ainsi que l'ensemble des enseignants pour leur patience durant nos études.*

*Nous remercions ceux et celles qui de près et de loin nous ont apporté aide et encouragement. Qu'ils trouvent ici l'expression de notre profonde reconnaissance.*

*Enfin, nous désirons exprimer notre gratitude envers nos familles, qui ont partagé avec nous ce bout de chemin et ont su nous soutenir dans les moments difficiles, nous en garderons sûrement un souvenir particulier. Merci infiniment !*

## *Dédicace...*

*Je dédie ce travail à :*

*Ma mère qui a toujours été là pour moi et qui m'a donné  
Un magnifique modèle de labeur et persévérance. J'espère qu'elle  
Trouvera dans ce travail toute ma reconnaissance et tout mon amour.*

*Mes adorables sœurs Amel et Nesrine.*

*Toute ma famille et tout particulièrement ma tante AILANE Fatiha  
et son mari HAUCHE Hocine*

*Tous mes amis (es).*

*Mon binôme GACEM Mohamed.*

*La mémoire de mon père.*

*Anis*

# *Dédicace...*

*Je dédie ce mémoire à :*

*Mes très chers parents.*

*Mes adorables sœurs et la petite Rassil.*

*Toute ma famille.*

*Tous mes amis.*

*Mon binôme SADAoui Anis.*

*Mohamed*

*Table des matières*

<b>Remerciements.....</b>	<b>I</b>
<b>Dédicaces.....</b>	<b>II</b>
<b>Table des matières.....</b>	<b>IV</b>
<b>Liste des figures.....</b>	<b>VI</b>
<b>Liste des tableaux.....</b>	<b>VIII</b>
<b>Principe de notation .....</b>	<b>X</b>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
<b>I. Chapitre I : Généralités sur les HRSGs et revue bibliographique</b>	
1. Introduction .....	4
2. Présentation générale de la chaudière de récupération.....	5
3. Classification des chaudières de récupération.....	7
3.1. Selon la circulation de l'eau ou vapeur.....	8
3.2. Selon le poste de combustion.....	10
3.3. Selon le niveau de pression.....	10
3.4. Selon la disposition des échangeurs.....	13
3.5. Selon la resurchauffe.....	13
4. Température du pincement et de l'approche.....	13
5. Revue bibliographique.....	14
6. Synthèse de la revue bibliographique.....	18
<b>II. Chapitre II : Modélisation thermodynamique du cycle vapeur</b>	
1. Introduction.....	19
2. Modélisation du cycle vapeur.....	19

2.1. Modélisation du HRSG à deux niveaux de pression avec resurchauffe.....	19
3. Conclusion.....	23
<b>III. Chapitre III : Optimisation Thermodynamique du cycle vapeur</b>	
1. Introduction.....	24
2. Les méthodes utilisées pour l'optimisation de HRSG.....	24
3. Formulation du problème de l'optimisation.....	26
3.1. Fonction objectif.....	26
3.1.1. Optimisation Thermodynamique du HRSG.....	26
3.2. Variable d'optimisation.....	26
3.2.1. Cas de HRSG.....	26
3.3. Contraintes.....	27
3.3.1. Cas du HRSG.....	27
4. Application de la méthode PSO.....	27
5. Application des algorithmes génétiques.....	30
6. Implémentation des contraintes.....	31
6.1. Test de convergence de l'algorithme.....	32
7. Conclusion.....	33
<b>IV. Chapitre IV : Résultats et discussions</b>	
1. Introduction.....	34
2. Résultats de l'étude paramétrique du HRSG .....	34
3. Résultats de l'optimisation thermodynamique.....	45
4. Conclusion.....	52
<b>Conclusion Générale.....</b>	<b>53</b>
<b>Références Bibliographique.....</b>	<b>54</b>
<b>Annexes.....</b>	<b>58</b>
<b>Annexe A : Organigramme de la méthode GA .....</b>	<b>58</b>
<b>Annexe B : Organigramme de la méthode PSO.....</b>	<b>59</b>
<b>Annexe C: Résultats de l'étude paramétrique.....</b>	<b>60</b>
<b>Annexe D : Résultats de l'optimisation pour TOT = 600°C.....</b>	<b>60</b>

## *Listes des figures*

**Figure I.1 :** Description du cycle combiné.

**Figure I-2 :** Vue de la chaudière de récupération

**Figure.I.3 :** Chaudières à circulation naturelle.

**Figure.I.4 :** Chaudières à circulation assistée.

**Figure I.5 :** Chaudière a circulation forcée sans ballon.

**Figure I.6 :** Chaudière à un niveau de pression (1P).

**Figure I.7 :** Chaudière à deux niveaux de pression (2P).

**Figure I.8 :** Chaudière à trois niveaux de pression (3P).

**Figure I.9 :** Représentation du pincement et de l'approche.

**Figure. II-1:** HRSG à deux niveaux de pression avec resurchauffe

**Figure. II-2:** Diagramme température-chaleur transférée d'un HRSG à deux niveaux de Pression avec resurchauffe.

**Figure. III-1:** Convergence du travail spécifique: a) PSO, b) AG.

**Figure. IV-1:** Travail spécifique du cycle vapeur en fonction de la pression du condenseur :a)  $P_1=10$  bar, b)  $P_1=20$  bar, c)  $P_1=30$  bar.

**Figure. IV-2:** Titre de vapeur à la sortie de la turbine en fonction de la pression du condenseur :

a)  $P_1 = 10$  bar, b)  $P_1 = 20$  bar, c)  $P_1 = 30$  bar.

**Figure. IV-3:** Variation de la température des fumées en fonction la pression du condenseur : a)  $P_1 = 10$  bar, b)  $P_1 = 20$  bar, c)  $P_1 = 30$  bar.

**Figure. IV-4:** Variation de la température de sortie surchauffeur 2P en fonction de la pression du condenseur : a)  $P_1 = 10$  bar, b)  $P_1 = 20$  bar, c)  $P_1 = 30$  bar.

**Figure. IV- 5:** Travail spécifique du cycle vapeur en fonction de la pression du 1<sup>er</sup> niveau:

a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar.

**Figure. IV-6:** Titre de vapeur à la sortie de la turbine en fonction de la pression du 1<sup>er</sup> niveau :

a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar.

**Figure. IV-7:** Variation de la température des fumées avec la pression du 1<sup>er</sup> niveau :

a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar,  $P_0 = 0.1$  bar.

**Figure. IV-8:** Variation de la température de sortie surchauffeur 2P en fonction de la pression du 1<sup>er</sup> niveau: a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar.

**Figure. IV- 9:** Travail spécifique du cycle vapeur en fonction de la pression du 2<sup>eme</sup> niveau:

a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar

**Figure. IV-10:** Titre de vapeur à la sortie de la turbine en fonction de la pression du 2<sup>eme</sup> niveau :

a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar.

**Figure. V-11:** Variation de la température des fumées avec la pression du 2<sup>eme</sup> niveau :

a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar,  $P_0 = 0.1$  bar.

**Figure. IV-12:** Test de convergence du travail spécifique en fonction du nombre d'itérations

a)  $N=20$  ; b)  $N=70$  ; c)  $N=150$ .

**Figure. IV-13:** Pression optimale en fonction du nombre d'itérations : a)  $P_0$  ; b)  $P_1$  ; c)  $P_2$

**Figure. IV-14:** Pincement optimale en fonction du nombre d'itérations : a)  $\Delta TP1$  ; b)  $\Delta TP2$

**Figure. IV-15:** Efficacité du surchauffeur optimale en fonction du nombre d'itérations

a)  $E_{SH\ 1P}$  ; b)  $E_{SH\ 2P}$ .

**Figure. IV-16:** Travail spécifique du cycle vapeur en fonction de TOT.

**Figure. IV-17:** Pression optimale en fonction de TOT : a)  $P_0$  ; b)  $P_1$  ; c)  $P_2$

**Figure. IV-18:** Point de pincement optimal en fonction de la TOT : a)  $\Delta TP1$  ; b)  $\Delta TP2$

**Figure. IV-19:** Efficacité optimale du surchauffeur en fonction de TOT : a)  $E_{SH\ 1P}$  ; b)  $E_{SH\ 2P}$ .

**Figure. IV-20:** Fractions de vapeur optimales en fonction de TOT.

**Figure. IV-21:** Fractions total de vapeur optimales en fonction de TOT.

*Liste des tableaux*

**Tableau I-1** : Valeurs thermodynamiques des configurations usuelles des chaudières..

**Tableau III-1:** Aperçu sur les méthodes d'optimisations utilisées par les études antérieures.

**Tableau III-2:** Temps de calcul.

***Principales notations***

$\varepsilon$	efficacité du surchauffeur [-]
F	fonction objectif
$G_{\text{best}}$	Meilleure solution
h	enthalpie spécifique [KJ/kg]
$\dot{m}$	débit massique [Kg/s]
N	nombre de particules dans la méthode PSO
p	particules dans la méthode PSO
P	pression [bar]
$P_{\text{best}}$	meilleure solution pour chaque particule
Pop	population dans la méthode PSO
R	Constante des gaz parfait [KJ/Kg.K]
T	Température [K °C]
TOT	Température des gaz d'échappement [K °C]
v	vitesse d'une particule dans la méthode PSO
W	travail spécifiques [KJKg]
Q	Puissance électricité produite [KJ/Kg]
x	titre vapeur [-]
X	vecteur variable d'optimisation
$\Delta\text{TLM}$	différence de température logarithmique moyenne [K]
$\Delta\text{TP}$	Pincement de la chaudière de récupération [ K °C]
$\eta$	Rendement [%]
$\omega$	rapport débit vapeur/débit gaz d'échappement [-]

**Abréviations**

AG	algorithmes génétiques
BP	basse pression
CC	cycle combine

HP	haute pression
HRSG	générateur de vapeur récupérateur
PSO	optimisation par essaim de particules
TG	turbine à gaz
2P	HSRG à deux niveaux de pression avec resurchauffe

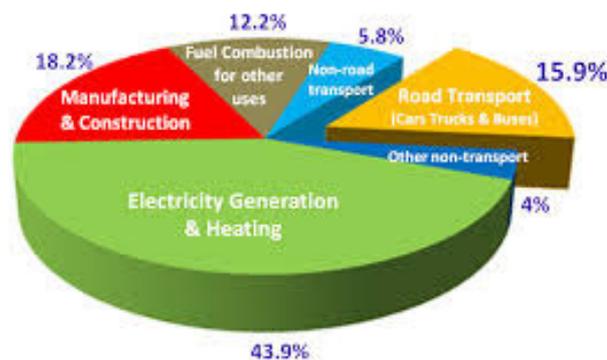
### Indices

A	air
BP	basse pression
cc	Cycle combine
<i>e</i>	Sortie
EC	Economiseur
EV	Evaporateur
HP	Haute pression
<i>i</i>	Entrée
<i>k</i>	Particule dans la méthode PSO
LP	basse pressure
RH	Resurchauffeur
S	Vapeur
SC	Cycle vapeur
SH	Surchauffeur
ST	turbine à vapeur
<i>t</i>	Itération dans la méthode PSO
<i>turb</i>	Turbine
<i>th</i>	Thermique
1P	1 <sup>er</sup> niveau de pression
2P	2 <sup>eme</sup> niveau de pression

# *Introduction générale*

## Introduction générale

Aujourd'hui, les installations à cycles combinés (CC) sont considérées comme les installations préférées pour la production d'électricité, et leur cycle de production de vapeur de fond fournissent environ 30 à 40% de la puissance totale générée. Et par conséquent réduire les émissions qui sont aujourd'hui les facteurs majeurs de changement climatique, de diverses maladies respiratoires mortelles et de l'acidification des eaux. Pour ce qui concerne l'émission du CO<sub>2</sub>, la Figure 1 montre pour l'année 2002 la participation des différents secteurs à cette émission. On constate que le secteur de production d'énergie électrique participe pour une grande part (40%) des émissions globales. Par la suite la réduction de l'émission du CO<sub>2</sub> dans ce secteur contribue considérablement à une réduction globale. Ainsi la minimisation de ces émissions devient aujourd'hui une préoccupation incontournable.



**Figure 1:** Emissions totales du CO<sub>2</sub>

Parmi les moyens préconisés pour procéder aux réductions des émissions, on fait appel aux énergies dites propres et renouvelables tel que : le solaire, la géothermie,... Une solution alternative est envisageable, elle consiste dans l'augmentation du rendement globale des installations. L'option la plus indiquée est celle faisant appel aux cycles combinés lesquels représentent les meilleures installations à l'heure actuelle.

Il s'avère, à partir de tout ce qui a été exposé précédemment, que le cycle combiné a la capacité de réduire les émissions et préserver les ressources naturelles en énergies fossiles tout en diminuant la consommation du carburant. Il est aussi démontré que le cycle combiné représente la solution la plus appropriée dans la phase transitoire aux énergies renouvelables et peut même les concurrencer à long terme.

A l'échappement de la turbine à gaz, la température des fumées dépasse les 500°C, une grande partie de la chaleur est ainsi perdue dans l'atmosphère. C'est cette chaleur résiduelle qui est récupérée dans une centrale en cycle combiné pour produire de la vapeur alimentant un cycle à vapeur. L'échange de chaleur est effectué dans une chaudière de récupération qui assure la connexion entre les deux installations motrices. Dans une centrale en cycle combiné, les rendements des turbines à gaz et vapeur ne sont pas aussi élevés que dans les cycles simples, mais leur combinaison donne tout de même un rendement global de l'ordre de 60%.

Les préoccupations soulevées par les producteurs d'électricité liées aux performances ainsi qu'à la souplesse d'exploitation ont été de nature à favoriser le développement de technologies des cycles combinés.

Depuis les premières centrales en cycle combiné mises en service au début des années 70, cette technologie a connu ses plus importantes évolutions avec l'amélioration des performances des turbines à gaz tant sur la taille que sur le rendement de ces dernières.

Un choix judicieux des options faisant varier le rendement de manière significative s'impose. En effet, parmi les équipements composant le cycle combiné, ceux qui influencent fortement les performances de la centrale sont les turbines, les chaudières de récupération et les systèmes de condensation. Lors de la conception d'un cycle combiné, une attention particulière est donnée à la conception des chaudières de récupération et des systèmes de condensation de la vapeur.

Ainsi pour améliorer l'efficacité d'une chaudière, les pertes de chaleur sont à minimiser. Pour atteindre cet objectif, il est possible de réaliser un cycle combiné mettant en œuvre plusieurs niveaux de pression et de prévoir une resurchauffe dans la chaudière. On optimise de la sorte la récupération de chaleur contenue dans les fumées. Néanmoins ces améliorations induisent un accroissement de la complexité de l'installation et engendrent ainsi des surcoûts non négligeables.

Ainsi, la présente étude vise à contribuer aux travaux relatifs à l'optimisation et thermodynamique de HRSG à deux niveaux de pressions avec resurchauffe.

Afin d'atteindre cet objectif, les étapes suivantes ont été suivies :

- Une Généralité sur les HRSGs et leur fonctionnement ainsi qu'un aperçu sur revue bibliographique dans le premier chapitre.

- Le second chapitre présente en détail la modélisation du principe cycle vapeur.
- Dans le troisième chapitre est présenté la méthode d'optimisation utilisée ainsi son application au présent problème.
- Le chapitre quatre, il présente les résultats obtenus et leurs discussions.
- Finalement Le présent travail est finalisé par une conclusion générale regroupant les résultats les plus importants.

## *Chapitre I :*

# *Généralités sur les HRSGs et revue bibliographique*

## 1. Introduction :

Les premières réalisations de centrales électriques à cycle combiné datent des années 1950, mais ce n'est que vers 1975 que cette technique a commencé son essor, en parallèle avec l'évolution des turbines à gaz. Leur développement a été accéléré par des facteurs conjoncturels, comme la libéralisation du marché de l'énergie et le développement du combustible gaz naturel, associés aux qualités des centrales à cycle combiné : investissement et coûts d'exploitation réduits, haut rendement, bonne disponibilité, grande souplesse de fonctionnement, délais de réalisation courts et impact réduit sur l'environnement.

Ces centrales sont aujourd'hui appelées à jouer un rôle majeur dans la constitution du parc mondial des centrales de production d'énergie.

Les centrales à cycles combinés sont des systèmes thermodynamiques comportant deux ou plusieurs cycles de puissance, dont chacun utilise un fluide de travail différent.

En générale, cette technologie combine deux cycles thermodynamique : elle associe le fonctionnement d'une turbine à vapeur (cycle de Rankin), à celui d'une chaudière de récupération et d'une turbine à gaz (cycle de Brayton).

Les cycles mixtes vapeur/air (fluides de travail les plus communément utilisés) fournissent un rendement élevé du fait que les deux cycles sont complémentaires du point de vue thermodynamique : l'énergie calorifique des fumées issues de la turbine à combustion est récupérée par la chaudière, et constitue la source d'énergie pour générer de la vapeur pour la turbine à vapeur.

L'utilisation du deuxième cycle (eau-vapeur) peut avoir différentes finalités :

- Production d'électricité .
- Production de la vapeur pour un réseau de chauffage ou à des fins industrielles.
- Production de vapeur et d'électricité (cogénération).

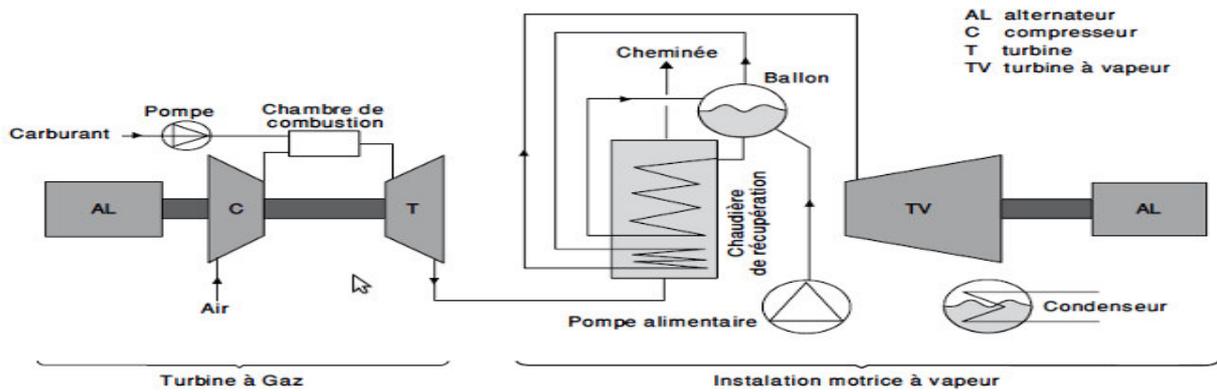


Figure I.1 : Description du cycle combiné.

## 2. Présentation générale de la chaudière de récupération :

La chaudière de récupération HRSG (*heat recovery steam generator*) est un échangeur de chaleur qui permet de récupérer l'énergie thermique d'un écoulement de gaz chaud. Elle produit de la vapeur qui peut être utilisée dans un procédé industriel ou pour alimenter une turbine à vapeur.

Une application usuelle pour une chaudière de récupération est dans la centrale électrique à cycle combiné, où les gaz d'échappement de la turbine à gaz alimentent la chaudière de récupération pour générer de la vapeur qui alimentera la turbine à vapeur. Cette combinaison produit de l'électricité plus efficacement qu'une turbine à gaz ou une turbine à vapeur seule. Une autre application pour une chaudière de récupération est dans une centrale à cycle combiné avec un moteur diesel, où les gaz d'échappement du moteur diesel alimentent la chaudière de récupération qui alimente la turbine à vapeur. La chaudière de récupération est aussi un composant important des centrales à cogénération. Les centrales à cogénération ont typiquement un rendement supérieur aux centrales à cycle combiné. Cela est dû aux pertes d'énergie associées à la turbine à vapeur.

L'amélioration des performances des cycles combinés est certes liée aux progrès technologiques des turbines à combustion et des turbines à vapeur, mais aussi aux développements des chaudières (augmentation de l'énergie récupérée dans les gaz d'échappement des turbines à combustion, positionnement des échangeurs de chaleur plus complexe, résistance des matériaux...).

En principe, les chaudières de récupération ne sont pas le lieu d'une combustion, mais dans certains cas une rampe de postcombustion peut être ajoutée

afin de renforcer les performances du cycle eau-vapeur lorsque la turbine à combustion voit ses performances se dégrader au cours des années.

Les chaudières de récupération sont un assemblage d'échangeurs dont le nombre et l'arrangement dépendent de la puissance à transmettre. Indépendamment de la configuration de la chaudière, on distingue deux catégories en fonction de l'arrangement des échangeurs et le nombre de pression. Une autre différenciation est possible selon que la circulation du fluide est assistée, naturelle et forcée.

Le choix du nombre de niveaux de pression est une conséquence directe de la turbine à combustion qui a été retenue en amont. Le nombre des niveaux de pression est relativement aisé à deviner sur une installation, il suffit de compter le nombre de ballons dont dispose la chaudière. Les flux massiques et thermiques des fumées guident cette option. Les dénominations usuelles sont :

- Chaudière à un niveau (1p)
- Chaudière à deux niveaux (2p)
- Chaudière à trois niveaux (3p)
- Chaudière avec ou sans resurchauffe (RH), avec ou sans postcombustion.

IL est possible d'associer ces configurations avec des valeurs thermodynamique de références pour chaque cas (tableau I.1).

Chaudière	Caractéristiques de la vapeur	
	Pression (bar)	Température (°C)
1p	55	500
2p	HP/BP 75/6	HP/BP 500/200
3p et 3p+RS	HP/MP/BP 110/30/5	HP/MP/BP 550/550/200
Chaudière en phase de développement	HP 180	/
HP/MP/BP : haute pression/moyenne pression/basse pression.		

**Tableau I-1** : Valeurs thermodynamiques des configurations usuelles des chaudières.



**Figure I-2 :** Vue de la chaudière de récupération.

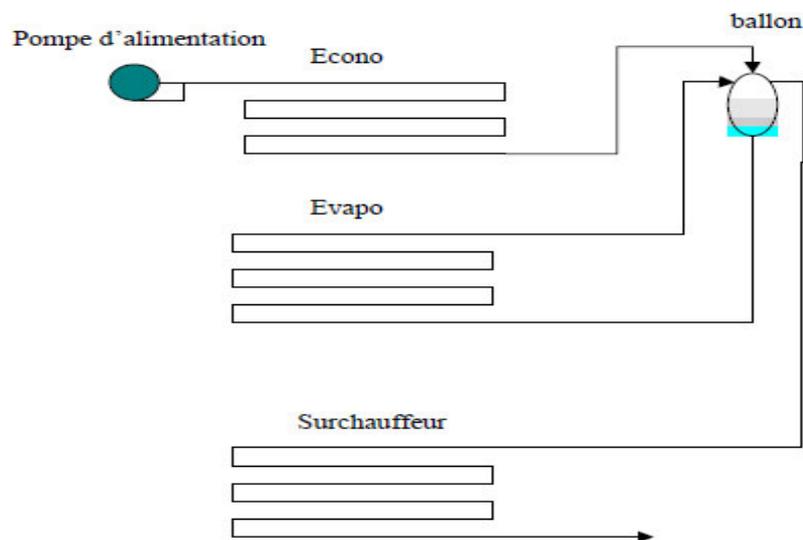
### **3. Classification des chaudières de récupération :**

Il existe plusieurs manières pour classer les chaudières de récupération. Le premier classement dépend de l'arrangement des échangeurs, nous avons : chaudière de récupération horizontale et verticale. Le deuxième classement se fait en fonction du nombre de niveau de pression, on parle de chaudière à un niveau de pression (1P) si elle comporte un économiseur, un évaporateur associé à un ballon et un surchauffeur (dans ce type de cycle, la température des fumées rejetées à l'atmosphère reste élevée (150 à 180°C) et de chaudière à deux niveaux de pression (2P) s'il y a deux séries d'échangeurs. L'un à haute pression (HP) (il récupère la chaleur à haute température) et l'autre à basse pression (BP) (il récupère la chaleur à basse température). On peut trouver aussi des chaudières à trois niveaux de pression (3P), mais la complexité de l'installation sera accrue. Aussi la circulation du fluide joue un rôle pour classer les chaudières de récupération. On parle alors de circulation naturelle lorsque cette dernière est assurée par la différence de densité

entre l'eau qui descend du ballon et le mélange eau-vapeur qui remonte vers ce même ballon. Mais quand la pression de la vapeur est comprise entre 100 et 180 bars, le tirage naturel dans les tubes de l'évaporateur devient insuffisant. Une pompe de circulation est alors introduite dans la boucle de vaporisation pour annihiler les pertes de charge et aider le mélange eau-vapeur à se déplacer. C'est ce qu'on appelle chaudière à circulation assistée. Pour ce qui concerne les pressions supérieures, on rencontrera des chaudières à circulation forcée.

### 3.1. Selon la circulation de L'eau ou vapeur :

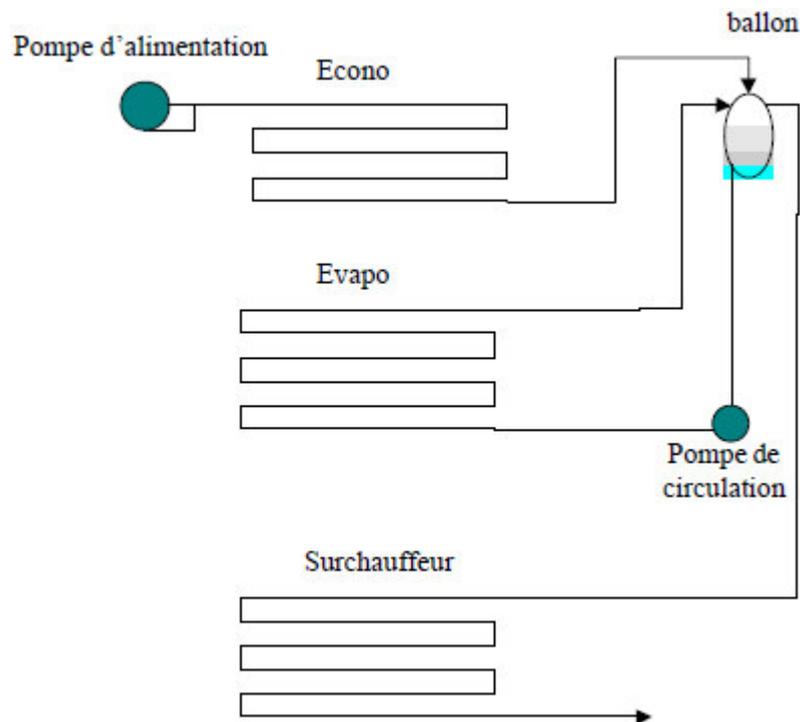
**a) Les chaudières à circulation naturelle :** dans les chaudières à circulation naturelle, la circulation du fluide dans l'évaporateur est assurée par la différence de densité entre l'eau qui descend du ballon et le mélange eau vapeur qui remonte vers le ballon. La circulation naturelle est d'autant meilleure que la différence de hauteur entre le ballon et les tubes est grande. Dans le ballon, Il y a séparation des phases : la phase vapeur est envoyée vers une éventuelle surchauffe tandis que l'eau au bas du ballon est renvoyée vers l'évaporateur.



**Figure.I.3 :** Chaudière à circulation naturelle.

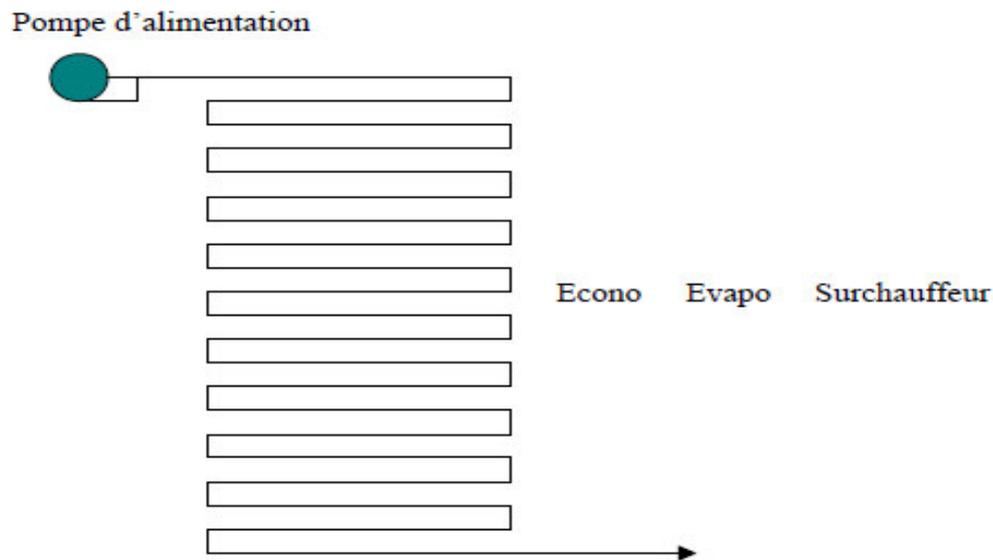
**b) Les chaudières à circulation assistée :** la différence de masse volumique entre l'eau liquide et l'eau vapeur devient faible. Certains constructeurs ont placés des pompes de circulation assistée en partie basse de jambe froide. Cette disposition permet de baisser le taux de circulation. Le débit d'eau en circulation est donc réduit, ce qui permet de diminuer le volume de la chaudière et le diamètre des tubes écran. Le temps de démarrage de l'installation est également réduit par rapport à une

chaudière à circulation naturelle car la masse de métal à réchauffer est moindre et qu'il n'y a pas à attendre la formation du thermosiphon. Par contre ces pompes représentent un coût d'investissement et de maintenance. Elles sont fragiles dans le cas le moteur électrique est noyé.



**Figure.I.4** : Chaudière à circulation assistée.

**c) Les chaudières à circulation forcée :** ces chaudières sont appelées chaudières tour. Les tubes écrans ne sont plus verticaux mais spiralés. Il n'y a pas de ballon. L'eau est injectée en partie basse du générateur de vapeur et son titre augmente au fur et à mesure de son cheminement en hauteur dans la chaudière. La surveillance des températures de vapeurs permet d'ajuster le débit d'eau d'alimentation.



**Figure I.5 :** Chaudière à circulation forcée sans ballon.

### 3.2 Selon la post combustion :

- Avec post de combustion.
- Sans post de combustion.

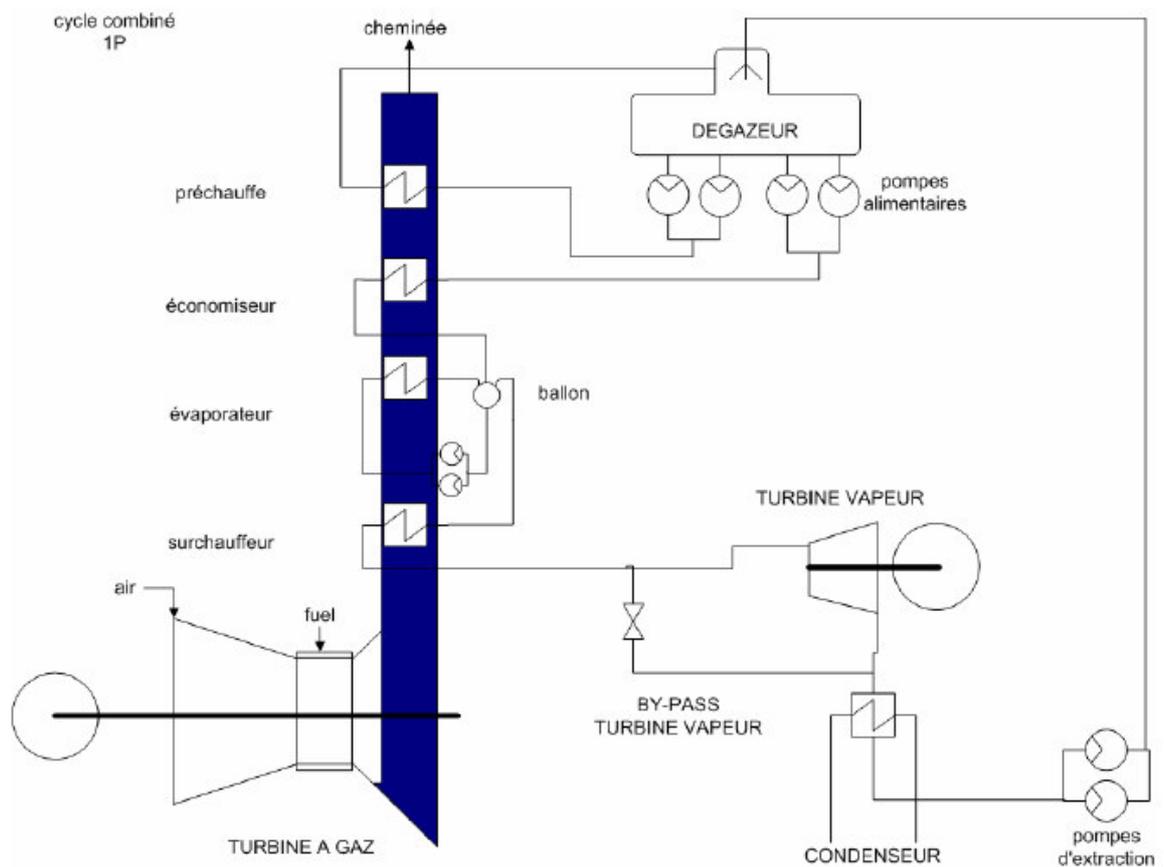
### 3.3 Selon le niveau de pressions :

**a) Chaudière à un niveau de pression ( $1p$ ):** dans une chaudière de récupération (horizontale ou verticale), les gaz d'échappement d'une turbine à combustion rencontrent successivement :

- **La surchauffeur :** la vapeur provenant du ballon a l'état saturé est surchauffée.
- **L'évaporateur :** c'est le seul échangeur du dispositif qui n'élève pas la température de vapeur
- **L'économiseur :** son but de réchauffer l'eau d'alimentation jusqu'à une température proche de la température de saturation, mais en restant à l'état liquide.
- **Le resurchauffeur :** est le premier échangeur traversé par les fumées. Il surchauffe la vapeur à ses conditions d'utilisation.
- **Le ballon :** le générateur de vapeur est un ballon de chaudière dans lequel règne un équilibre liquide-vapeur. Il assure un certain relais entre les différents échangeurs et son état (pression, température, niveau..) est

étroitement surveillé, car il est le garant du bon fonctionnement de la chaudière de récupération. L'eau froide est envoyée, en permanence, de la bache alimentaire dans l'échangeur économiseur. Ainsi réchauffée, elle passe dans le ballon puis dans l'évaporateur. Au sein du ballon, la phase liquide est séparée de la phase vapeur. La vapeur produite est envoyée dans le surchauffeur.

Les gaz brûlés entrent dans la chaudière à une température de l'ordre de 550 °C et en ressortant à une température de 150 à 180 °C. La différence de température maximale entre les gaz d'échappement et la vapeur saturée est appelée pincement. Ce pincement doit être le plus faible possible d'un point de vue énergétique. Cependant, plus il sera faible plus la surface d'échange nécessaire sera importante. Il y a donc un optimum économique à trouver.



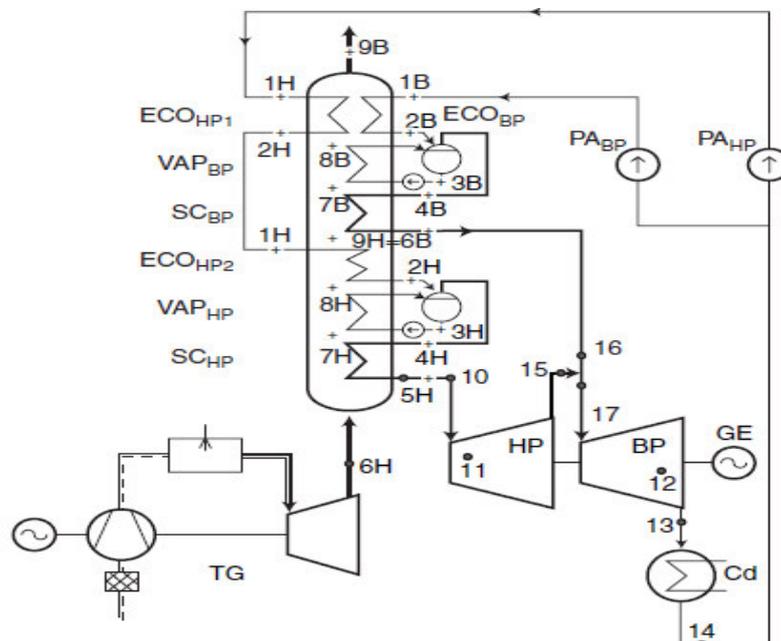
**Figure I.6 :** Chaudière à un niveau de pression (1P).

**b) Chaudière à deux niveaux de pression (2P) :** des améliorations de rendement sont possibles en adoptant un cycle eau-vapeur à deux niveaux de pression. Les deux niveaux de pression étant en fait la juxtaposition de deux séries d'échangeurs.

Un niveau de pression HP récupère la chaleur à haute température alors qu'un niveau BP récupère la chaleur à basse température. Comparée au niveau simple pression, la température des fumées à la cheminée diminue de 50 °C environ.

Deux types d'arrangement existant sur le marché :

- Arrangement en cascade ou série.
- Arrangement en parallèle.



**Figure I.7 :** Chaudière à deux niveaux de pression (2P).

**c) Chaudière à trois niveaux de pression (3P) :** cette chaudière est parmi les meilleures de récupération des gaz d'échappement parce qu'elle se compose de trois nombres de ballon qui sont un ballon basse pression, ballon moyenne pression et ballon haute pression

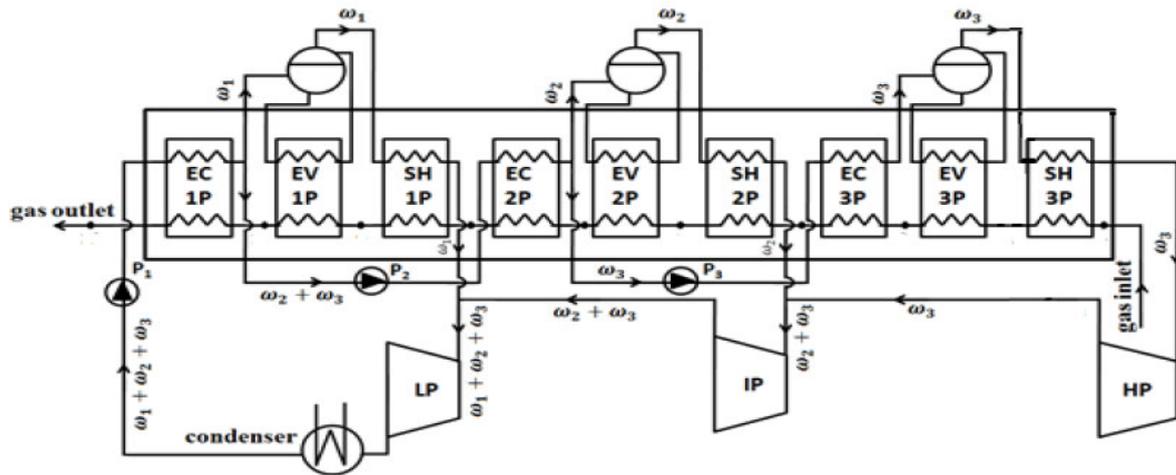


Figure I.8 : Chaudière à trois niveaux de pression (3P).

### 3.4 Selon la disposition des échangeurs :

- Horizontal.
- Vertical.

### 3.5 Selon la resurchauffe :

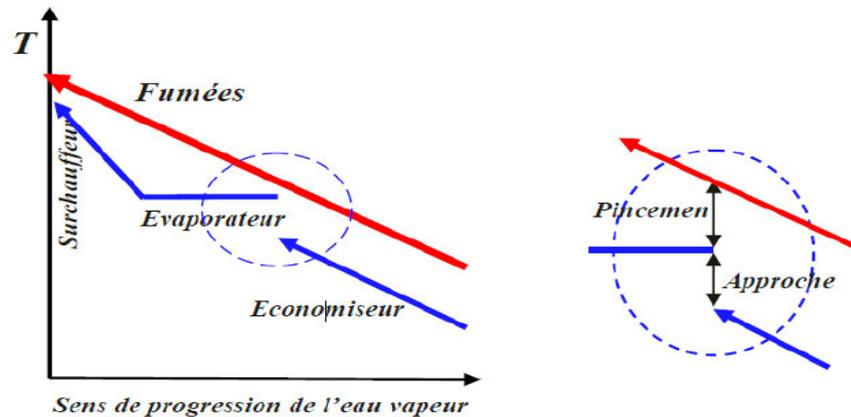
- **Avec resurchauffe :** c'est un cycle dans lequel on récupère une partie de la vapeur du corps haute pression de la turbine à vapeur, pour la surchauffer à nouveau dans la chaudière afin de la renvoyer une seconde fois dans la turbine.
- **Sans resurchauffe :** les désurchauffeurs sont placés entre deux surchauffeurs, elle consiste de vaporiser de l'eau froide dans la vapeur afin d'abaisser sa température, sans modifier sa pression. Cette opération sert à limiter la température de la vapeur qui part dans la turbine.

## 4. Températures du pincement et de l'approche :

Deux expressions particulières sont fréquemment utilisées pour caractériser l'échange thermique dans la chaudière. Il s'agit de :

**4.1 Température de l'approche :** Ecart de température de l'eau en sortie de l'économiseur par rapport à l'état de saturation dans le ballon.

**4.2 Température de pincement :** Ecart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de saturation dans la boucle évaporatrice.



**Figure I.9 :** Représentation point du pincement et d'approche.

## 5. Revue Bibliographique :

Plusieurs auteurs se sont intéressés à l'étude, l'amélioration et l'optimisation des cycles combinés et des HRSGs.

**Sharma et Singh** ont examiné d'un point de vue exérgétique les conditions d'exploitation d'une centrale à deux niveaux de pression et dont la puissance est de 663 MW. Ils ont varié différents paramètres du HRSG tels que la hauteur des ailettes, la densité de l'ailette et l'épaisseur des ailettes [1].

**Sharma et al.** ont optimisé exérgétique un générateur de vapeur à récupération de chaleur à deux niveaux de pression en utilisant les algorithmes génétiques [2].

**Nadir et Ghenaiet** ont utilisé la méthode PSO (Particle Swarm Optimization) pour une comparaison thermodynamique entre les optimums de trois configurations de HRSG fonctionnant à des températures des gaz d'échappement entre 350 ° C et 650 ° C. Il ont montré que l'ajout d'un autre niveau de pression permet d'obtenir une pression plus élevée à l'entrée de la turbine haute pression, produisant plus de quantités de vapeur, détruisant moins d'exergie et finalement produisant plus de spécifique quelque soit la TOT [3].

**Nadir et al.** ont illustré l'effet du prix de vente sur les paramètres de conception optimum d'un générateur de vapeur (HRSG) et le choix de sa configuration idéale pour une plage de température de sortie de 350-650 ° C. La méthode d'optimisation a été utilisée. Les résultats montrent que le système de trois niveaux de pression est la meilleure configuration du point de vue thermodynamique, mais en ce qui

concerne l'aspect économique, le HRSG à deux niveaux de pression est la meilleure configuration pour les prix de vente faibles et moyens, alors que la configuration à trois niveaux de pression pourrait être intéressante pour un prix de vente élevé.

Ils ont aussi montré que plus le prix de vente augmente, les paramètres de conception optimisés d'un point de vue économique sont similaires à ceux obtenus par l'optimisation thermodynamique [4].

**Rovira et al.** ont analysé et optimisé plusieurs configurations de turbines à gaz à cycle combiné utilisant une turbine à gaz à récupération partielle et des HRSG à deux et trois niveaux de pression. Les résultats montrent la commodité d'utiliser des turbines à gaz de récupération pour les configurations à double pression. Dans presque tous les cas, la fraction de masse de récupération optimale est située à environ 90% [5].

**Zhong et al.** ont montré que la modification de la disposition des échangeurs de chaleur dans le générateur de vapeur (HRSG), modifie la quantité de chaleur résiduelle récupérée des fumées. L'aménagement des échangeurs de chaleur des HRSG à était optimisé en utilisant les AG [6].

**Spelling et al.** ont développé un modèle dynamique d'une centrale combiné solaire afin de permettre la détermination de la performance thermodynamique et économique à l'aide d'un algorithme évolutif. Ils ont démontré que des gains de rendement de l'ordre de 18 à 24% peuvent être atteints, et ceci pour des coûts d'électricité entre 12 et 24 US cts / kWh [7].

**Boyaghchi et Molaie.** Ont trouvé que les résultats paramétriques révèlent que les augmentations TIT (température d'entrée de la turbine) et de RC (le rapport de compression) améliorent les émissions de CO<sub>2</sub> d'environ 6,8% et 17%, respectivement et que le taux total de destruction exérgétique évitable augmente dans les 19% lorsque RC se situe dans la plage de 9-14 [8].

**Wu et al.** ont étudié un système composé d'une pile à combustible à oxyde solide (SOFC), du cycle combiné Brayton-Rankine et d'un producteur de gaz de synthèse. La simulation montre que les émissions de CO<sub>2</sub> d'électricité sont réduites à 7,18 g/kwh de CO<sub>2</sub> [9].

**Nazari et al.** ont utilisé l'algorithme génétique pour réaliser une optimisation multi-objectif du système avec deux fonctions objectives, à savoir le rendement et le coût unitaire d'électricité [10].

**Gogoi et al** ont étudié l'effet de l'ajout d'une combustion supplémentaire comme un moyen d'augmenter la puissance nette du cycle combiné. Leurs résultats indiquent une amélioration des performances du système à un taux de compression plus élevé. La pression optimale de la chaudière à un seul niveau est de 40 bars et 50% de carburant supplémentaire. La combustion de carburant supplémentaire améliore la puissance, mais conduit à une réduction du rendement global de la centrale [11].

**Mahmoudi et al** ont proposé un nouveau système combiné comprenant un réacteur à hélium modulaire à turbine à gaz (GT-MHR) et un cycle Kalina (AKC). Ils ont analysé et optimisé thermodynamiquement et économiquement en utilisant les algorithmes génétiques [12].

**Wan et al.** ont étudié les caractéristiques du processus d'arrêt de la turbine à gaz à cycle combiné (CCGT). Un programme informatique d'optimisation basé sur les algorithmes en utilisant le logiciel ASP.N B / S. Ce programme a été appliqué à un HRSGs à trois niveaux de pression dans une centrale électrique de Hangzhou, dans le Zhejiang, en Chine, leurs résultats des essais ont prouvé que le schéma d'optimisation obtenu est techniquement efficace dans les conditions réelles de travail. Ainsi, le modèle et les algorithmes d'optimisation étaient également valables et faisables pour des applications potentielles d'arrêt de la CCGT [13].

**Ghafoor et al.** Considéré des critères thermo-environnementales d'une centrale à cycle combiné. Comme il s'agit de la puissance nette, le rendement exérgétique et les émissions de CO<sub>2</sub>, Ils ont utilisé la méthode simplex de Nelder-Mead [14].

**Ebrahimi et al.** ont optimisé une centrale à cycle combiné à trois niveaux de pression avec resurchauffe en utilisant les AG, la fonction objectif considéré est le coût unitaire. Leurs résultats montrent que le processus d'optimisation conduit à une augmentation d'environ 3% dans les rendements énergétiques et exérgétiques. Aussi, le processus d'optimisation entraîne une diminution d'environ 3% du coût spécifique du produit et donc du coût de l'électricité produite [15].

**Hosseini et al.** ont présenté une modélisation thermodynamique complète d'une centrale à cycle combiné avec un générateur de vapeur à récupération de chaleur à double pression cette dernière à était aussi optimisé en utilisant les AG. Leurs résultats montrent qu'il est vraiment important de maintenir le titre de la vapeur à la sortie de la turbine constante à 88% pour que

les résultats soient plus réalistes et que l'optimisation et les données soient techniquement réalisables et applicables [16].

**Kosanovic et al** ont présenté une méthodologie pour l'optimisation économique des systèmes de chauffage urbain à cycle combiné. Les algorithmes génétiques sont proposés. Une étude comparative utilisant les données réelles de fonctionnement du système montre que la planification optimale peut réduire le coût de fonctionnement journalier total de 11% [17].

**Yang et al.** ont analysé et optimisé les performances thermodynamiques d'un système hybride combiné pour la production du froide, de la chaleur et l'électricité intégrant l'énergie solaire et le gaz naturel. Les résultats d'optimisations obtenues à l'aide des AG montrent que l'intégration d'un collecteur de chaleur solaire permet d'obtenir une meilleure performance que l'intégration d'un PV solaire dans l'étude de leurs cas spécifique [18].

**Mojtaba et al.** ont optimisé une centrale à cycle combiné en considérant les effets du brouillard à d'entrée de la turbine à gaz pour l'optimisé ils ont utilisant le AG. Leurs résultats montre que l'utilisation du système de refroidissement par air entrant pour le système CCPP et son optimisation entraînent une augmentation de la puissance de sortie moyenne, des gains de rendement de première et deuxième loi de respectivement 17,24%, 3,6% et 3,5% pendant trois mois chauds de l'année [19].

**Amini et al.** ont proposé Un cycle de CO<sub>2</sub> Rankine pour récupérer la chaleur résiduelle de faible qualité d'une centrale à cycle combiné en Iran. L'algorithme génétique est adapté pour conduire une optimisation afin de maximiser le rapport bénéfice-coût qui est défini sur la base du coût total du module nu et de la puissance de sortie nette. Les résultats indiquent que les coûts du cycle sont davantage influencés par la pression et la température maximale. Grâce à cette optimisation paramétrique, le cycle du CO<sub>2</sub> peut produire environ 4,04 MW. Cela représente environ 0,9% de la capacité de la centrale et une augmentation de rendement total d'environ 0,4% [20].

**Mohagheghi et Shayegan** ont optimisé, à l'aide des AG différent types de HRSG (un, deux et trois niveaux de pression aussi que trois niveaux de pression avec resurchauffe) construit autour de la turbine à gaz V94.2 (Siemens) dont la température des gaz d'échappement est égale à 550 °C. Les variables de décision considérées sont les points de pincement, les points d'approche, les températures des resurchauffeurs et les pressions des évaporateurs. Ils ont obtenu des valeurs optimums de ces derniers pour chaque type de HRSG. La fonction objective à maximiser est le travail net du cycle vapeur [21].

**Valdes et al.** ont réalisé une optimisation thermo économique des centrales à turbine à gaz à cycle combiné à l'aide d'un algorithme génétique. Ils ont proposé deux fonctions objectives différentes: l'une minimise le coût de production par unité d'électricité et l'autre maximise le bénéfice net [22].

**Kumar et al.** ont étudié l'effet de la configuration HRSG à un niveau de pression et de double pression sur le rendement de la centrale à cycle combiné en utilisant la première loi et la seconde loi de la thermodynamique. Ils ont discuté l'effet de divers paramètres tels que le pincement (PP), point d'approche; la pression de vapeur, la température de vapeur et le débit de gaz sur la performance du HRSG en utilisant l'analyse d'énergie et d'exergie [23].

**Bagheri et al.** ont présenté une méthode thermo économique basée sur l'exergie, qui est appliquée pour trouver des valeurs optimales des paramètres de conception pour un HRSG spécifique utilisé dans les centrales à cycle combiné en utilisant les AG [24].

**Ahmadi et al.** ont analysé thermodynamiquement une centrale à cycle combiné avec un système de combustion supplémentaire. La conception optimale des paramètres de fonctionnement de l'installation est alors réalisée en définissant une fonction objective et en appliquant une méthode d'optimisation de type algorithme générique (GA) [25].

## 6. Synthèse de la revue bibliographique

L'analyse des études ci-dessus exposées, par rapport aux méthodes d'optimisation utilisées, montre que la quasi-totalité des études ont utilisé les algorithmes génétiques à l'exception des travaux de NADIR et al [3] qui ont utilisés la technique PSO.

De plus aucune étude antérieure n'a été menée pour comparer entre les algorithmes génétiques et la technique PSO.

Ainsi, le présent travail, il sera optimisé une chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec resurchauffe en utilisant les algorithmes génétiques et la techniques PSO

## *Chapitre II :*

# *Modélisation thermodynamique du cycle vapeur*

## 1. Introduction :

Ce chapitre présente la modélisation thermodynamique du cycle vapeur à deux niveaux de pression avec resurchauffe. Il sera donc présente toutes les formules mathématiques : le rendement la puissance et le travail spécifique.

## 2. Modélisation du cycle vapeur

### 2.1. Modélisation du HRSG à deux niveaux de pression avec resurchauffe

La chaudière de récupération est l'interface entre le cycle à gaz et le cycle vapeur, cela pouvant récupérer plus de 80 % du potentiel thermique évacué par la turbine à gaz. L'ajout de chaleur dans les installations en régime permanent se fait à pression constante. L'eau du circuit thermodynamique est réchauffée par contact avec une autre canalisation.

Pour faire l'analyse thermodynamique de la chaudière de récupération il faut déterminer la distribution des températures en chaque point de la chaudière que ce soit du côté chaud (gaz) ou du côté froid (eau/vapeur).

#### ➤ Hypothèse

- La variation de l'énergie cinétique négligeable.
- La variation de l'énergie potentielle négligeable.
- Tous éléments de (chaudière de récupération) sont adiabatiques.
- On néglige les pertes thermiques des gaz d'échappements entre la sortie de la turbine à gaz et l'entrée de la chaudière de récupération.
- On considère l'eau liquide comme fluide incompressible.

La modélisation du 2P, dont le schéma de principe et le diagramme Q-s sont donnés respectivement par les Figs. II-1 et II-2 est présentée ci-dessous.

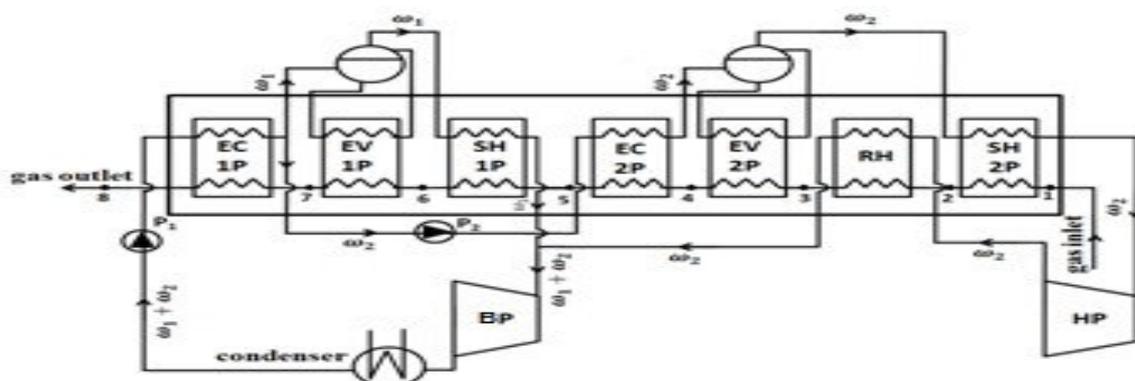


Fig. II-1 : HRSG à deux niveaux de pression avec resurchauffe

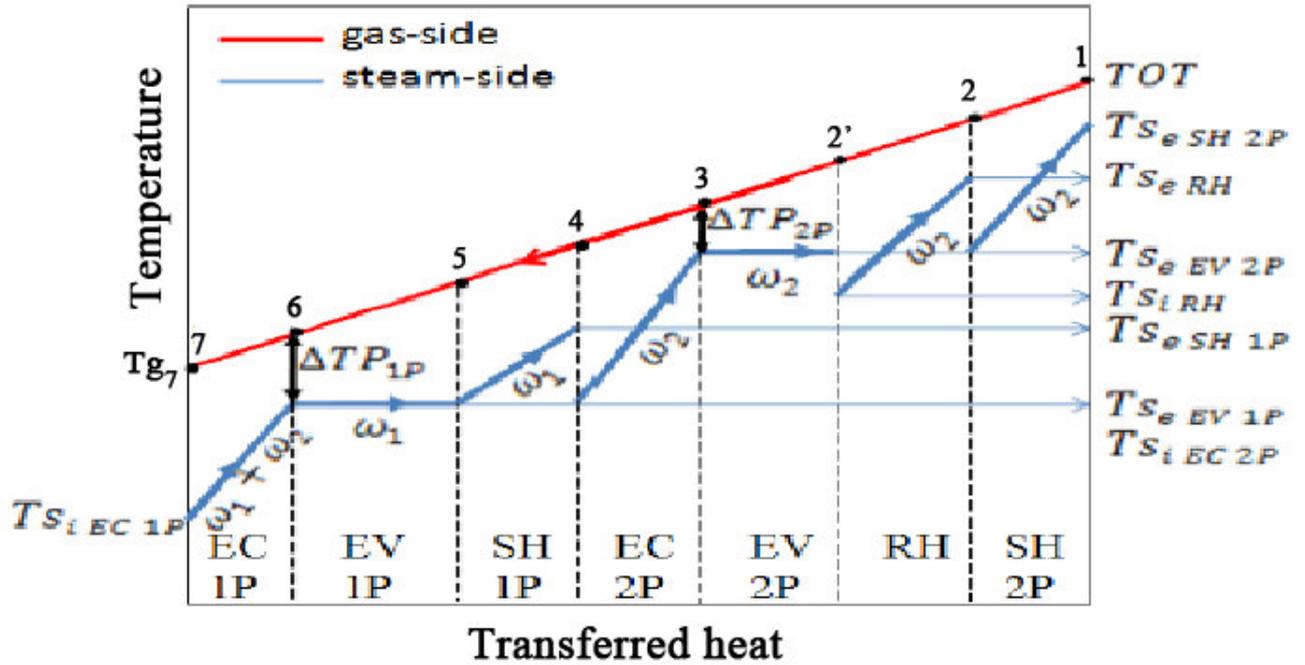


Fig. II-2 : Diagramme température-chaleur transférée d'un HRSG à deux niveaux de pression avec resurchauffe.

Le Bilan énergétique pour l'ensemble: évaporateur, resurchauffeur et surchauffeur des deuxièmes niveaux permet d'écrire :

$$\omega_2 (he_{SH\ 2P} - hi_{EV\ 2P}) + \omega_2 (he_{RH} - hi_{RH}) = cp_1 TOT - cp_4 T_{g4} \quad (II-1)$$

Le Bilan énergétique du surchauffeur du deuxième niveau donne :

$$\omega_2 (he_{SH\ 2P} - he_{EV\ 2P}) = cp_1 TOT - cp_2 T_{g2\_prim} \quad (II-2)$$

La Définition des efficacités de la surchauffeur et du resurchauffeur du deuxième niveau:

$$\epsilon_{SH\ 2P} = \frac{T_{SeSH\ 2P} - T_{SeEV\ 2P}}{TOT - T_{SeEV\ 2P}} \quad (II-3)$$

$$\epsilon_{RH} = \frac{T_{SeRH} - T_{SiRH}}{T_{g2\_prim} - T_{SiRH}} \quad (II-4)$$

La définition du point de pincement du deuxième niveau est comme suit:

$$T_{g3} = T_{si_{EV\ 2P}} + \Delta TP_{2P} \quad (II-5)$$

Le bilan sur l'économiseur du deuxième niveau s'écrit :

$$\omega_2 (h_{e_{EC\ 2P}} - h_{i_{EC\ 2P}}) = cp_3 T_{g3} - cp_4 T_{g4} \quad (II-6)$$

La définition de l'efficacité du surchauffeur du premier niveau est :

$$\varepsilon_{SH1P} = \frac{T_{s_{eSH1P}} - T_{s_{eEV1P}}}{TOT - T_{s_{eEV1P}}} \quad (II-7)$$

La définition du point de pincement du premier niveau est :

$$T_{g6} = T_{si_{EV\ 1P}} + \Delta TP_{1P} \quad (II-8)$$

Le bilan énergétique sur l'ensemble évaporateur-surchauffeur du premier niveau conduit à l'expression suivante :

$$\omega_1 (h_{e_{SH\ 1P}} - h_{i_{EV\ 1P}}) = cp_4 T_{g4} - cp_6 T_{g6} \quad (II-9)$$

Le bilan sur l'économiseur du premier niveau est :

$$(\omega_2 + \omega_1) (h_{e_{EC\ 1P}} - h_{i_{EC\ 1P}}) = cp_6 T_{g6} - cp_7 T_{g7} \quad (II-10)$$

La résolution du système d'équations (II-01-10) permet de déterminer les 10 inconnues:  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $T_{e_{SH\ 1P}}$ ,  $T_{e_{SH\ 2P}}$ ,  $T_{e_{RH}}$ ,  $T_{g1}$ ,  $T_{g3}$ ,  $T_{g4}$ ,  $T_{g6}$  et  $T_{g7}$ . A ce niveau, il devient donc possible de déterminer le travail spécifique.

$$W_{SC} = (\omega_1 + \omega_2) W_{BP} + \omega_2 W_{HP} \quad (II-11)$$

➤ **Calcul de la puissance global de cycle vapeur :**

$$Q_g = [Q_{SH\ 2P} + Q_{RH} + Q_{EVA\ 2P} + Q_{ECO\ 2P}]_{HP} + [Q_{SH\ 1P} + Q_{EVA\ 1P} + Q_{ECO\ 1P}]_{BP} \quad (II-12)$$

➤ **La puissance pour chaque échangeur s écrit :**

$$Q_{SH\_2P} = \dot{m}_{v\_2P} (h_{e\ SH\ 2P} - h_{i\ SH\ 2P})_{HP} = \dot{m}_g c_{p_g} (T_{g1} - T_{g2}) \quad (II-13)$$

$$Q_{RH} = \dot{m}_{v\_2P} (h_{e\ RH} - h_{i\ RH}) = \dot{m}_g c_{p_g} (T_{g2} - T_{g2\_prim}) \quad (II-14)$$

$$Q_{EVA\_2P} = \dot{m}_{v\_2P} (h_{e\ EV\ 2P} - h_{i\ EV\ 2P}) = \dot{m}_g c_{p_g} (T_{g2\_prim} - T_{g3}) \quad (II-15)$$

$$Q_{ECO\_2P} = \dot{m}_{v\_2P} (h_{i\ EV\ 2P} - h_{i\ ECO\ 2P}) = \dot{m}_g c_{p_g} (T_{g3} - T_{g4}) \quad (II-16)$$

$$Q_{SH\_1P} = \dot{m}_{v\_1P} (h_{e\ SH\ 1P} - h_{e\ EV\ 1P}) = \dot{m}_g c_{p_g} (T_{g4} - T_{g5}) \quad (II-17)$$

$$Q_{EVP\_1P} = \dot{m}_{v\_1P} (h_{e\ EV\ 1P} - h_{i\ EV\ 1P}) = \dot{m}_g c_{p_g} (T_{g5} - T_{g6}) \quad (II-18)$$

$$Q_{ECP\_1P} = \dot{m}_{v\_1P} (h_{i\ EV\ 1P} - h_{i\ EC\ 1P}) = \dot{m}_g c_{p_g} (T_{g6} - T_{g7}) \quad (II-19)$$

➤ **Calcul de différence de température moyenne logarithmique ( $\Delta TLM$ ) pour chaque échangeur :**

$$ETLM_{SH\_2P} = [(T_{gg77} - T_9) - (T_{g2} - T_7)] / \log((T_{gg77} - T_9) / (T_{g2} - T_7)) \quad (II-20)$$

$$ETLM_{RH} = [(T_{g2} - T_{11}) - (T_{g2\_prim} - T_{10})] / \log((T_{g2} - T_{11}) / (T_{g2\_prim} - T_{10})) \quad (II-21)$$

$$ETLM_{EV\_2P} = [(T_{g2\_prim} - T_7) - (T_{g3} - T_6)] / \log((T_{g2\_prim} - T_7) / (T_{g3} - T_6)) \quad (II-22)$$

$$ETLM_{ECO\_2P} = [(T_{g3} - T_6) - (T_{g4} - T_5)] / \log((T_{g3} - T_6) / (T_{g4} - T_5)) \quad (II-23)$$

$$ETLM_{SH\_1P} = [(T_{g4} - T_4) - (T_{g5} - T_3)] / \log((T_{g4} - T_4) / (T_{g5} - T_3)) \quad (II-24)$$

$$ETLM_{EV\_1P} = [(T_{g5} - T_3) - (T_{g6} - T_2)] / \log((T_{g5} - T_3) / (T_{g6} - T_2)) \quad (II-25)$$

$$ETLM_{ECO\_1P} = [(T_{g6} - T_2) - (T_{g7} - T_1)] / \log((T_{g6} - T_2) / (T_{g7} - T_1)) \quad (II-26)$$

➤ **Définition de l'efficacité de la chaudière de récupération**

$$\varepsilon_{HRSG\_HP} = \frac{m_v (h_9 - h_5)}{m_g c_{p_g} (TOT - T_5)} = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (II-27)$$

$$\varepsilon_{HRSG\_BP} = \frac{m_v (h_4 - h_1)}{m_g c_{p_g} (T_{g4} - T_1)} = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (II-28)$$

➤ **Définition de rendement de la chaudière**

$$\eta = \frac{W_{cycle\_vap}}{m_g C_{p_g} (TOT - T_{amb}) 10^{-3}} \quad (II-29)$$

**3. Conclusion :**

Ce chapitre a porté sur la modélisation thermodynamique d'un cycle vapeur à deux niveaux de pression avec resurchauffe. Elles ont été modélisées en se basant sur les expressions des bilans énergétiques des échangeurs, définitions des points de pincement et des efficacités des surchauffeurs.

## *Chapitre III :*

# *Optimisation thermodynamique du cycle vapeur*

## 1. Introduction

L'amélioration des performances du cycle vapeur pris intrinsèquement peut conduire à la dégradation des performances totales du cycle vapeur. Le cycle vapeur tel qu'il sera présenté dans ce qui suit, dépend de dix paramètres, la détermination de la solution optimale ne peut pas se faire suite à une étude paramétrique, elle exige donc l'utilisation d'une méthode numérique d'optimisation. L'objet de ce chapitre est de présenter cette méthode et son application dans le cadre d'une optimisation thermodynamique de HRSG. Pour ce faire, il sera tout d'abord présenté un bref aperçu sur les méthodes utilisées par les études antérieures afin de choisir la méthode adéquate. Par la suite, il sera procédé à la formulation mathématique du problème d'optimisation et à son application dans le cas des HRSGs.

## 2. Les Méthodes utilisées pour l'optimisation de HRSG

Les méthodes d'optimisation non-linéaires avec contraintes peuvent être divisées en deux principales catégories : les méthodes déterministes et les méthodes stochastiques. Les méthodes déterministes, par exemple: la méthode de la plus grande pente, méthode du gradient conjugué, méthode du gradient projeté et méthode de Newton sont généralement appliquées dans le cas d'une recherche d'optimum local, elles sont basées sur la détermination des dérivées de la fonction objectif et des contraintes. Ces deux caractéristiques (la détermination de la dérivée et la recherche de l'optimum local) font que ces méthodes ne soient pas robustement applicables pour la résolution d'un problème tel que le notre. Car, en effet, le présent cas relève de l'optimisation non linéaire globale et la fonction objectif, qui dépend de plusieurs variables est calculée suite à un processus numérique impliquant des systèmes d'équations non linéaires rendant ainsi la détermination explicite de la dérivée de la fonction objectif très complexe. Dans ce cas de figure, il est généralement recommandé d'utiliser des méthodes dites stochastiques et plus particulièrement les méthodes évolutionnaires tels que les algorithmes génétiques et la méthode PSO (Particle Swarm Optimization).

Le tableau III-1 donnant un aperçu général sur les méthodes d'optimisation utilisées par les études d'optimisation des HRSGs,

**Tableau III-1:** Aperçu sur les méthodes d'optimisations utilisées par les études antérieures.

Référence	Remarques	Méthode d'optimisation
Nadir M et Ghenaiet A [3]	Optimisation d'un cycle vapeur à trois niveaux de pression	Particul swarm optimization (PSO)
Mohagheghi M, Shayegan J. [21]	Optimisation de plusieurs configurations de HRSG	Algorithme génétique (AG)
Amini et al [20]	ont proposé Un cycle de CO <sub>2</sub> Rankine pour récupérer la chaleur résiduelle de faible qualité d'une centrale à cycle combiné.	Algorithme Génétique
Navid Nazari, et Parisa Heidarnejad [10]	Optimisation de cycle combiné	Algorithme Génétique
Wan et al [13]	Modélisation et optimisation de cycle combiné	logiciel ASP.N B / S.
Ghafoor Memon A et al [14]	Exergo_economique et analyse du cycle combiné	Méthode simplex de Nelder-Mead
Ebrahimi et al [15]	l'optimisation d'une centrale à cycle combiné à trois niveaux de pression avec un resurchauffe	Algorithme Génétique
Gopalakrishnan et Kosanovic [17]	l'optimisation économique des systèmes de chauffage urbain à cycle combiné	Algorithme Génétique
Yang et al [18]	optimisé les performances thermodynamiques d'un système hybride combiné	Algorithme Génétique
Mojtaba et al [19]	optimisé une centrale à cycle combiné en considérant les effets du brouillard à d'entrée de la turbine à gaz	Algorithme Génétique

### 3. Formulation du problème de l'optimisation :

Nous présentons dans ce qui suit la formulation du problème d'optimisation de la présente étude qui relève de l'optimisation non linéaire globale avec contraintes. Un problème d'optimisation est constitué principalement d'une fonction objective, des variables d'optimisation et des contraintes.

Le but recherché à travers la présente étude est l'optimisation thermodynamique de HRSG.

#### 3.1 Fonction objectif

Le but recherché à travers la présente étude est l'optimisation thermodynamique de HRSG ce qui amène à définir les fonctions objectif pour les cas suivants :

##### 3.1.1 Optimisation Thermodynamique du HRSG

Pour une TG existante, la valeur de la TOT et du travail spécifique sont fixes et par conséquent la maximisation du rendement du CC requière seulement la maximisation du travail spécifique du cycle vapeur par unité de masse de gaz d'échappement.

#### 3.2 Variables d'optimisation

Les variables d'optimisation représentent les paramètres de conception et sont donc les mêmes dans le cas de l'optimisation thermodynamique. Nous distinguons un paramètre de ce du HRSG.

##### 3.2.1 Cas de HRSG

Le vecteur  $X (P_0, P_1, P_2, E_{SH\ 1p}, E_{SH\ 2p}, \Delta T_{pin\ 1p}, \Delta T_{pin\ 2p})$  représente les variables d'optimisation caractérisant le HRSG que ce soit dans le cas de l'optimisation thermodynamique. Les résultats d'optimisation sont : la quantité de vapeur produite par HRSG à deux niveaux de pression par rapport aux gaz d'échappement ( $\omega_1$  et  $\omega_2$ ), la température de la vapeur à la sortie des surchauffeurs et resurchauffeur ( $T_{Se\ SH\ 1p}$ ,  $T_{Se\ SH\ 2p}$ , et  $T_{Se\ RH}$ ), la température des gaz aux entrées et sorties des échangeurs ( $T_{g1}$ ,  $T_{g3}$ ,  $T_{g4}$ , et  $T_{g6}$ ) et le travail spécifique produit par les deux corps de la turbine ( $W_{BP}$ ,  $W_{HP}$ ).

**3.3 Contraintes**

Il se trouve que, comme dans la majorité des problèmes d'engineering, la maximisation de la fonction objectif aboutie à des solutions difficiles, voire impossibles à réaliser en pratique où l'état actuel de développement technologique n'a pas encore pu être élucidé. Ceci se traduit par l'introduction de contraintes représentées par des modèles mathématiques à travers lesquels les contraintes éliminent les solutions infaisables. Il convient tout d'abord de noter qu'en pratique, les contraintes diffèrent d'un type de configuration à l'autre et d'une installation à l'autre. Les contraintes que nous avons retenues représentent l'état actuel du développement de la technologie en la matière et peuvent intervenir dans n'importe quelle installation actuelle. Il ne s'agit pas de faire l'étude d'un cas particulier dans lequel d'autres contraintes peuvent intervenir, telles que les contraintes de dimensionnement par exemple ou celles du financement ou encore celles qui sont liées à la puissance.

**3.3.1 Cas du HRSG**

Afin d'éviter la dégradation des performances aérodynamiques et mécaniques des aubes des derniers étages de la turbine à vapeur, le titre de vapeur ne doit pas descendre en dessous de 88%. Afin de maintenir le bon fonctionnement du HRSG et des matériaux le constituant, la pression et la température de la vapeur à la sortie du surchauffeur ne doivent pas dépasser 160 bars et 580 °C, respectivement. La condensation de l'eau dans la chaudière récupératrice favorise la formation de l'acide sulfurique qui est corrosif, la température des fumées à la sortie de la cheminée du HRSG doit être supérieure à 80 °C pour éviter la condensation de la vapeur d'eau contenue dans les gaz d'échappement. En pratique, pour le point de pincement, une valeur nulle conduit bien entendu à une surface d'échange infinie et ainsi une valeur limite de 5 °C est imposée.

Aussi une efficacité égale à 1 pour le surchauffeur ou le resurchauffeur aboutit à l'utilisation d'une surface d'échange infinie, d'où une valeur maximale de 0.85 est alors fixée.

**4. Application de la méthode PSO**

L'optimisation des essaims de particules (PSO) est une technique d'optimisation stochastique basée sur la population développée par le Dr Eberhart et le Dr Kennedy [27] en

1995, inspirée par le comportement social du flockage des oiseaux ou de la scolarisation des poissons.

Chaque particule conserve une trace de ses coordonnées dans l'espace du problème qui sont associées à la meilleure solution (condition physique) qu'il a obtenue jusqu'à présent. (La valeur de forme physique est également stockée.) Cette valeur est appelée  $p_{best}$ . Une autre "meilleure" valeur qui est suivie par l'optimiseur de pulvérisation de particules est la meilleure valeur, obtenue jusqu'à présent par toute particule dans les voisins de la particule. Cet endroit s'appelle  $l_{best}$ . Quand une particule prend toute la population comme ses voisins topologiques, la meilleure valeur est un meilleur global et est appelé  $g_{best}$ .

Le concept d'optimisation des essaims de particules consiste, à chaque pas de temps, à changer la vitesse d'accélération de chaque particule vers ses emplacements  $p_{best}$  et  $l_{best}$  (version locale de PSO). L'accélération est pondérée par un terme aléatoire, avec des nombres aléatoires séparés générés pour l'accélération vers les emplacements  $p_{best}$  et  $l_{best}$ .

Au cours des dernières années, la PSO a été appliquée avec succès dans de nombreux domaines de recherche et d'application. Il est démontré que PSO obtient de meilleurs résultats d'une manière plus rapide, moins cher par rapport à d'autres méthodes.

Une autre raison pour laquelle PSO est attrayant est qu'il ya peu de paramètres à ajuster. Une version, avec de légères variations, fonctionne bien dans une grande variété d'applications. L'optimisation des essaims de particules a été utilisée pour des approches qui peuvent être utilisées dans un large éventail d'applications, ainsi que pour des applications spécifiques axées sur une exigence spécifique.

PSO se distinguent par certains avantages par rapport aux autres techniques similaires comme les algorithmes génétiques, à savoir:

- Le fait qu'elle soit facile à implémenter, il y a juste quelques paramètres à ajuster ;
- Chaque particule se rappelle de sa meilleure position (solution) antérieure et la meilleure position du groupe et par conséquent il n y a plus de capacité de mémoire effective en la comparant aux algorithmes génétiques ;

- PSO n'a pas de mutation ou de croisement, le déplacement vers une position meilleure a lieu durant le développement des générations en utilisant la vitesse des particules.

Ainsi, seules les meilleures solutions transmettent l'information aux autres particules et ceci accélère le calcul.

La nouvelle position de chaque particule est déterminée par l'ancienne position

vecteur :  $X_k^t$  et par la nouvelle vitesse ( $v_k^{t+1}$ ) :

$$X_k^{t+1} = X_k^t + v_k^{t+1} \quad (IV-1)$$

L'information disponible pour chaque individu est basée sur l'expérience qui lui est propre ( $P_{best}$ ) et sur la connaissance de la performance des autres individus du groupe ( $G_{best}$ ).

Du moment que l'importance de ces deux types d'information diffère d'un individu à un autre, il devient raisonnable de les multiplier par deux constantes de pondération prises arbitrairement, la vitesse serait par la suite déterminée comme suit :

$$v_k^{t+1} = w v_k^t + c_1 u_1^t (P_{bestk}^t - X_k^t) + c_2 u_2^t (G_{best}^t - X_k^t) \quad (IV-2)$$

Le premier terme dans l'équation (IV-2) ( $wv_k^t$ ) représente la tendance de la particule à continuer dans la même direction multipliée par le poids ( $w$ ). Ce dernier prend des valeurs entre 0.4 et 0.9, sa valeur changeant avec les générations et il est calculé selon l'expression suivante :

$$w = w_{\max} - \frac{w_{\max} - w_{\min}}{t_{\max}} t \quad (IV-3)$$

Le second terme ( $c_1 u_1^t (P_{bestk}^t - X_k^t)$ ) modélise l'attraction vers la meilleure position qu'elle a elle-même retrouvée multipliée par le poids choisi arbitrairement ( $c_1 u_1^t$ ).  $u_1^t$  est une variable aléatoire appartenant à l'intervalle [0,1] et  $c_1$  prend une valeur constante égale à 2.

Le dernier terme ( $c_2 u_2^t (G_{bestk}^t - X_k^t)$ ) représente l'attraction vers la meilleure position par rapport à tout le groupe multipliée par le poids choisi arbitrairement ( $c_2 u_2^t$ ). Aussi,  $u_2^t$  est une variable aléatoire appartenant à l'intervalle [0,1] et  $c_2$  égale à 2.

L'organigramme décrivant l'algorithme en général est donné par la Fig. B-1 en Annexe B et qui est résumé dans les étapes suivantes:

1. Créer une population initiale  $Pop$  composée de  $N$  particules uniformément réparties dans l'espace de recherche.
2. Chaque particule  $p_k$  est évaluée en utilisant la fonction fitness  $F$ . Toute particule n'obéissant pas aux contraintes imposées est exclue du groupe et remplacée par une autre, tel qu'on l'explique dans la section suivante.
3. Si la position  $X_k^t$  de la particule  $X_k^t$  est la meilleure en termes de la fonction fitness,  $P_{best}$  doit être actualisée.
4. Déterminer la meilleure particule ( $G_{best}$ ) parmi les  $N$  particules du groupe.
5. Actualiser la vitesse ( $v_k$ ) de chaque particule ( $k$ ) en utilisant la relation (IV-2).
6. Déplacer les particules vers leurs nouvelles positions  $X_i^{t+1}$  en utilisant l'expression (IV-1).
7. Revenir à la deuxième étape jusqu'à ce que le critère d'arrêt soit vérifié.

## 5. Application des algorithmes génétiques

Les algorithmes génétiques, initiés dans les années 1970 par John Holland [28], sont des algorithmes d'optimisation s'appuyant sur des techniques dérivées de la génétique et des mécanismes d'évolution de la nature : croisement, mutation, sélection.

Les algorithmes génétiques fournissent des solutions aux problèmes n'ayant pas de solutions calculables en temps raisonnable de façon analytique ou algorithmique.

Selon cette méthode, des milliers de solutions (génotypes) plus ou moins bonnes sont créés au hasard puis sont soumises à un procédé d'évaluation de la pertinence de la solution mimant l'évolution des espèces : les plus "adaptés", c'est-à-dire les solutions au problème qui sont les plus optimales survivent davantage que celles qui le sont moins et la population évolue par générations successives en croisant les meilleures solutions entre elles et en les faisant muter, puis en relançant ce procédé un certain nombre de fois afin d'essayer de tendre vers la solution optimale.

Les algorithmes génétiques peuvent être particulièrement utilisés dans les domaines suivants :

- Optimisation : optimisation de fonctions, planification, etc. ...
- Apprentissage : classification, prédiction, robotique, etc. ...

- Programmation automatique : programmes LISP, automates cellulaires, etc. ...
- Etude du vivant, du monde réel : marchés économiques, comportements sociaux, systèmes immunitaires, etc ...

L'organigramme décrivant l'algorithme en général est donné par la Fig. A-1 en annexe A et qui est résumé dans les étapes suivantes:

Un algorithme génétique générique à la forme suivante :

- 1) Initialiser la population initiale P.
  - 2) Evaluer P.
  - 3) Tant Que (Pas Convergence) faire :
    - a) P' = Sélection des Parents dans P
    - b) P' = Appliquer Opérateur de Croisement sur P'
    - c) P' = Appliquer Opérateur de Mutation sur P'
    - d) P = Remplacer les Anciens de P par leurs Descendants de P'
    - e) Evaluer P
- Fin Tant Que

## 6. Implémentation des contraintes

En appliquant la méthode PSO dans le cas de plusieurs fonctions-testes, Hu [26] a conclu que l'algorithme PSO est efficace lorsque le problème d'optimisation contient des contraintes et peut déterminer la meilleure solution en un temps relativement court. Deux différentes approches, faisant combiner la méthode PSO aux contraintes, existent dans la littérature : l'une fait introduire les contraintes dans la fonction objectif (fonction fitness) en utilisant les fonctions pénalité, tandis que l'autre traite les contraintes séparément de la fonction objectif.

Dans la deuxième approche, pour laquelle on a opté dans la présente étude, chaque solution est examinée toute seule si elle obéit aux contraintes imposées dans l'espace de recherche. Si l'une des contraintes est violée, la particule est alors remise à la meilleure position rencontrée ( $c - a - d : P_{best}^t$ ). D'autres auteurs proposent de la remplacer aléatoirement par une autre particule.

6.1. Test de convergence de l’algorithme

La figure III-1 représente une étude paramétrique pour examiner l’effet du nombre d’individus choisi initialement sur la convergence du travail spécifique pour les deux méthodes (PSO & AG) avec une TOT=600°C. Au-delà de N=20 la Fig. III-1 révèle qu’il n’y a pas vraiment nécessité d’augmenter la taille de la population initiale au-delà de N=20 pour PSO, contrairement au algorithme génétique (AG) la solution optimale est inférieure à celle de la méthode PSO quelle que soit la taille de la population N=20, 70, 150, mais la solution optimale du travail spécifique se converge plus rapidement avec l’augmentation de cette dernière. Le tableau III-2 donne le temps de calcul lorsqu’il est fait sur un PC i3 CPU 4Gb RAM, Pour 70 itérations, le temps de calcul est inférieur à environ 1 minute pour la technique PSO et supérieur à une minutes pour les AG.

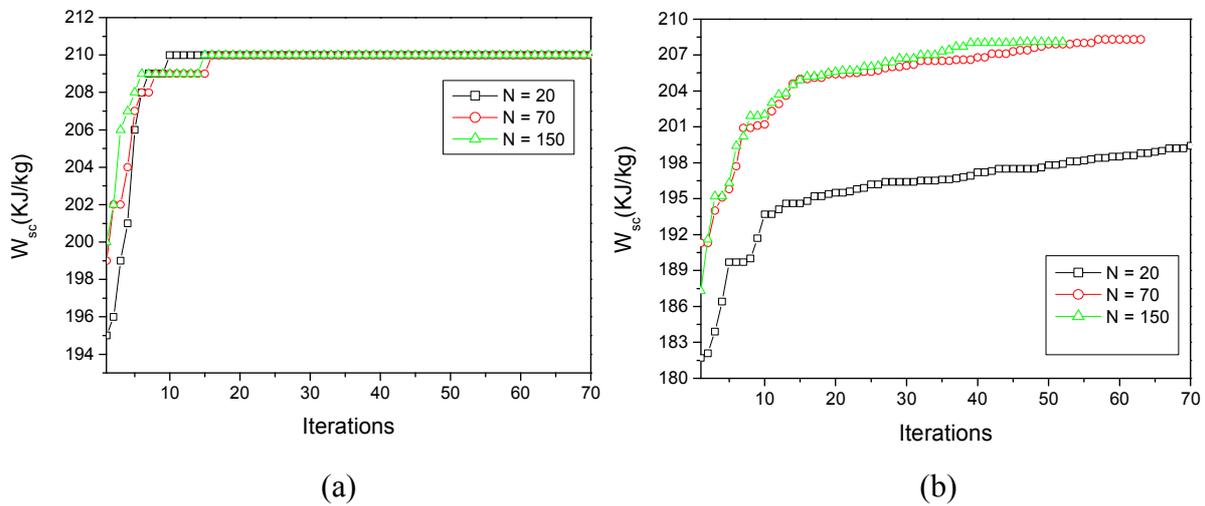


Fig. III-1: Convergence du travail spécifique: a) PSO, b) AG.

Tableau III-2: Temps de calcul

	N=20	N=70	N=150
PSO	28 s	59 s	116 s
AG	29 s	62 s	135 s

**7. Conclusion**

Les critères les plus indicatifs des performances thermodynamique des HRSGs ont été choisis comme fonctions objectif, il s'agit du travail de cycle vapeur. Afin que les résultats gagnent en crédibilité et en faisabilité, les contraintes considérées assurent le maintien des solutions faisables uniquement tout en tenant compte du niveau de développement actuel à l'échelle industrielle. Dans le cas où l'optimisation est globale et le calcul des fonctions objectif se fait numériquement, les méthodes évolutionnaires semblent les plus pertinentes comparativement aux méthodes déterministes. Il a été opté pour la méthode PSO qui a démontré son succès dans plusieurs types de problèmes d'engineering.

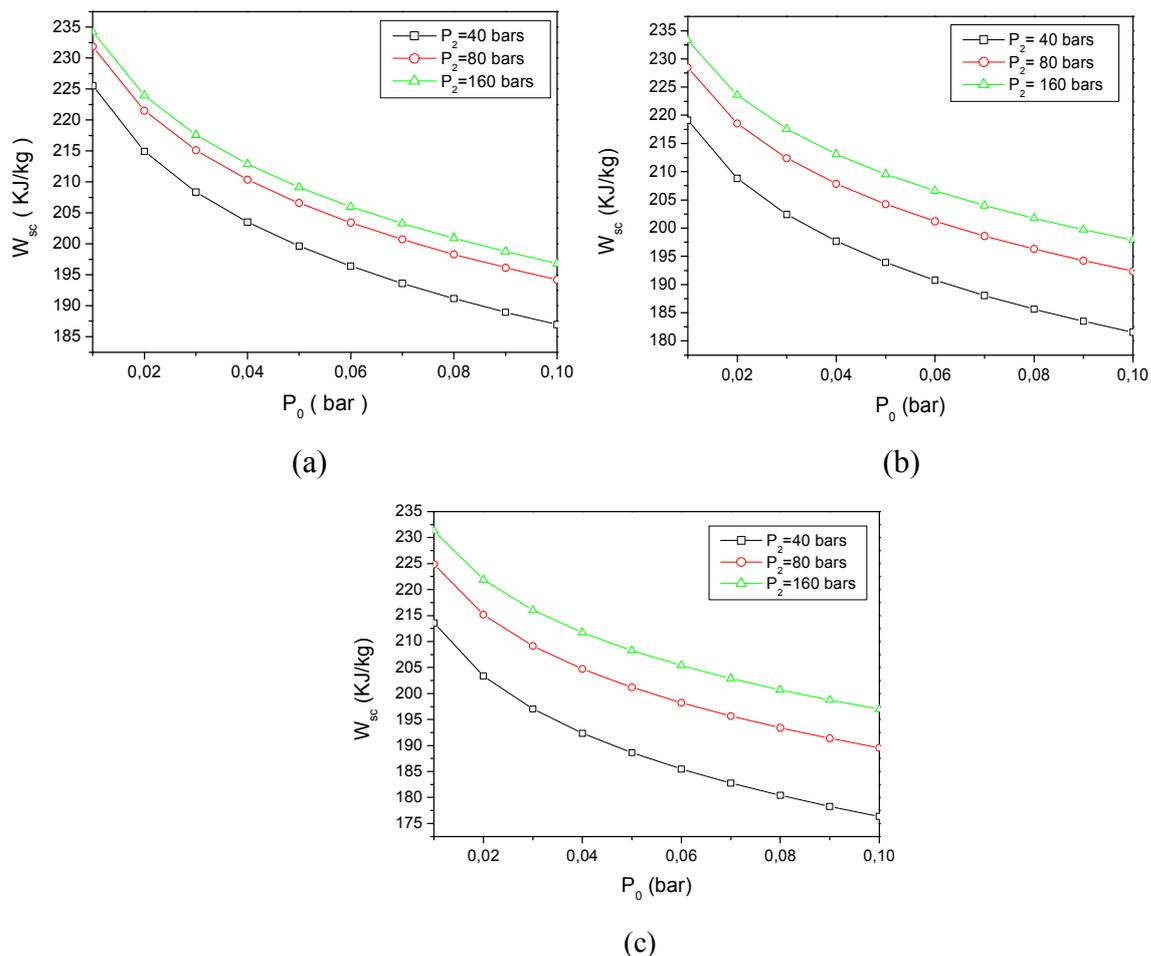
***Chapitre IV :***  
***Résultats et discussions***

## 1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats de la simulation et de l'optimisation thermodynamique des HRSGs. Ces résultats sont repartis sur deux parties : résultats de l'étude paramétrique et résultats de l'optimisation thermodynamique où le travail spécifique du cycle vapeur est considéré comme fonction objectif à maximiser.

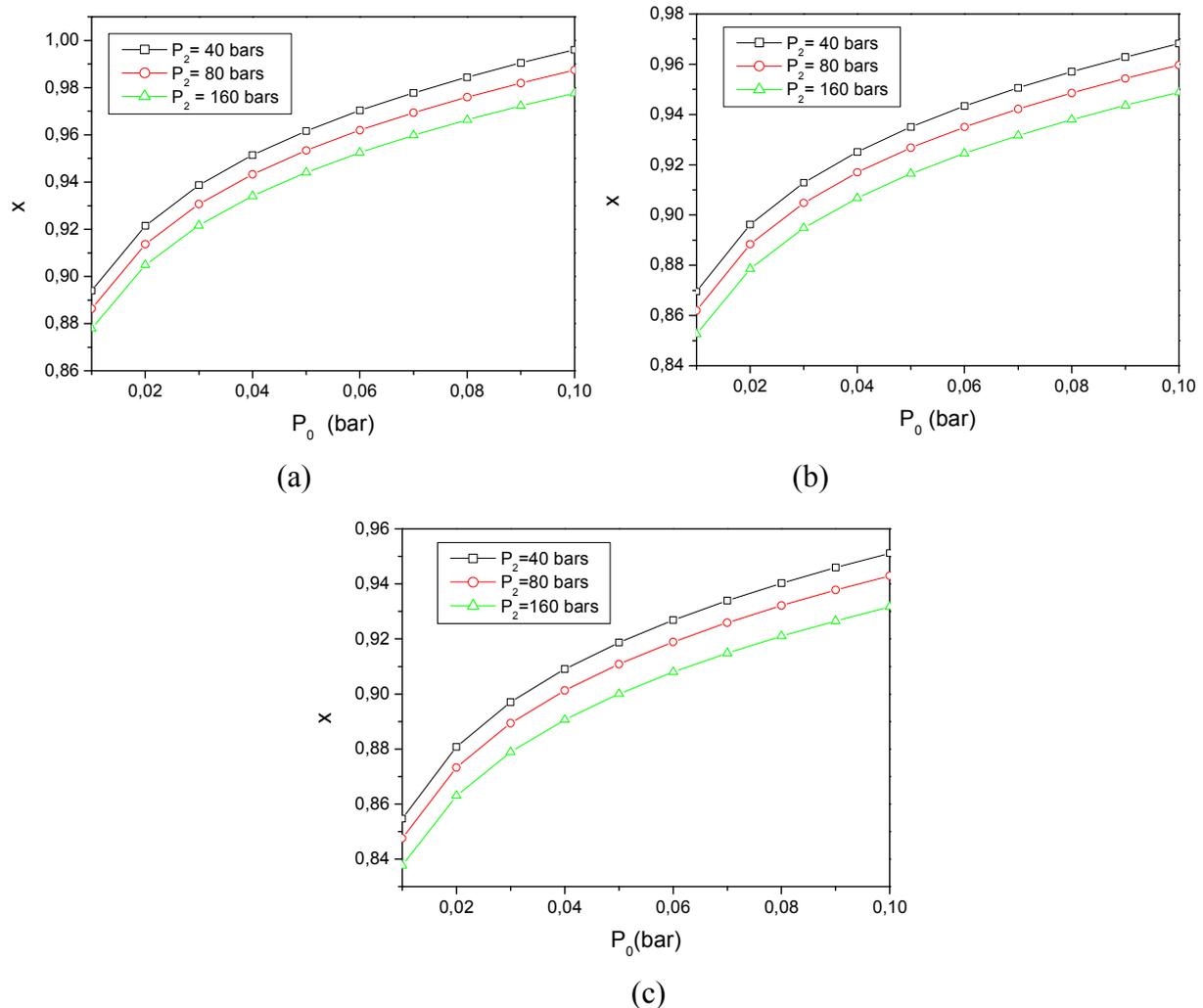
## 2. Résultats de l'étude paramétrique du HRSG

Afin de situer la plage des valeurs de la fonction objectif et des variables d'optimisation, on présente tout d'abord une analyse paramétrique. En effet une valeur de  $TOT=600^{\circ}C$ , est choisie car elle représente approximativement la TOT des TGs actuelles de grandes puissances. La variation du travail spécifique ( $W_{SC}$ ) par rapport à la pression du condenseur ( $P_0$ ) est illustrée par la Fig IV-1 avec  $P_1$  et  $P_2$  comme paramètres. Il est clair que le travail spécifique diminue avec l'augmentation de ( $P_0$ ) et aussi les pressions du 2<sup>ème</sup> niveaux ( $P_2$ ) tendant à diverger légèrement les courbes de  $W_{SC}$  avec l'augmentation de  $P_1$ .



**Fig. IV-1:** Travail spécifique du cycle vapeur en fonction de la pression du condenseur :a)  $P_1=10$  bar, b)  $P_1=20$  bar, c)  $P_1=30$  bar

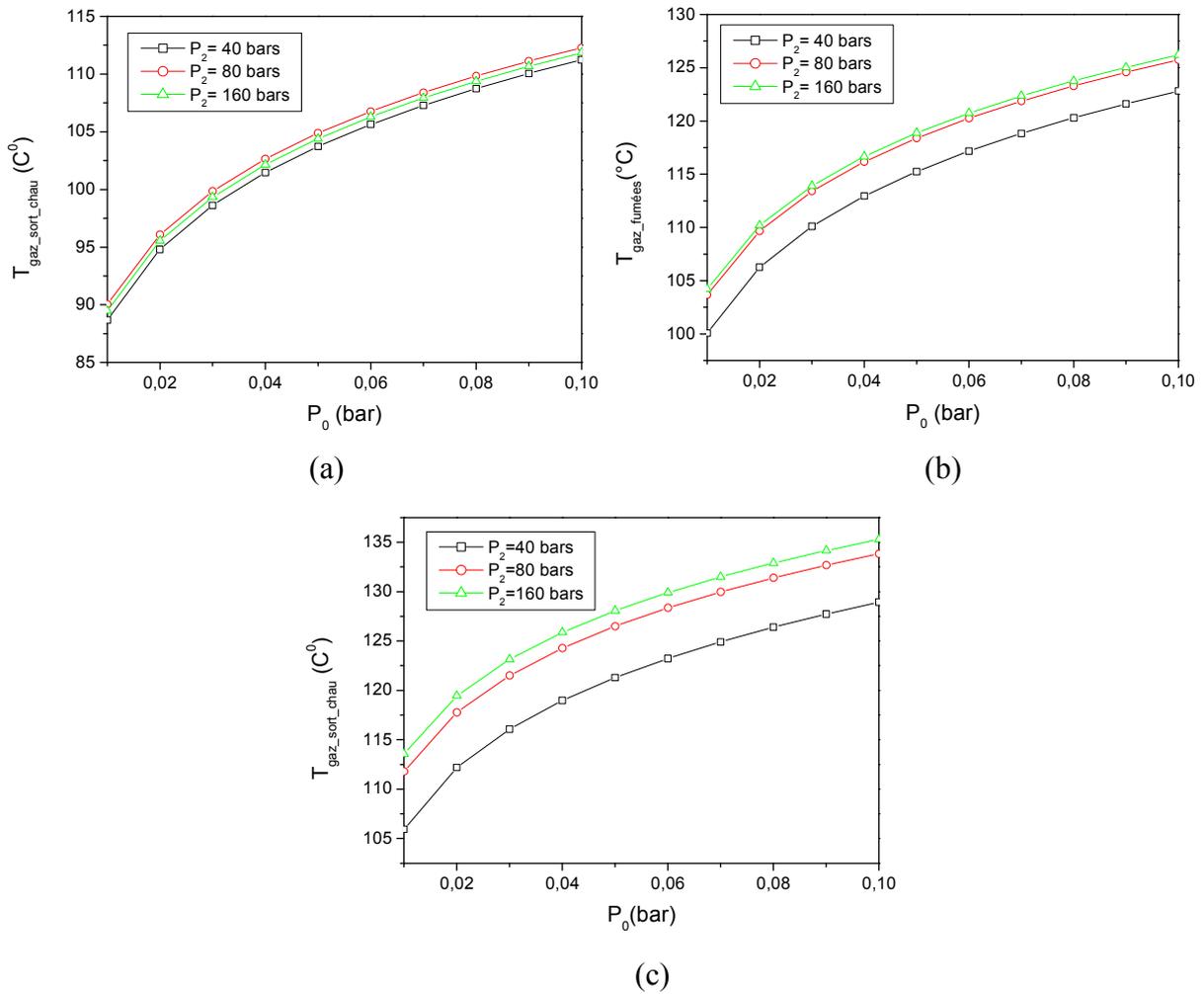
Pour des valeurs faibles de  $P_1$  (10 bar), le titre de vapeur est acceptable comme l'illustrent la Fig. IV-2a, il est en dessus de sa limite égale 0.88. Cependant, pour des valeurs de  $P_1$  élevées, le titre de vapeur est inférieur à 0.88 pour des pressions du condenseur ( $P_0$ ) inférieure à 0.03 bar approximativement (Fig. IV-2b et IV.-2c). Donc, en dessous de cette valeur les solutions sont éliminer par la contrainte. Aussi les courbes révèlent que le titre de vapeur augmente avec l'augmentation de la pression du condenseur ( $P_0$ ).



**Fig. IV-2:** Titre de vapeur à la sortie de la turbine en fonction de la pression du condenseur :  
a)  $P_1 = 10$  bar, b)  $P_1 = 20$  bar, c)  $P_1 = 30$  bar.

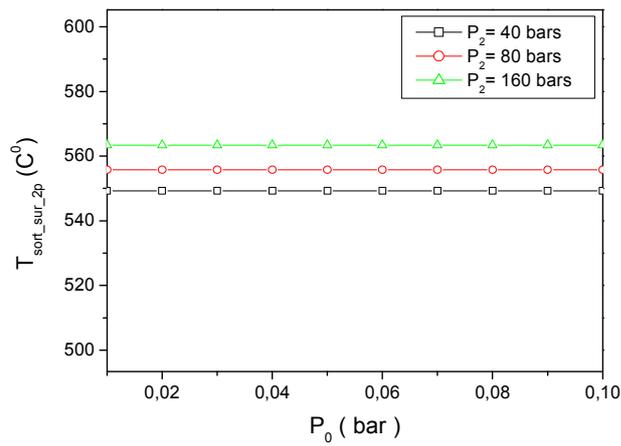
La Fig. IV-3 montre l'évolution de la température des fumées en fonction de  $P_0$  en considérant  $P_1$  et  $P_2$  comme paramètres. D'après les courbes les deux niveaux influent directement sur la température des fumées à la sortie de la cheminée. Cette température augmente avec l'augmentation de la pression du condenseur ( $P_0$ ), elle

ne descend à aucun moment en dessous de la limite imposée par la contrainte qui est 80 °C.

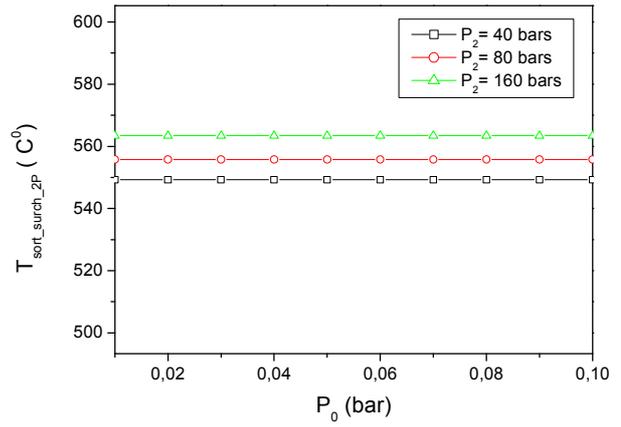


**Fig. IV-3:** Variation de la température des fumées en fonction la pression du condenseur :  
 a)  $P_1 = 10$  bar, b)  $P_1 = 20$  bar, c)  $P_1 = 30$  bar.

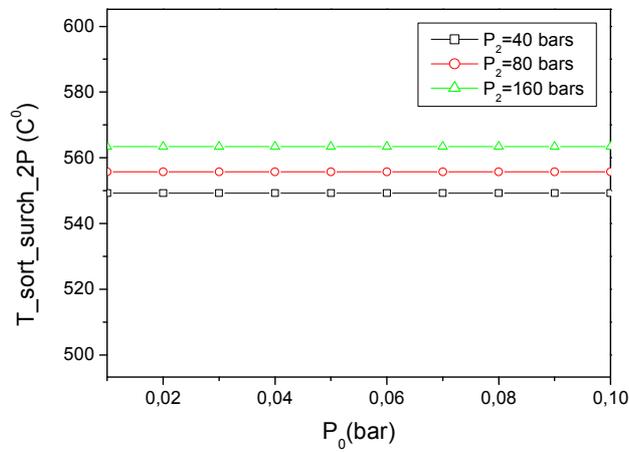
Contrairement aux températures de sortie chaudière montrées par la Fig. IV-4, ou les courbes sont les mêmes et aucun effet n'apparait malgré la variation des pressions  $P_0$ ,  $P_1$  et  $P_2$ .



(a)

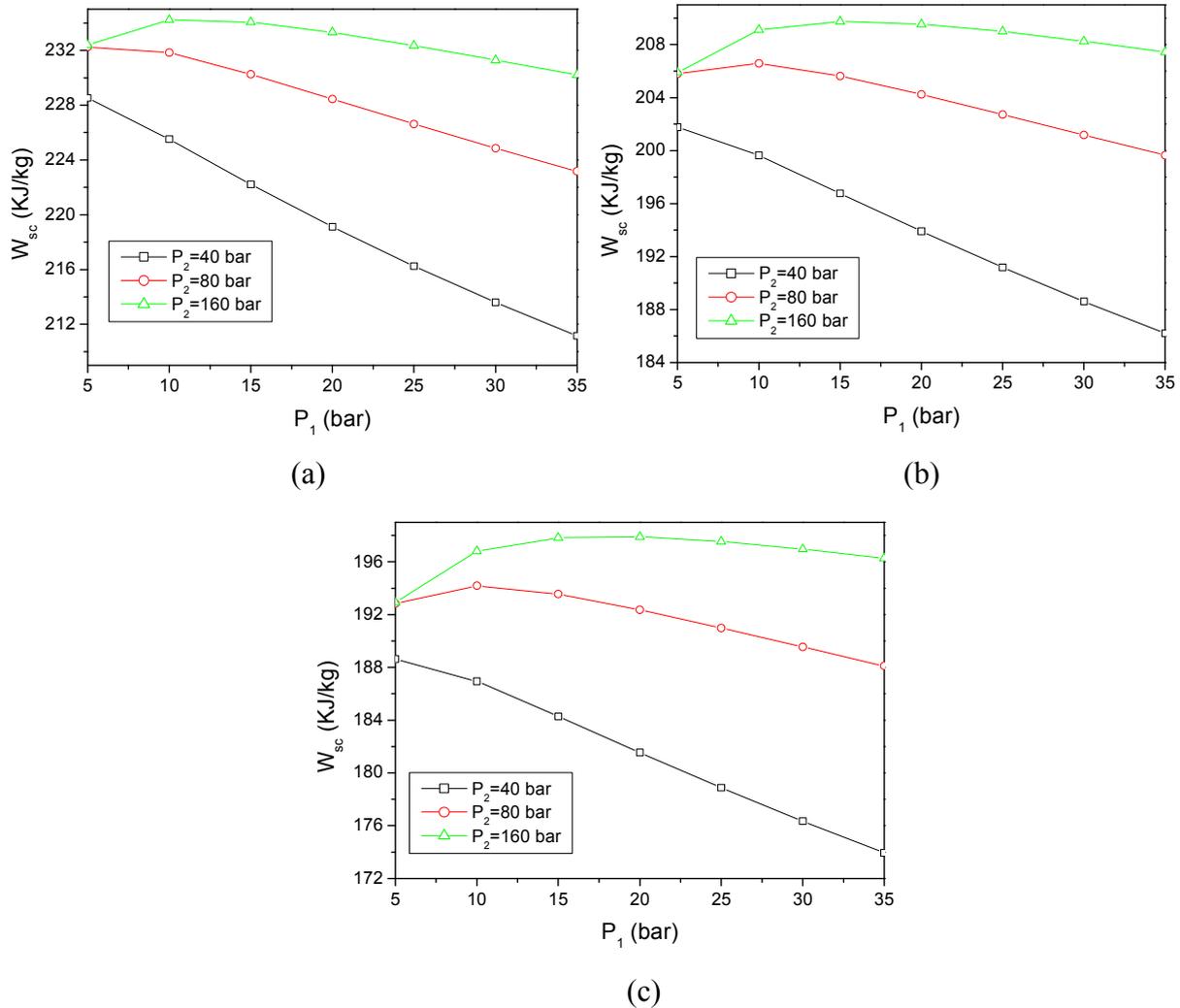


(b)



(c)

**Fig. IV-4:** Variation de la température de sortie surchauffeur 2P en fonction de la pression du condenseur : a)  $P_1 = 10$  bar, b)  $P_1 = 20$  bar, c)  $P_1 = 30$  bar.



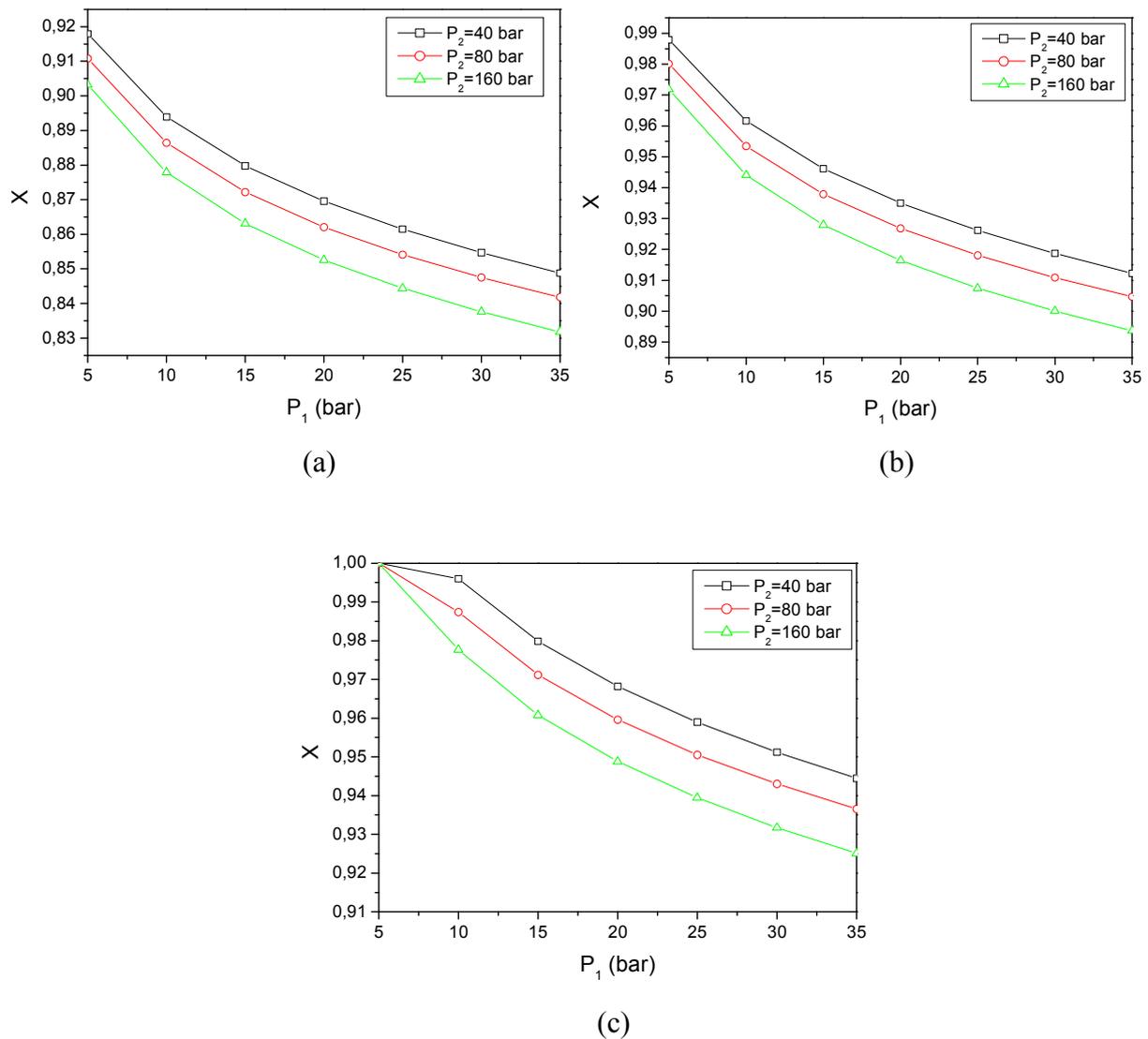
**Fig. IV- 5:** Travail spécifique du cycle vapeur en fonction de la pression du 1<sup>er</sup> niveau:

a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar

La variation du travail spécifique ( $W_{sc}$ ) par rapport à la pression du 1<sup>er</sup> niveau ( $P_1$ ) est illustrée par la (Fig. IV-5) avec  $P_0$  et  $P_2$  comme paramètres, Il est clair que cette variable ( $P_1$ ) indique un optimum à partir duquel le  $W_{sc}$  diminue. La région dans le Fig IV-5a, qui correspond à  $P_1 > 10$  bar correspondent à des solutions non acceptables violant à la contrainte liée à la fraction de vapeur à la sortie de la turbine à vapeur. Ceci est argumenté par les Figs. IV-6 et IV-7 qui montrent l'évolution du titre de vapeur et la température des fumées qui sont sujets aux contraintes. Pour des valeurs moyennes de  $P_0$  (0.05 bar et 0.1 bar), la fraction de vapeur n'a pas d'effet sur  $P_1$  comme l'illustrent les Figs. IV- 6b et IV-6c, la fraction de vapeur est très loin de sa limite égale à 0.88 quelque soit la valeur de  $P_0$  ce qui explique le fait que le coté droit des Fig. V-5b et V-5c n'est pas éliminé parmi les solutions acceptables,

Par contre pour des valeurs plus faibles de  $P_0=0.01$  bar, cette contrainte se manifeste, comme le montre la Fig. IV-6a, et le titre de vapeur est inférieur à 0.88 pour des pressions du 1<sup>er</sup> niveau ( $P_1$ ) supérieures à environ 10 bar.

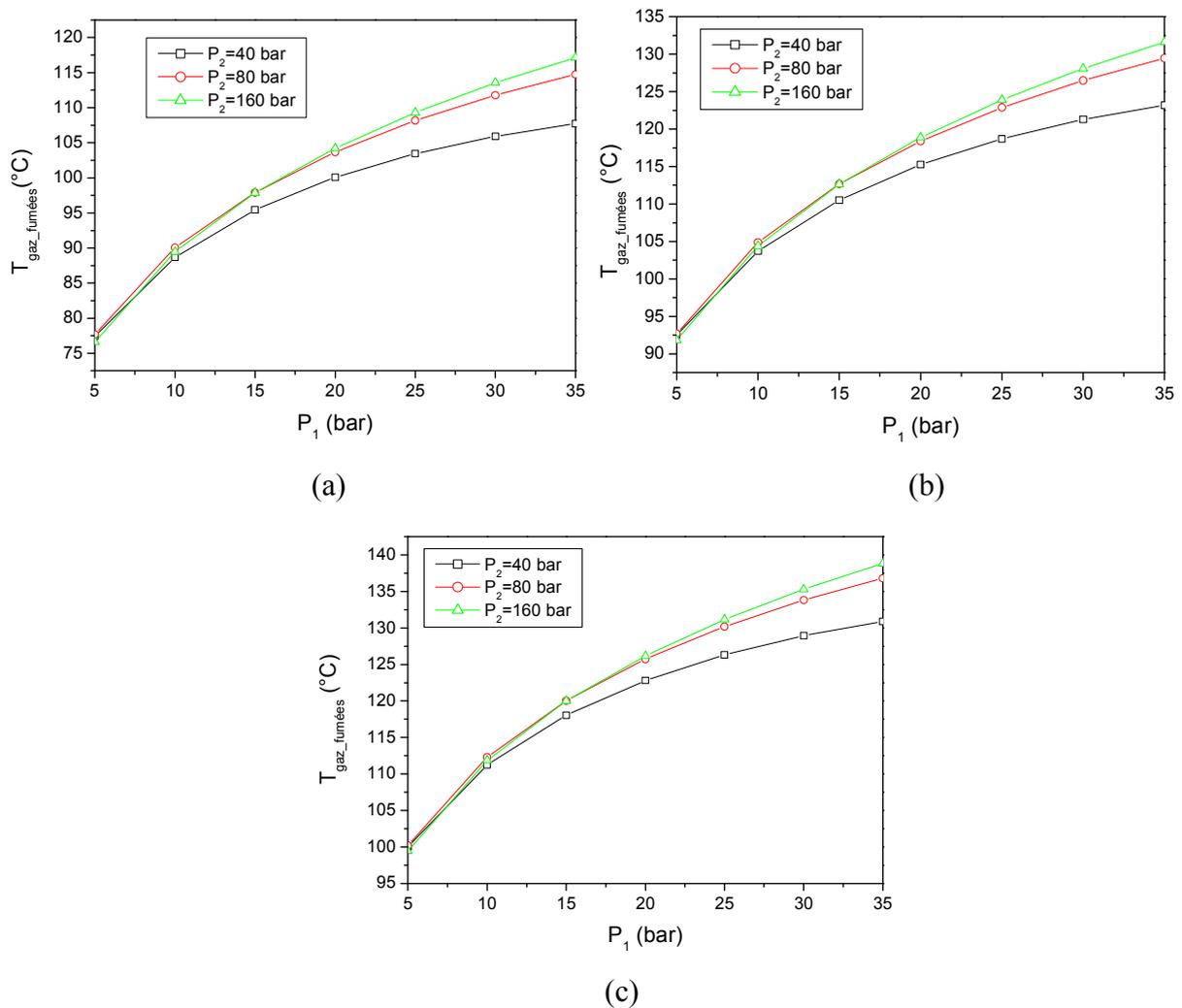
Aussi ces courbes révèlent que les fractions de vapeur diminuent avec l'augmentation des pressions du premier niveau  $P_1$  et 2<sup>ème</sup> niveaux.



**Fig. IV-6:** Titre de vapeur à la sortie de la turbine en fonction de la pression du 1<sup>er</sup> niveau :  
a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar.

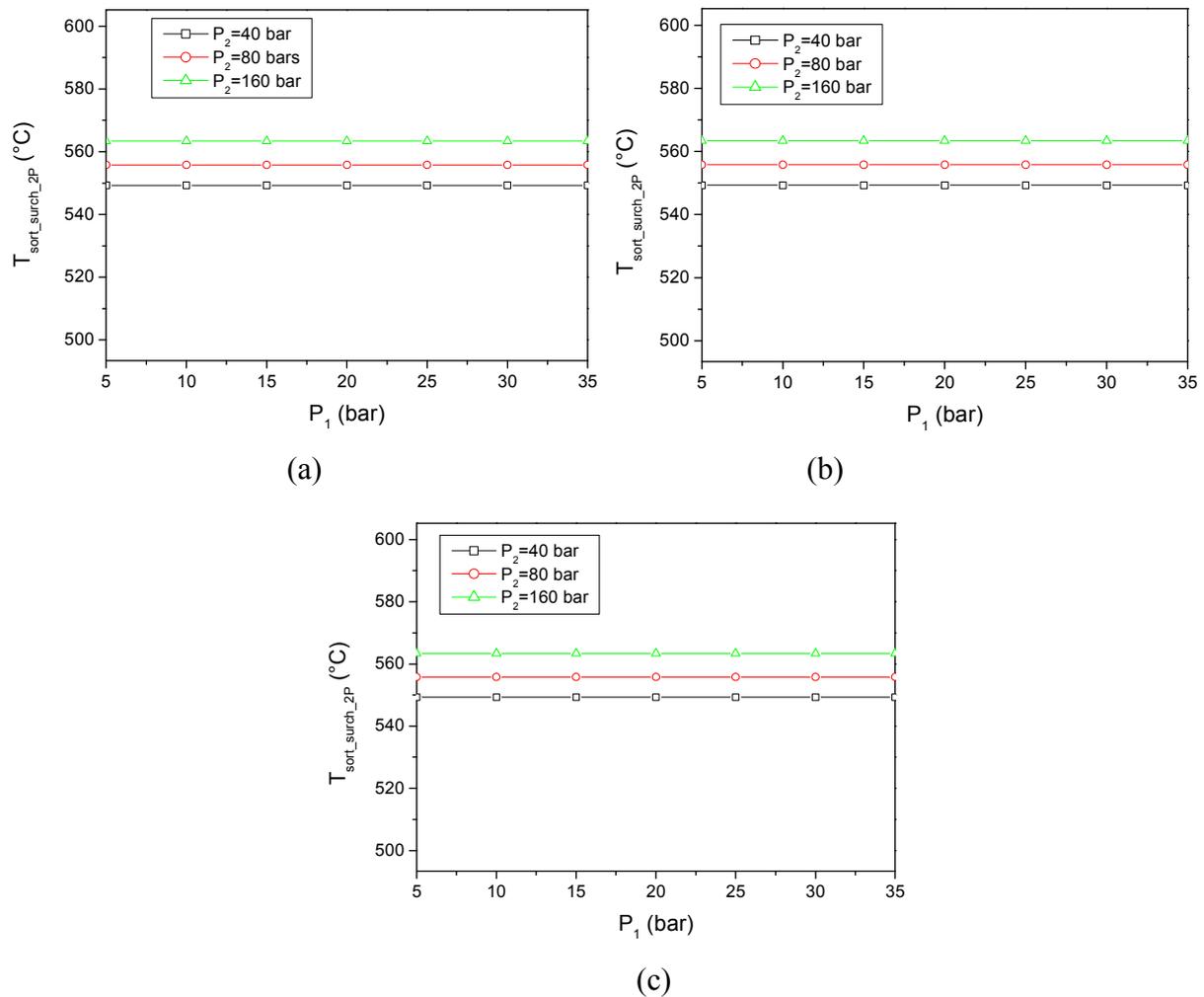
La Fig. IV-7 montre l'évolution de la température des fumées en fonction de  $P_1$ . Une valeur en dessous de 6 bar conduit à des températures de fumées inférieures à 80°C comme le montre la (Fig. IV-7a), et l'augmentation de pression  $P_1$  augmente la température des gaz des fumées, quelque soit  $P_0$ .

L'évolution de la température de sortie surchauffeur 2P en fonction de la pression  $P_1$  pour plusieurs valeurs de  $P_0$  et  $P_2$  est illustrée dans la Fig. IV-8, la température de sortie surchauffeur 2P est constante, l'augmentation de la pression  $P_2$  fait augmenter la température de sortie surchauffeur 2P à une valeur constante quelque soit  $P_0$ .



**Fig. IV-7:** Variation de la température des fumées avec la pression du 1<sup>er</sup> niveau :  
 a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar,  $P_0 = 0.1$  bar.

La Fig.IV-8 montre l'évolution de la température de sortie du surchauffeur 2P en fonction du 1<sup>er</sup> niveau, il est clair que la pression  $P_1$  n'a aucun effet sur la température et reste toujours constante.

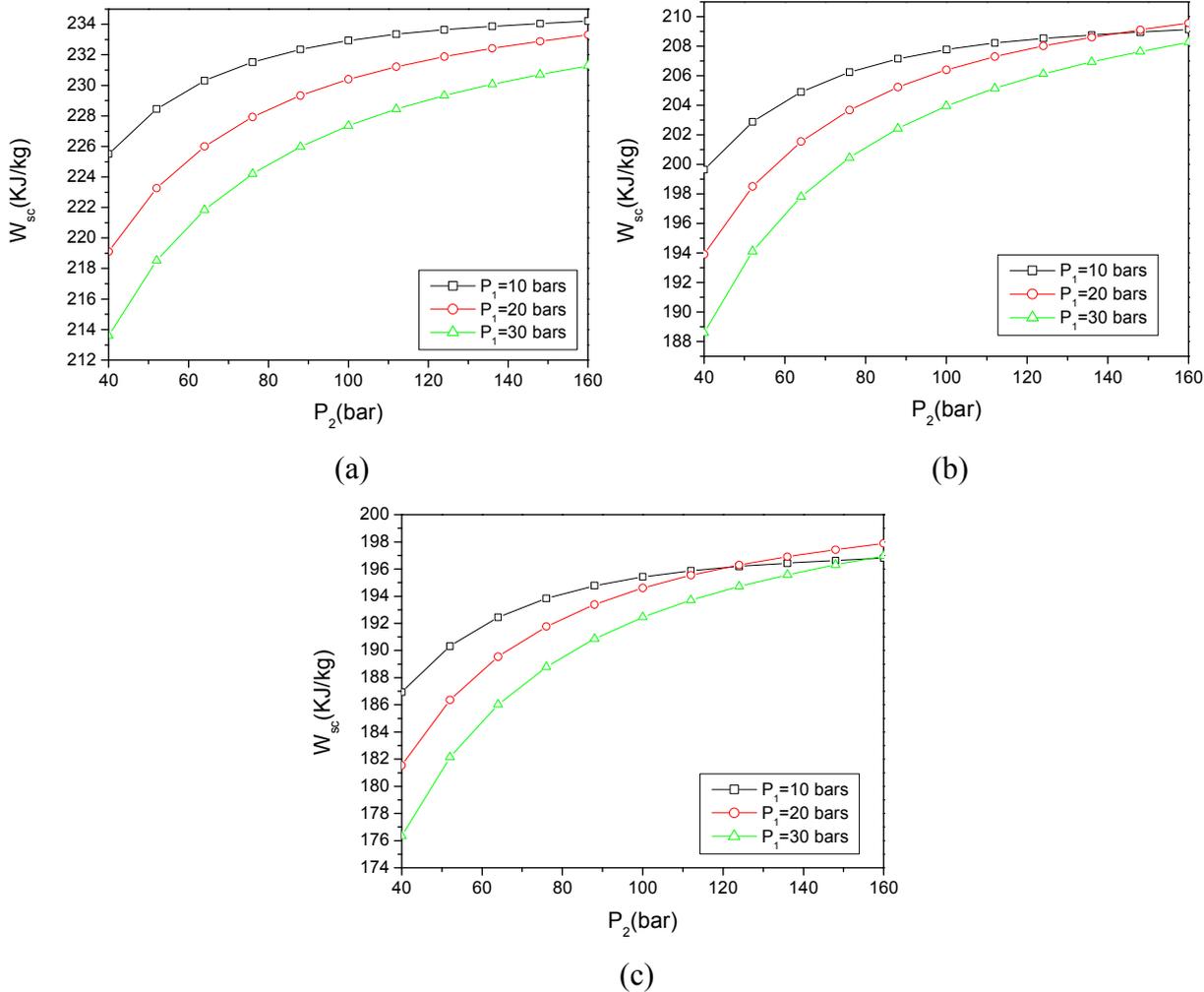


**Fig. IV-8:** Variation de la température de sortie surchauffeur 2P en fonction de la pression du 1<sup>er</sup> niveau: a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar.

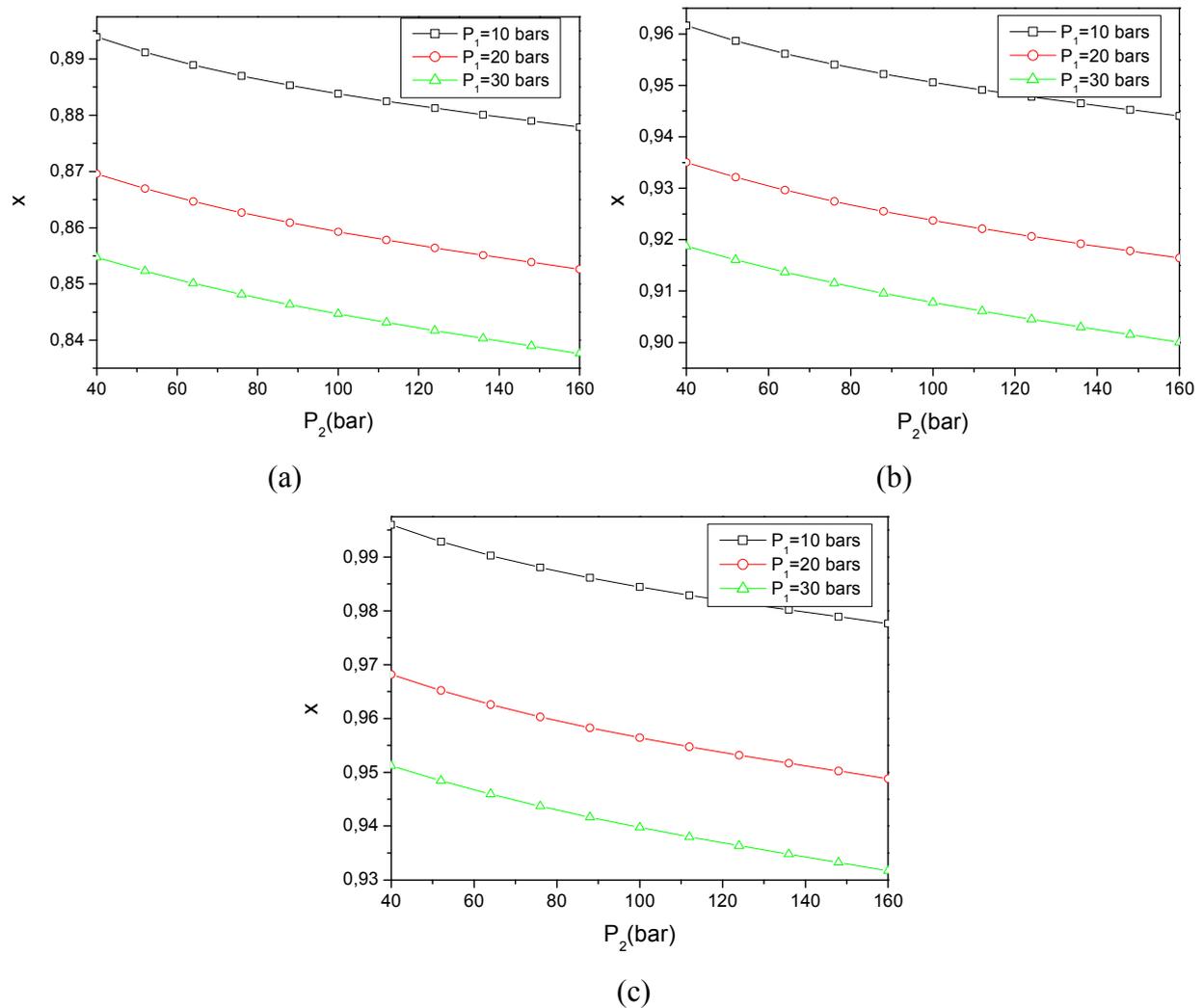
La Fig.-IV-9 qui montre l'évolution du travail spécifique  $W_{SC}$  en fonction de la pression du deuxième niveau  $P_2$  indique que la valeur optimale de  $P_2$  diminue avec  $P_1$ .

Les courbes des Fig. IV-10 et IV-11 sont tracés pour déterminer lesquelles des contraintes interviennent. Ces figures montrent que l'unique contrainte qui intervient pour limiter la valeur de  $P_2$  est le titre de vapeur à la sortie de la turbine Fig. IV-10a. A partir d'une certaine valeur de  $P_2$ , le titre de vapeur est en dessous de sa limite (inférieure à 0.88) requise.

Il apparaît aussi, à partir de la Fig. V-10, que l'augmentation de la pression  $P_2$  réduit le titre de la turbine.

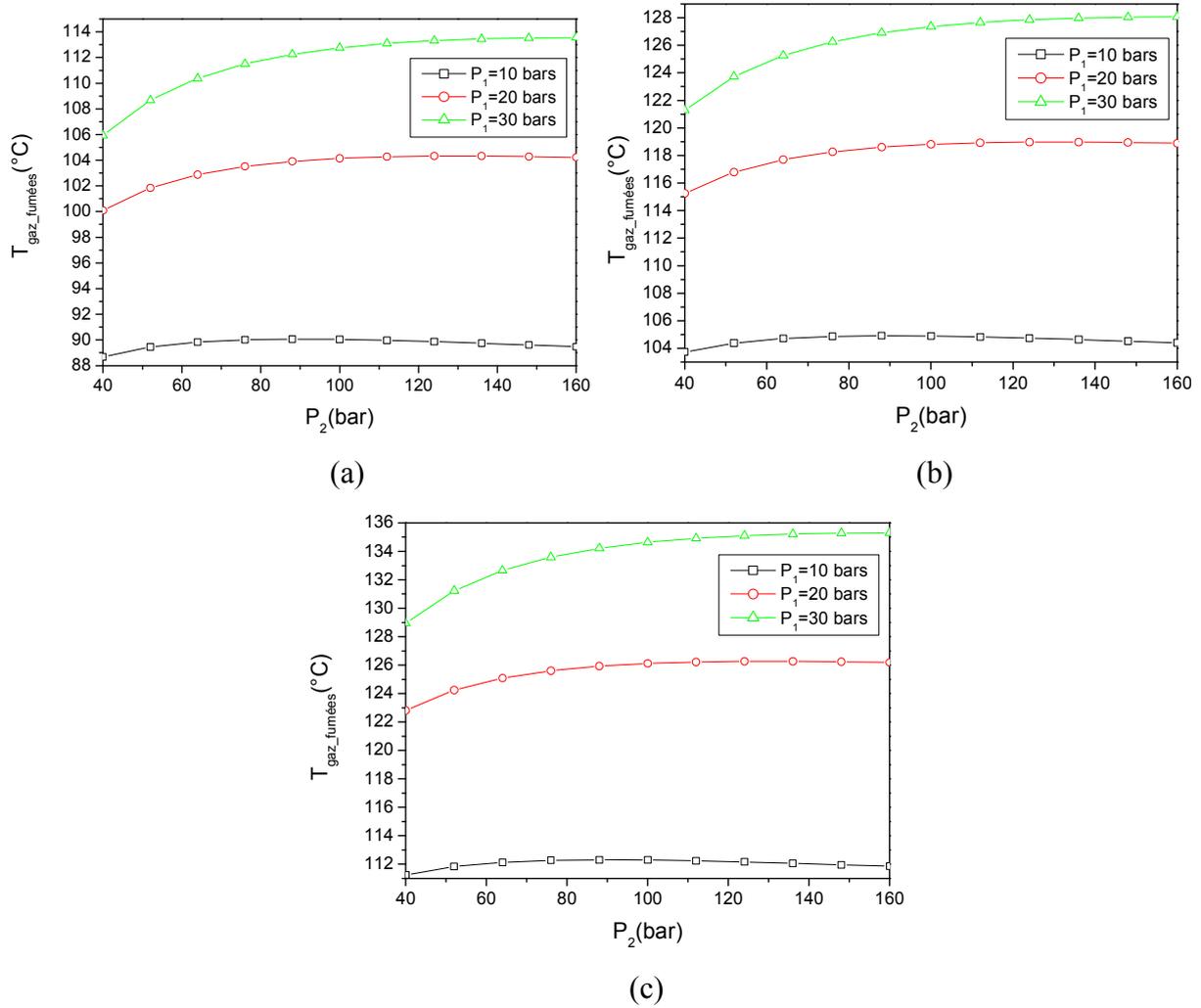


**Fig. IV- 9:** Travail spécifique du cycle vapeur en fonction de la pression du 2<sup>ème</sup> niveau:  
a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar



**Fig. IV-10:** Titre de vapeur à la sortie de la turbine en fonction de la pression du 2<sup>ème</sup> niveau :  
 a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar.

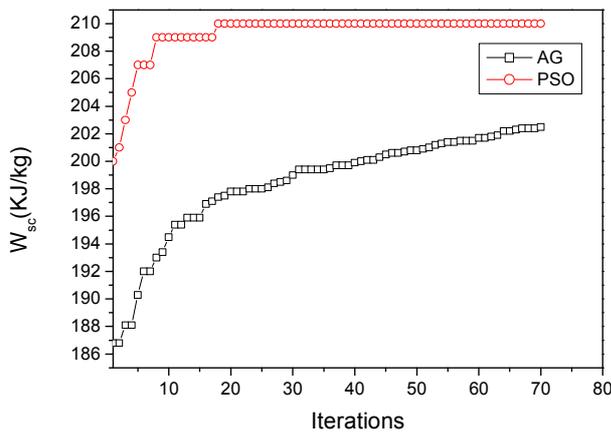
D'après la Fig. V-11, la pression  $P_2$  influe inversement sur la température des fumées à la sortie de la cheminée. Bien que cette température diminue avec l'augmentation de la pression du second niveau, elle ne descend à aucun moment en dessous de la limite de 80 °C.



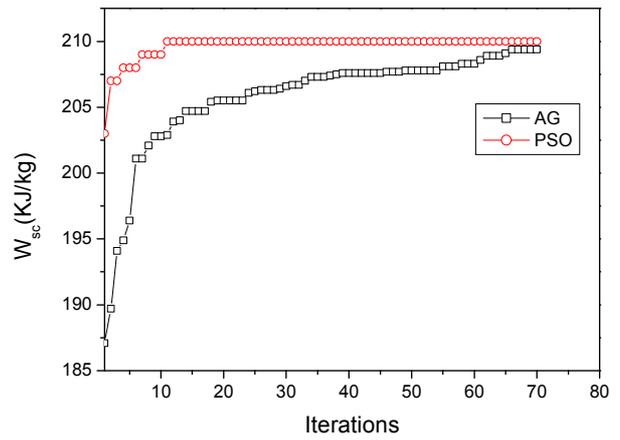
**Fig. V-11:** Variation de la température des fumées avec la pression du 2<sup>ème</sup> niveau :  
 a)  $P_0 = 0.01$  bar, b)  $P_0 = 0.05$  bar, c)  $P_0 = 0.1$  bar.

### 3. Résultats de l'optimisation thermodynamique

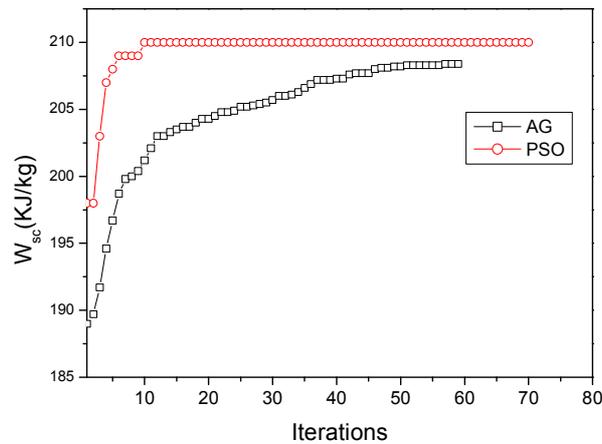
La Fig. IV-12 représente une étude paramétrique pour comparer les deux méthodes par rapport à la convergence du travail spécifique. Il est bien remarqué que PSO est meilleure, et sa convergence est plus rapide que celle des AG. Le résultat s'améliore avec l'augmentation de la taille de population.



(a)



(b)

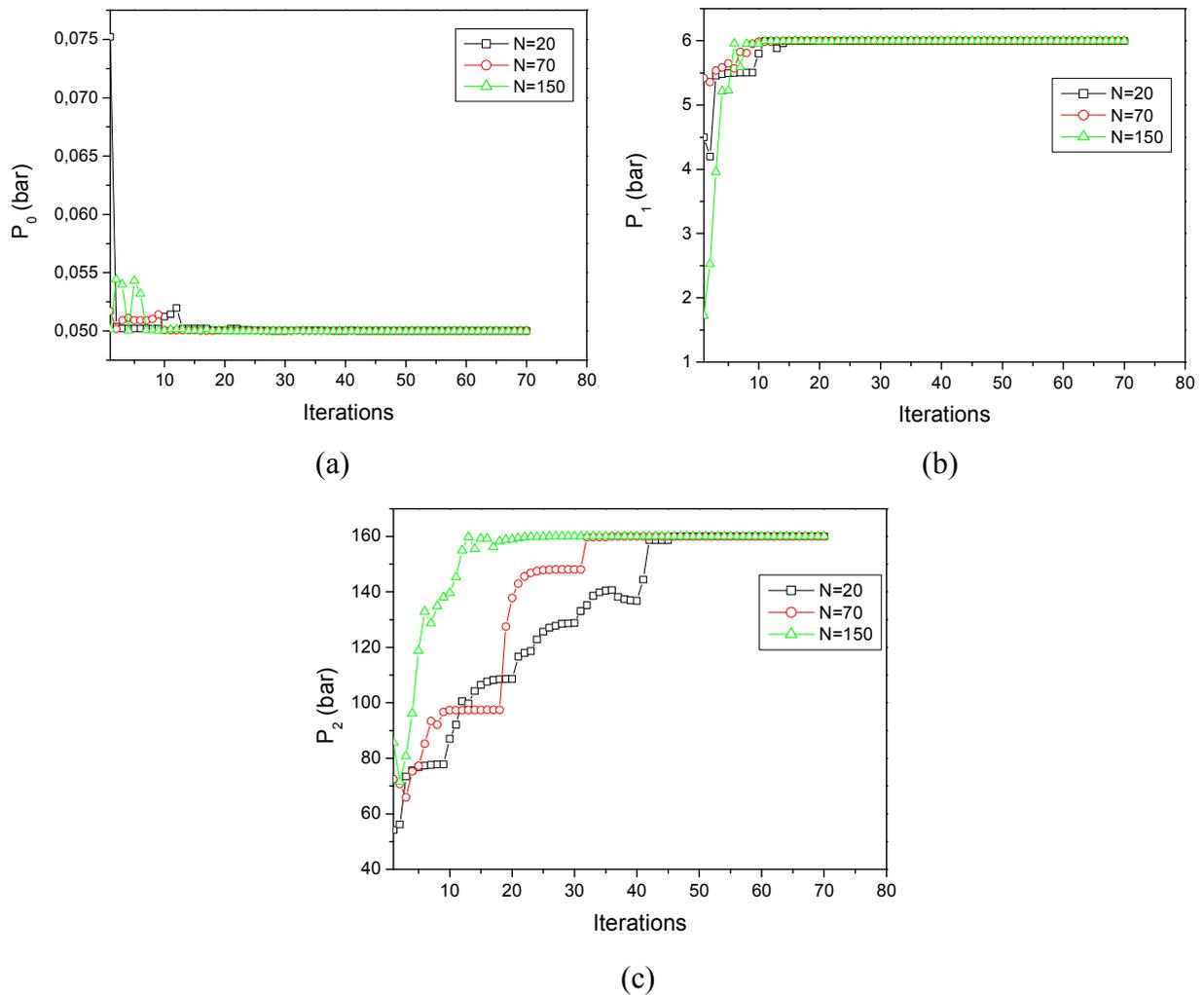


(c)

**Fig. IV-12:** Test de convergence du travail spécifique en fonction du nombre d'itérations

a) N=20 ; b) N=70 ; c) N=150

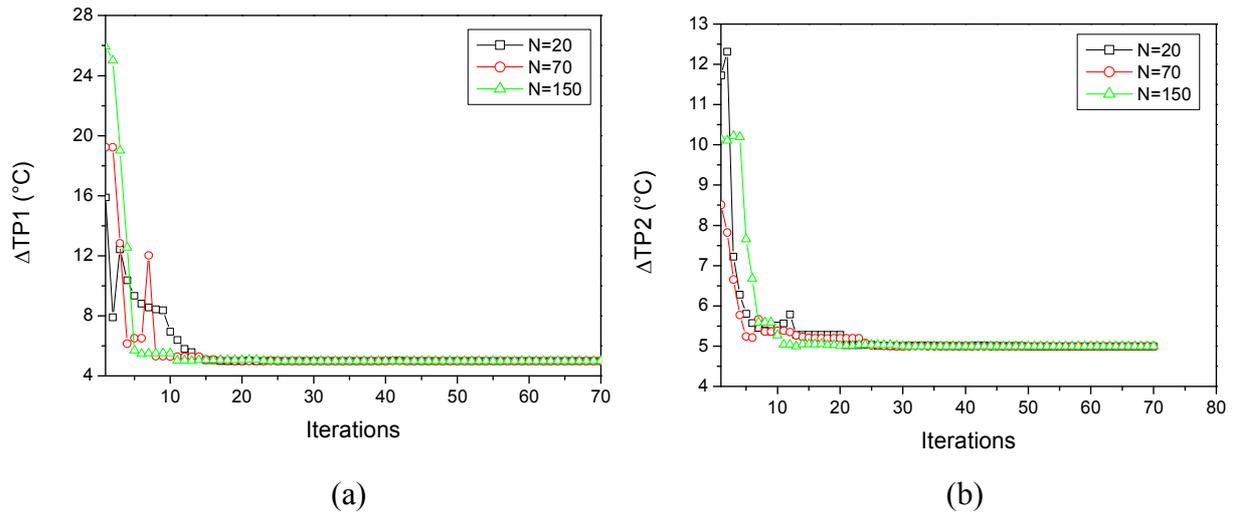
L'algorithme PSO est efficace lorsque le problème d'optimisation contient des contraintes et peut déterminer la meilleure solution en un temps relativement court. La fig IV-13 montre l'évolution des pressions de conception optimale à savoir la pression  $P_0$  (pression du condenseur),  $P_1$  (pression du 1<sup>er</sup> niveau) et  $P_2$  (pression du 2<sup>ème</sup> niveau) pour plusieurs tailles de population. Il est clair que les pressions optimales convergent vers la limite de 0.05 bar pour le condenseur, 6 bars pour la pression du 1<sup>er</sup> niveau et 160 bars pour la pression du 2<sup>ème</sup> niveau. Donc les pressions gardent toujours ses valeurs maximales.



**Fig. IV-13:** Pression optimale en fonction du nombre d'itérations

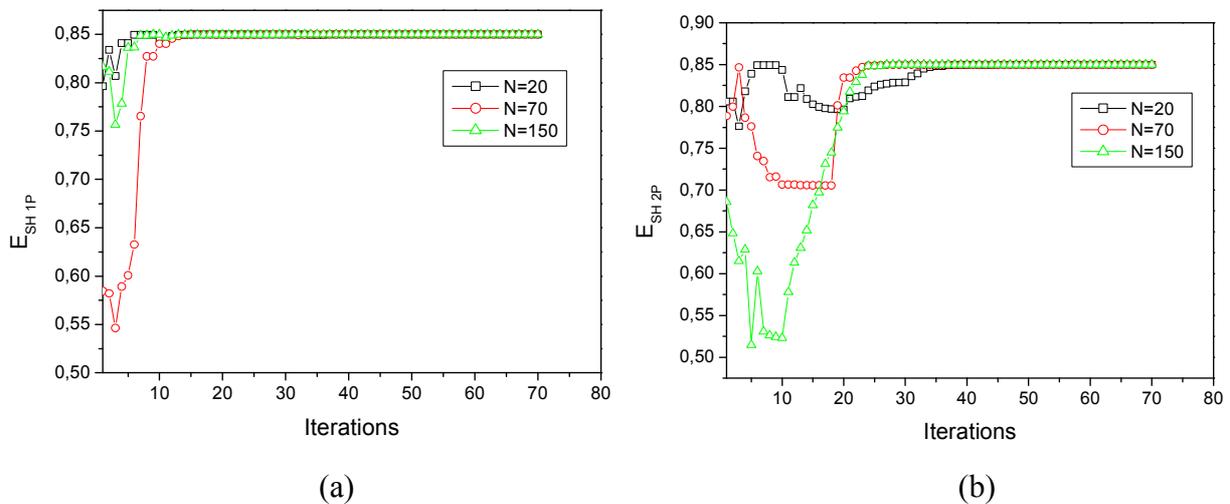
a)  $P_0$  ; b)  $P_1$  ; c)  $P_2$

La Fig. IV-14 montre l'évolution des points de pincement du 1<sup>er</sup> et 2<sup>eme</sup> niveau. Ces derniers tendent vers leurs valeurs minimales égale à 5 °C quelque que soit la taille de la population. Ce résultat est conforme à celui donné par Nadir et Ghenaiet [3] qui ont montré que le point de pincement tend vers les plus faibles valeurs.



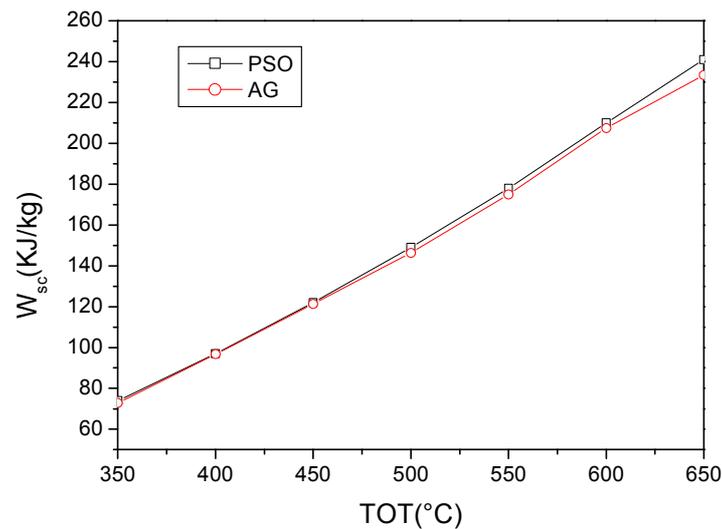
**Fig. IV-14:** Pincement optimale en fonction du nombre d'itérations  
 a)  $\Delta TP1$  ; b)  $\Delta TP2$

La Fig. IV-15 montre l'évolution des efficacités surchauffeur 1P et 2P en fonction des itérations, ces dernières tendent toujours vers la solution optimale qui est égale à 0.85.



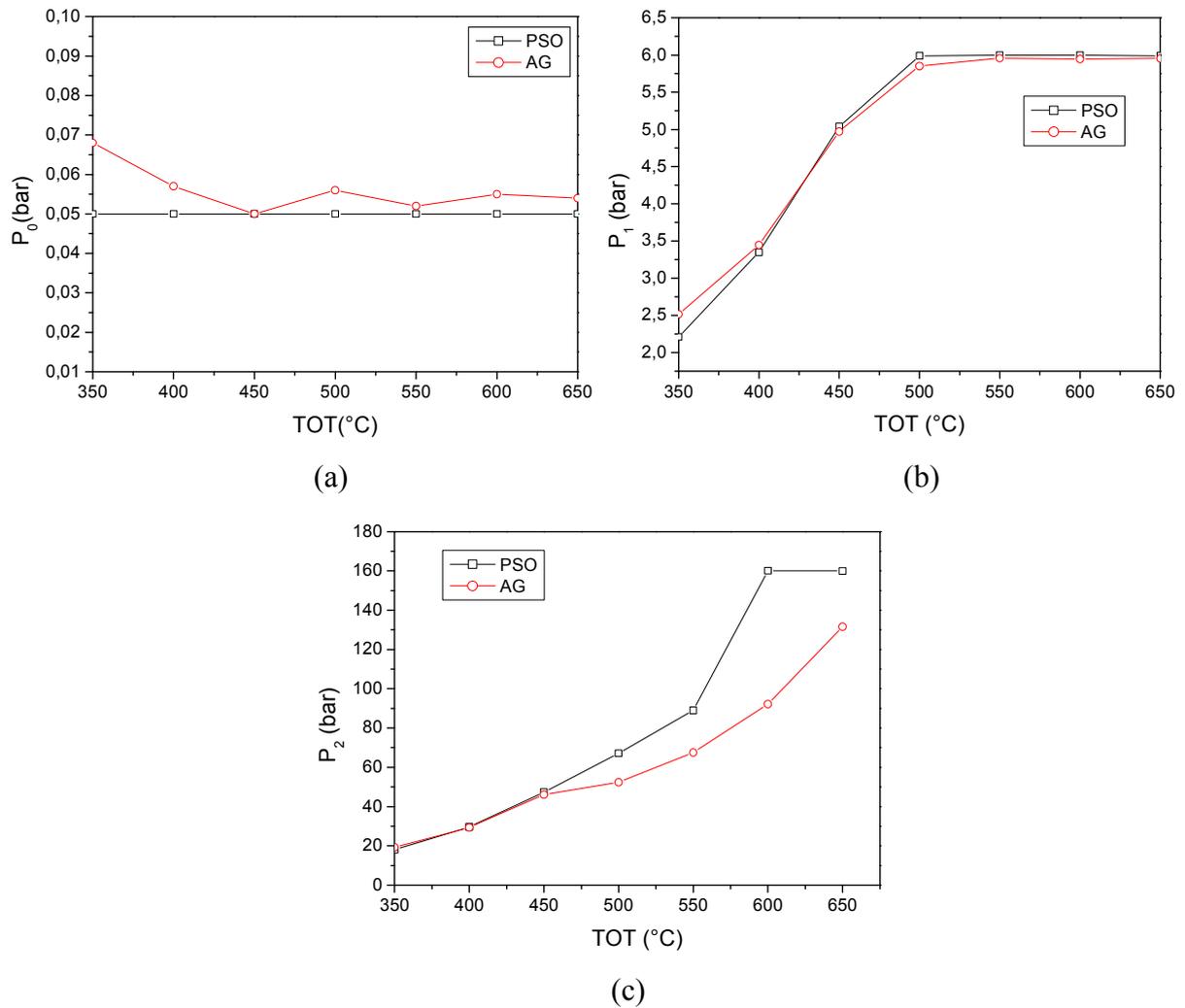
**Fig. IV-15:** Efficacité du surchauffeur optimale en fonction du nombre d'itérations  
 a)  $E_{SH\ 1P}$  ; b)  $E_{SH\ 2P}$

La Fig. IV-16 montre l'évolution du travail spécifique obtenu par les deux méthodes d'optimisation, pour plusieurs valeurs de TOT (température des gaz d'échappements). La technique PSO conduit à une valeur du travail spécifique légèrement supérieure à celle d'Algorithme génétique. Aussi la Fig. IV-16 montre que le cycle vapeur est fortement influencé par la TOT et qu'il y a une augmentation considérable du travail spécifique optimal avec l'augmentation de la TOT.



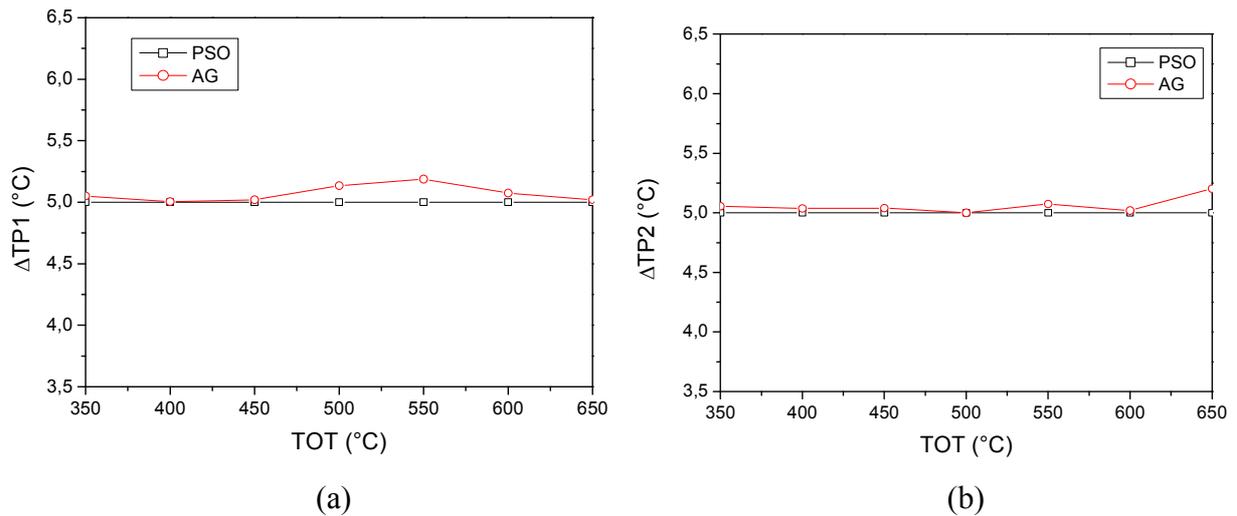
**Fig. IV-16:** Travail spécifique du cycle vapeur en fonction de TOT.

L'évolution des pressions optimales ( $P_0$ ,  $P_1$  et  $P_2$ ) par les deux méthodes (PSO et GA) sont indiquées par la Fig. IV-17. Les meilleurs résultats sont obtenus avec la méthode PSO, montrent que la TOT n'influence pas sur la pression du condenseur  $P_0$  et reste constante avec l'augmentation de TOT. Par contre les pressions  $P_1$  et  $P_2$  on remarque des augmentations considérable avec l'augmentation de TOT jusqu'à a une température élevée, par exemple, la pression  $P_1$  atteint sa valeur maximale 6 bar pour TOT=500 °C par contre la pression  $P_2$  atteint sa valeur optimale 160 bar pour TOT=600 °C.



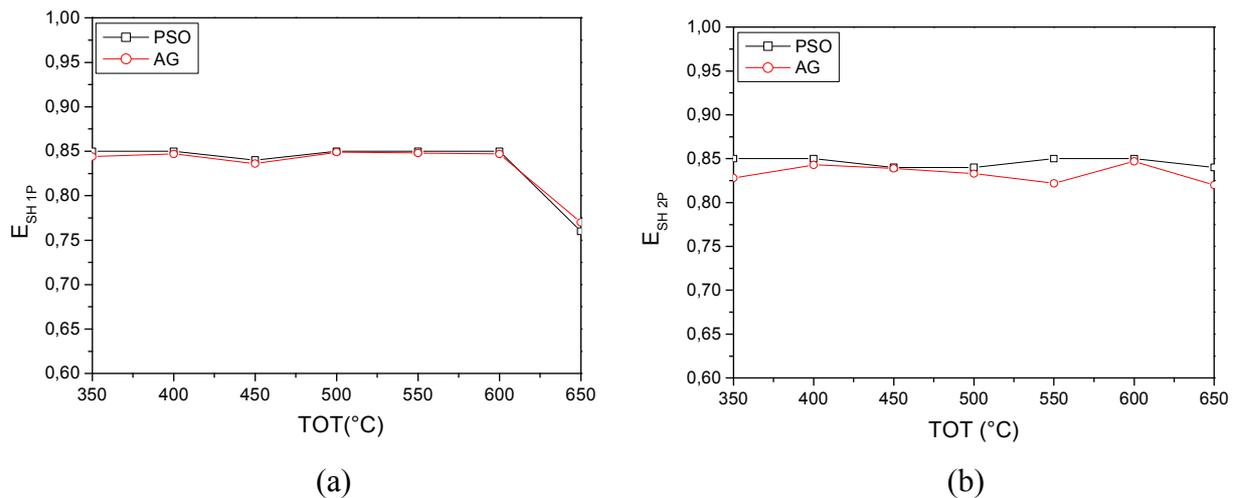
**Fig. IV-17:** Pression optimale en fonction de TOT : a)  $P_0$ ; b)  $P_1$ ; c)  $P_2$

La Fig. IV-18 montre que le point de pincement tend vers sa valeur minimale qui est égale à  $5^{\circ}\text{C}$  quelque soit la valeur de la TOT par la méthode PSO. Ce résultat est conforme à celui donné par Mohagheghi et Shaygan [21] qui ont optimisé plusieurs modèles de HRSGs pour une TOT égale à  $550^{\circ}\text{C}$  et ont montré que le point de pincement tend vers les plus faibles valeurs. Par contre pour la méthode d'optimisation GA il est clair qu'il y a une différence entre les deux graphes, et ne converge pas vers la solution optimale. Ceci confirme d'avantage la robustesse de la technique PSO comparativement aux algorithmes génétiques.

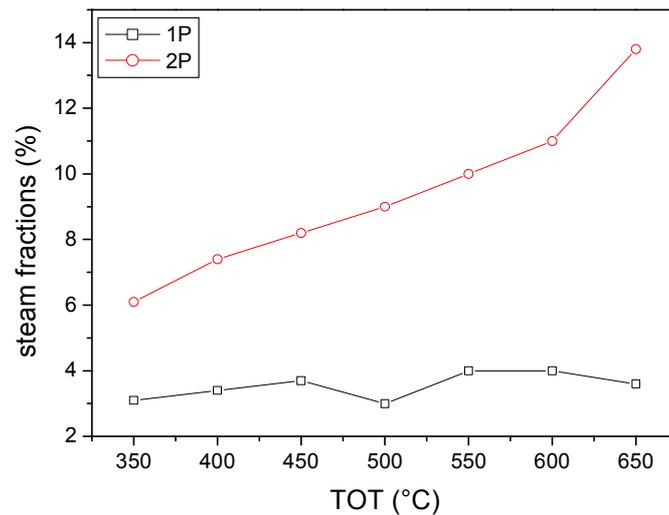


**Fig. IV-18:** Point de pincement optimal en fonction de la TOT  
a)  $\Delta TP1$  ; b)  $\Delta TP2$

L'efficacité du surchauffeur garde sa valeur maximale, mais marque une chute pour une TOT supérieure à 600°C à cause de la contrainte sur la température maximale de vapeur qui est de 580°C (Fig. IV-19). Pour des valeurs de TOT inférieures ou égales à 600°C, les courbes sont pratiquement les mêmes, et l'efficacité du surchauffeur prend sa valeur maximale qui est de 0.85. La limite de 580°C est dépassée à partir de TOT=600 °C et c'est pourquoi au dessus de cette température, l'efficacité doit avoir une faible valeur pour garder la température de la vapeur à l'entrée de la turbine HP en dessous de la limite requise.

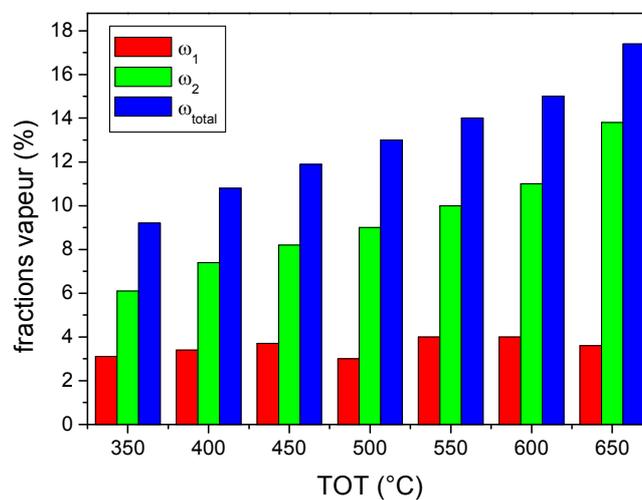


**Fig. IV-19:** Efficacité optimale du surchauffeur en fonction de TOT.  
a)  $E_{SH1P}$  ; b)  $E_{SH2P}$



**Fig. IV-20:** Fractions de vapeur optimales en fonction de TOT.

Les fractions de vapeur optimales produites par les deux niveaux de pression sont indiquées par la Fig. IV-20. Le 2<sup>ème</sup> niveau permet de produire plus de vapeur que 1<sup>er</sup> niveau et ceci s'applique à toutes les valeurs de TOT. Par exemple, pour TOT égale 600°C, la fraction de vapeur optimale est de 4% et 11% pour le 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> niveau respectivement.



**Fig. IV-21:** Fractions total de vapeur optimales en fonction de TOT.

## 4. Conclusion

Ce chapitre présente les résultats qui découlent de la modélisation et de l'optimisation thermodynamique d'un cycle vapeur à deux niveaux de pression avec resurchauffe. Afin de déterminer ses paramètres optimaux. Les résultats peuvent être synthétisés dans les points suivants :

- La technique PSO a montré des résultats meilleurs comparativement aux algorithmes génétiques.
- la technique PSO est nettement plus facile à implémenter comparativement aux algorithmes génétiques.
- D'un point de vue thermodynamique, le point de pincement tend vers la valeur la plus faible et l'efficacité du surchauffeur tend vers la valeur la plus élevée. Cependant, pour une TOT relativement élevée de l'ordre de 650 °C, l'efficacité du surchauffeur est aussi contrainte par la température maximale du cycle vapeur et elle ne peut pas atteindre sa valeur maximale.
- Les fractions de vapeur des bas et moyens niveaux de pression sont de l'ordre 1/9 à 1/4 par rapport aux fractions des hauts niveaux de pression.

# *Conclusion générale*

### *Conclusion générale*

Les travaux de recherche cibles dans ce mémoire ont porté sur une étude et une optimisation thermodynamique des cycles combinés dont le cycle vapeur à deux niveaux de pression avec resurchauffe. L'effort a également porté sur l'étude paramétrique où le travail spécifique est considéré comme fonction d'objectif à maximiser. Afin d'étudier l'influence des différents paramètres sur le cycle vapeur, nous avons développé un programme à l'aide du code de calcul MATLAB.

Les résultats qui découlent de ces travaux permettent de tirer les conclusions suivantes :

- Une étude paramétrique pour examiner l'intérêt des deux méthodes sur la convergence du travail spécifique, pour cela la PSO est la meilleure, et sa convergence est plus rapide que celle d'AG.
- Les résultats de l'optimisation thermodynamique du cycle vapeur montrent l'évolution des pressions optimales ( $P_0$ ,  $P_1$  et  $P_2$ ) pour plusieurs tailles de population. Il est clair que les pressions optimales atteignent la limite de 0.05 bar pour le condenseur, 6 bars pour la pression du 1<sup>er</sup> niveau et 160 bars pour la pression du 2<sup>ème</sup> niveau. Donc les pressions gardent toujours ses valeurs maximales.
- D'un point de vue thermodynamique, le point de pincement tend vers la valeur la plus faible et l'efficacité du surchauffeur tend vers la valeur la plus élevée.
- le cycle vapeur est fortement influencé par la TOT et qu'il y a une augmentation considérable du travail spécifique avec l'augmentation de la TOT.
- La technique PSO a montré des résultats meilleurs comparativement aux algorithmes génétiques.
- Le 2<sup>ème</sup> niveau permet de produire plus de vapeur que 1<sup>er</sup> niveau.
- La technique PSO est efficace lorsque le problème d'optimisation contient des contraintes et peut déterminer la meilleure solution en un temps relativement court. Il a été donc opté pour la méthode PSO qui a démontré son succès dans plusieurs types de problème d'engineering.

# *Références Bibliographiques*

---

**Bibliographie**

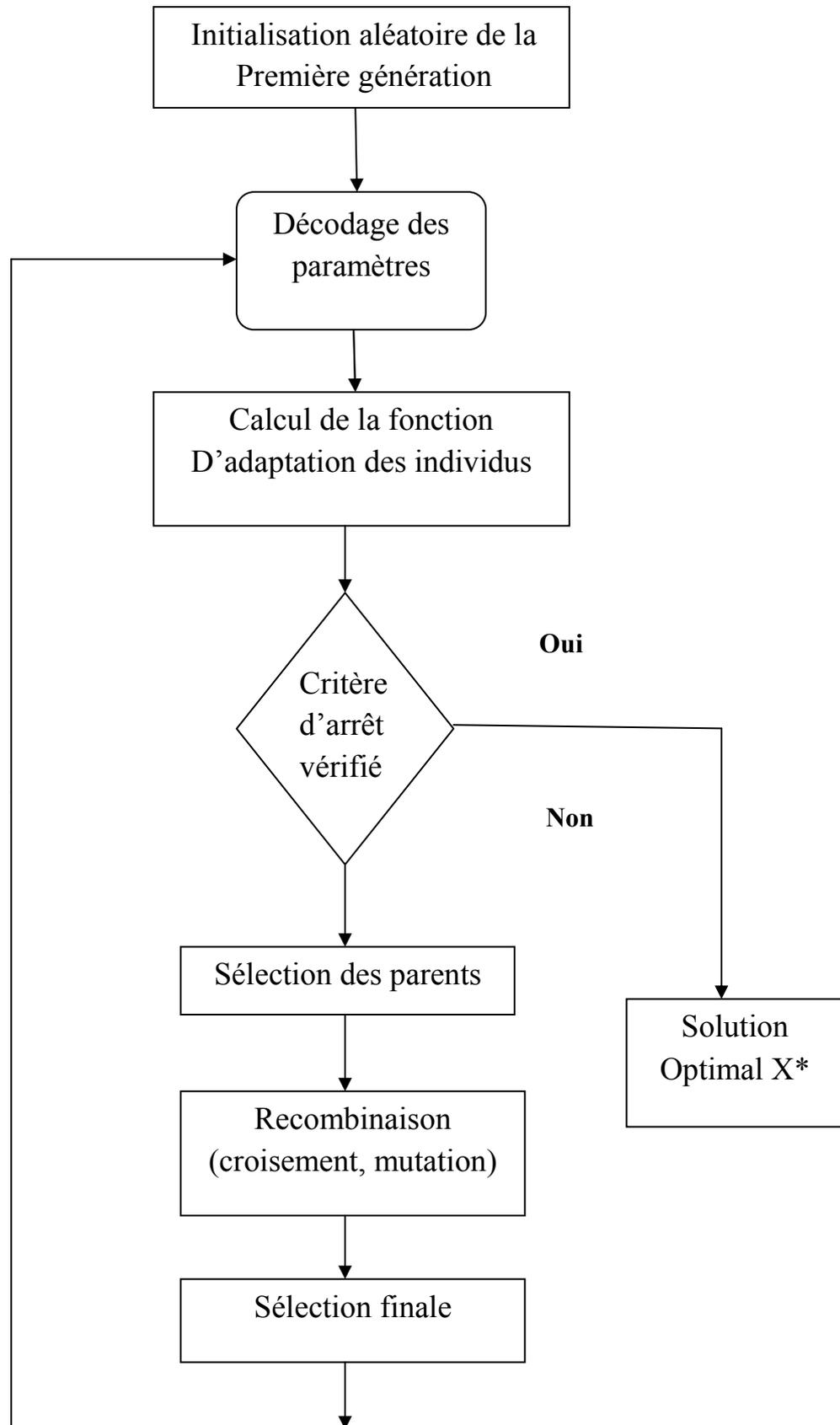
- [1] Meeta Sharma, Onkar Singh ; Exergy analysis of the dual pressure HRSG for varying physical parameters, *Volume 114, 5 March 2017, Pages 993-1001, Applied Thermal Engineering*.
- [2] Meeta Sharma, Onkar Singh Exergy analysis of dual pressure HRSG for different dead states and varying steam generation states in gas/steam combined cycle power plant, *Volume 93, 25 January 2016, Pages 614-622, Applied Thermal Engineering*.
- [3] Mahmoud Nadir, Adel Ghenaiet, Thermodynamic optimization of several (heat recovery steam generator) HRSG configurations for a range of exhaust gas temperatures, *volume 86, 15 june 2015 pages 685-69, Energy*.
- [4] Mahmoud Nadir, Adel Ghenaiet, Carlo Carcasci Thermo-economic optimization of heat recovery steam generator for a range of gas turbine exhaust temperatures, *Volume 106, 5 August 2016, Pages 811-826, Applied Thermal Engineering*.
- [5] Antonio Rovira, Consuelo Sánchez, Marta Muñoz : Analysis and optimisation of combined cycles gas turbines working with partial recuperation, *Volume 106, December 2015, Pages 1097-1108, Energy Conversion and Management*.
- [6] Hongcui Feng, Wei Zhong, Yanling Wu, Shuiguang Tong, Thermodynamic performance analysis and algorithm model of multi-pressure heat recovery steam generators (HRSG) based on heat exchangers layout *May 2014, Pages 282-289, Energy Conversion and Management*,
- [7] James Spelling, Daniel Favrat, Andrew Martin, Germain Augsburger Thermo-economic optimization of a combined-cycle solar tower power plant , *Volume 41, Issue 1, May 2012, Pages 113-120, Energy*.
- [8] Fateme Ahmadi Boyaghchi, Hanieh Molaie, Advanced exergy and environmental analyses and multi objective optimization of a real combined cycle power plant with supplementary firing using evolutionary algorithm , *Volume 93, Part 2, 15 December 2015, Pages 2267-2279, Energy*.

- [9] Wei Wu, Shih-Chieh Chen, Po-Chih Kuo, Shin-An Chen ; Design and optimization of stand-alone triple combined cycle systems using calcium looping technology ; *Volume 140, Part 3, 1 January 2017, Pages 1049-105, Journal of Cleaner Production*
- [10] Navid Nazari, Parisa Heidarnajad, Soheil Porkhial ; Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergo-economic analysis for waste heat recovery application *Volume 127, 1 November 2016, Pages 366-379, Energy Conversion and Management.*
- [11] T.K. Gogoi, P. Sarmah, D. Deb Nath, Energy and exergy based performance analyses of a solid oxide fuel cell integrated combined cycle power plant, *Volume 86, October 2014, Pages 507-519, Energy Conversion and Management.*
- [12] Mahmoudi, A. Pourreza, A.D. Akbari, M. Yar Exergo economic evaluation and optimization of a novel combined augmented Kalina cycle/gas turbine-modular helium reactor ; *Volume 109, Part A, 25 October 2016, Pages 109-120, Journal of Cleaner Production.*
- [13] Anping Wan, Fu Gu, Jiongmin Jin, Xinjian Gu, Yangjian : Modeling and optimization of shutdown process of combined cycle gas turbine under limited residual natural gas *Volume 101, 25 May 2016, Pages 337-349, Energy Conversion and Management.*
- [14] Abdul Ghafoor Memon, Rizwan Ahmed Memon, Khanji Harijan, Mohammad Aslam Uqaili Parametric based thermo-environmental and exergoeconomic analyses of a combined cycle power plant with regression analysis and optimization, *Volume 92, 1 March 2015, Pages 19-35, Energy.*
- [15] Sina Kazemi Bakhshmand, Rahim Khoshbakhti Saray, Keyvan Bahlouli, Hajar Eftekhari, Afshin Ebrahimi, Exergo economic analysis and optimization of a triple-pressure combined cycle plant using evolutionary algorithm , *Volume 93, Part 1, 15 December 2015, Pages 555-567, Journal of Cleaner Production.*

- [16] A. Ganjehkaviri, M.N. Mohd Jaafar, S.E. Hosseini : Optimization and the effect of steam turbine outlet quality on the output power of a combined cycle power plant , Volume 89, 1 January 2015, Pages 231-243, *Energy*.
- [17] Hariharan Gopalakrishnan, Dragoljub Kosanovic Economic optimization of combined cycle district heating systems, Volume 7, September 2014, Pages 91-100, *Journal of Cleaner Production*.
- [18] Jiangjiang Wang, Yanchao Lu, Ying Yang, Tianzhi Mao ; Thermodynamic performance analysis and optimization of a solar-assisted combined cooling, heating and power system ; Volume 115, Part 1, 15 November 2016, Pages 49-59, *Energy*.
- [19] Mehdi A. Ehyaei, Mojtaba Tahani, Pouria Ahmadi, Mohammad Esfandiari ; Optimization of fog inlet air cooling system for combined cycle power plants using genetic algorithm. Applied Thermal Engineering, Volume 76, 5 February 2015, Pages 449-461, *Energy*.
- [20] Ali Amini, Nima Mirkhani, Pedram Pakjesm Pourfard, Mehdi Ashjaee, Mohammad Amin Khodkar ; Thermo-economic optimization of low-grade waste heat recovery in Yazd combined-cycle power plant (Iran) by a CO<sub>2</sub> transcritical Rankine cycle, Volume 86, 15 June 2015, Pages 74-84, *Journal of Cleaner Production*.
- [21] Mohagheghi M, Shayegan J. Thermodynamic optimization of design variables and heat exchangers layout in HRSGs for CCGT, using genetic algorithm. Applied Thermal Engineering. 2008; 1 29: 290–29, *Energy*.
- [22] M Valdés, Ma Dolores Durán, A Rovira ; Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms. Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 17, December 2003, Pages 2169-2182, *Energy*.
- [23] Omendra Kumar Singh, S.C. Kaushik Thermoeconomic evaluation and optimization of a Brayton–Rankine–Kalina combined triple power cycle Energy conversion and Management, volume 20, issue 1, February 2017, Pages 283-292, *Energy*.

- [24] Ali Behbahani-nia, Mahmood Bagheri, Rasool Bahrapoury ; Optimization of fire tube heat recovery steam generators for cogeneration plants through genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issue 16, November 2010, Pages 2378-2385*
- [25] Pouria Ahmadi, Ibrahim Dincer, Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit, *Volume 52, Issue 5, May 2011, Pages 2296-2308*
- [26] Hu X, "Particle swarm optimization," in Tutorial of the IEEE Swarm Intell. Symp., 2006.
- [27] Eberhart R, Kennedy J. A new optimizer using particle swarm theory. MHS 95. Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science, pages 39-43, October 1995
- [28] [https://fr.wikipedia.org/wiki/John\\_Henry\\_Holland](https://fr.wikipedia.org/wiki/John_Henry_Holland)

# *Annexes*

*Annexe A : Organigramme de la méthode GA**Fig. A-1. Organigramme de la méthode Génétique algorithmme*

## Annexe B : Organigramme de la méthode PSO

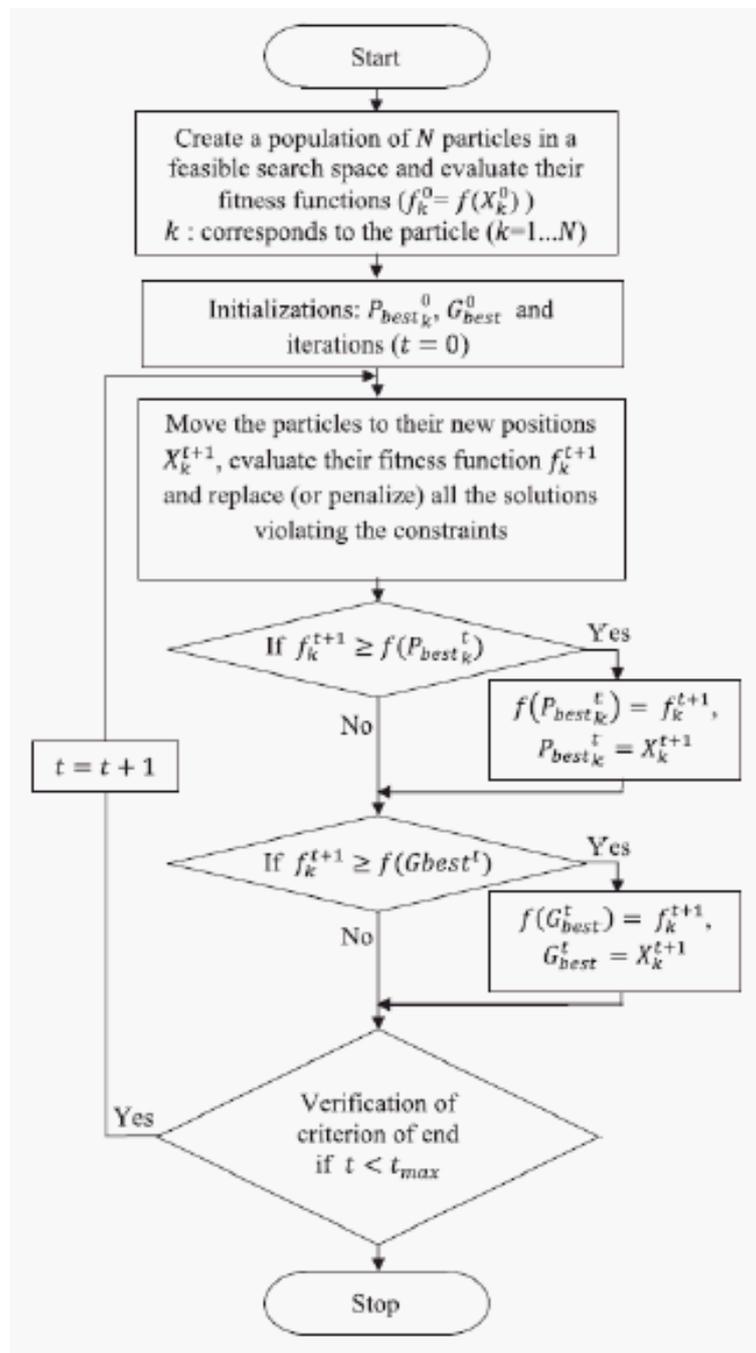


Fig. B-1 : Organigramme de la méthode PSO

## Annexe C: Résultats de l'étude paramétrique

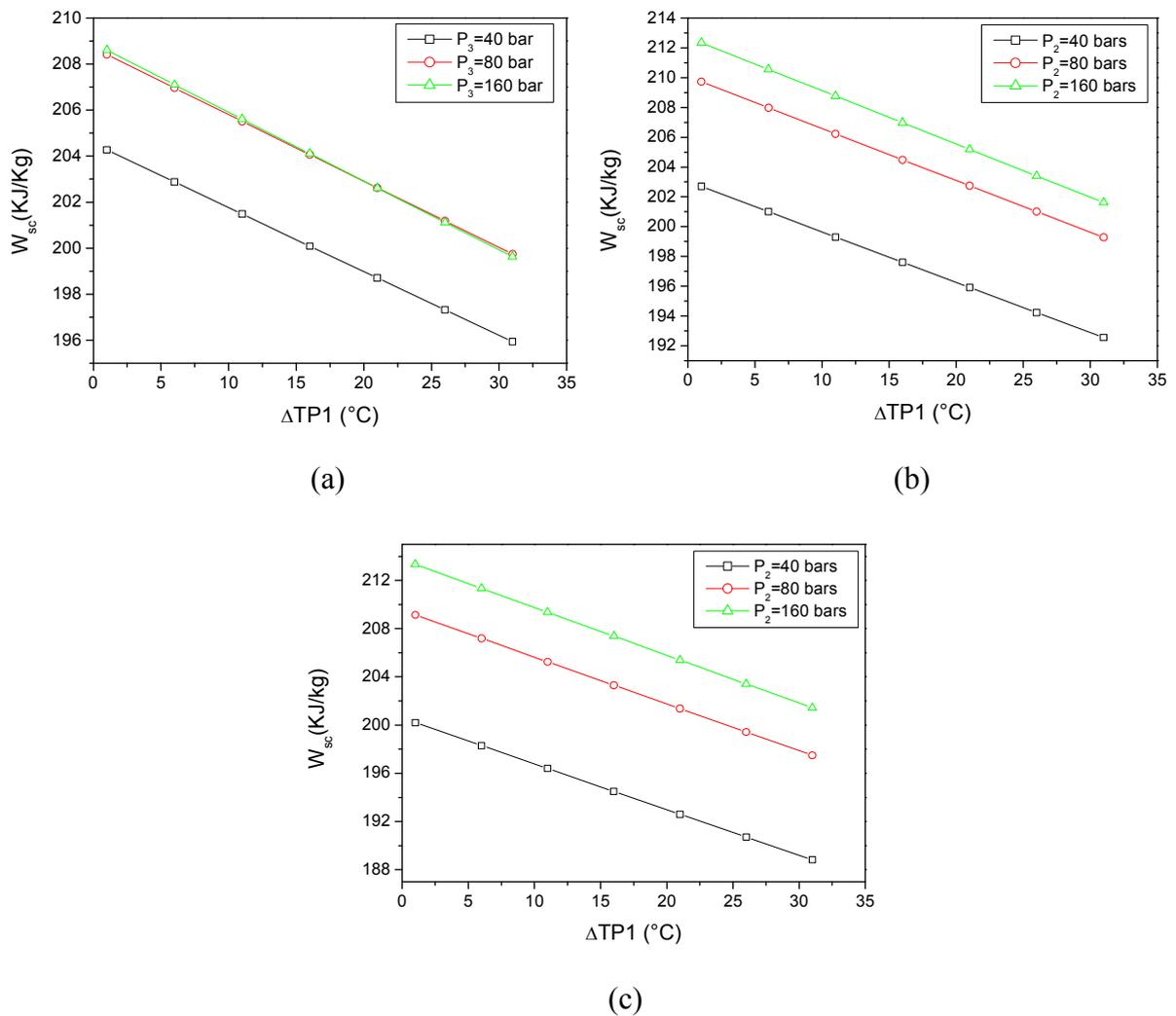


Fig. C-1 : Travail spécifique en fonction de pincement  $\Delta TP_1$  a)  $P_1 = 5$  bar b)  $P_1 = 10$  bar  
c)  $P_1 = 15$  bar

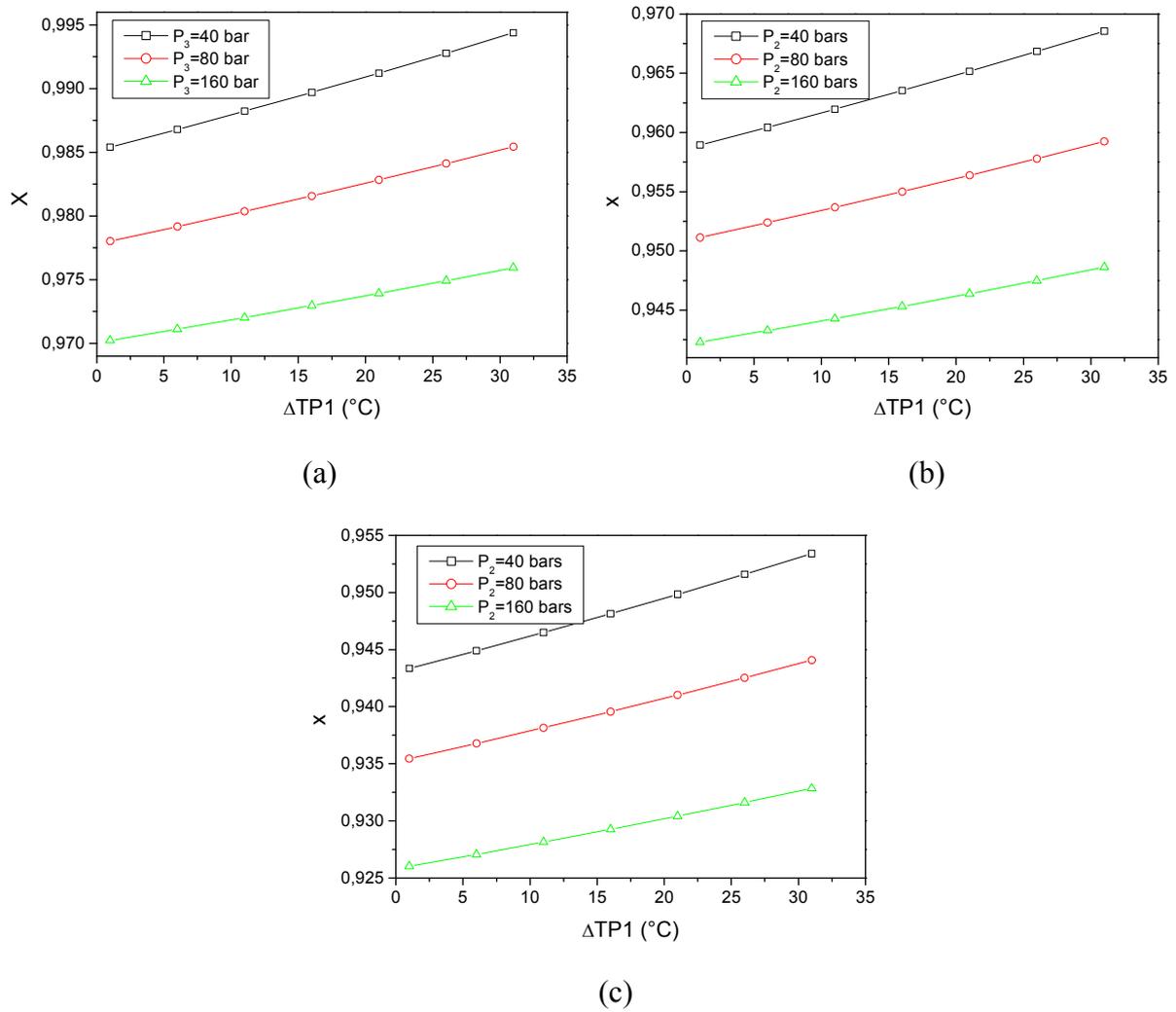
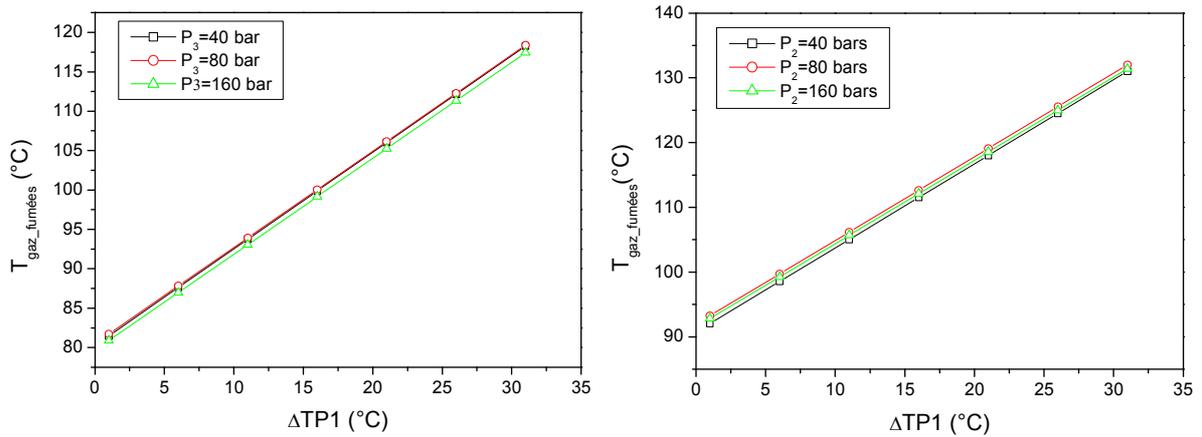
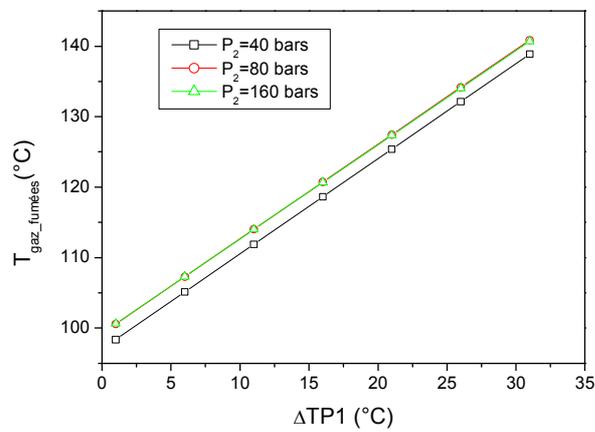


Fig. C-2 : Titre de vapeur en fonction du pincement  $\Delta TP1$  a)  $P1 = 5$  bar b)  $P1 = 10$  bar  
c)  $P1 = 15$  bar



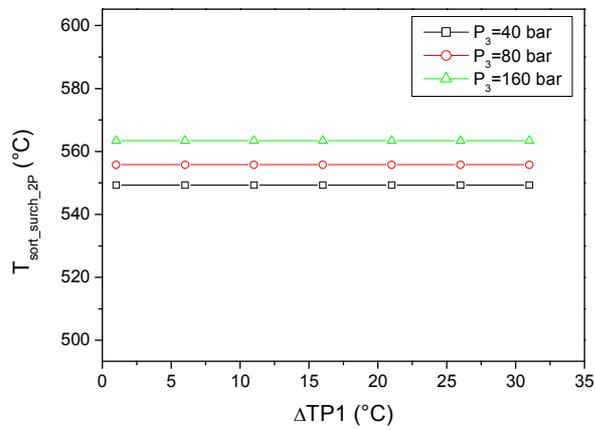
(a)

(b)

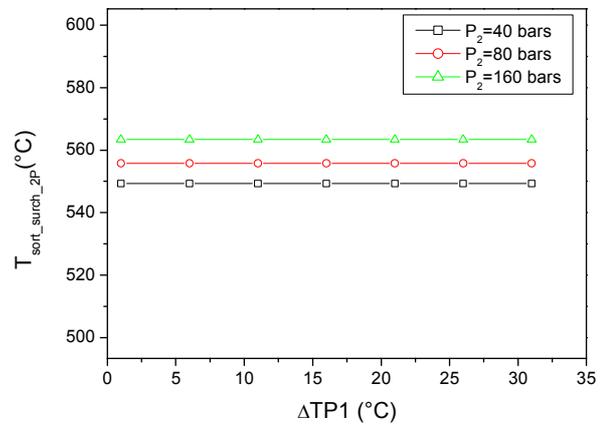


(c)

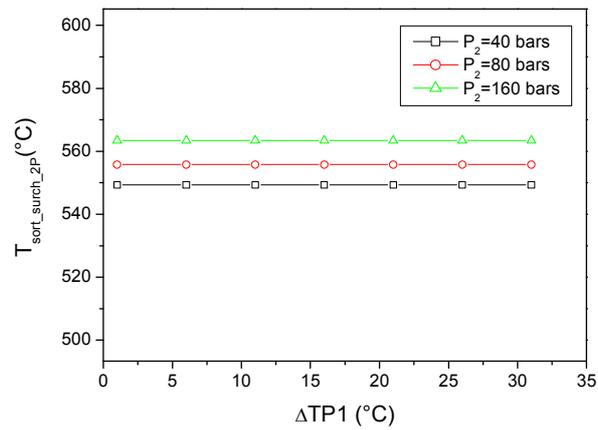
Fig. C-3 : Température des fumées en fonction de  $\Delta TP1$  a)  $P_1=5$  bar b)  $P_1=10$  bar  
c)  $P_1=15$  bar



(a)



(b)



(c)

Fig. D-4 : Température de sortie surchauffeur 2P en fonction de  $\Delta TP_1$  a)  $P_1 = 5$  bar

b)  $P_1 = 10$  bar c)  $P_1 = 15$  bar

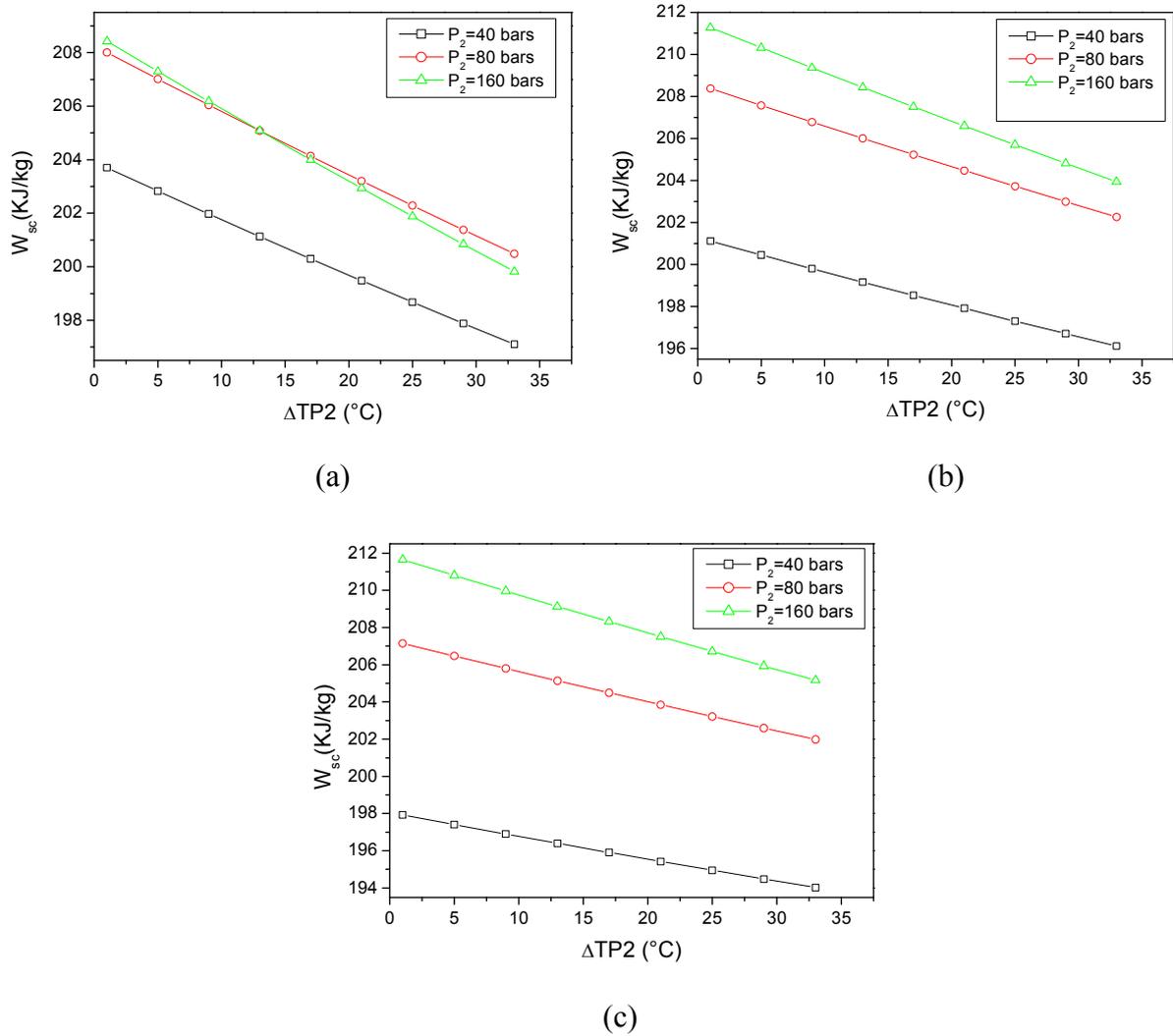


Fig. D-5 : Travail spécifique en fonction de pincement  $\Delta TP2$  a)  $P_1=5$  bar b)  $P_1=10$  bar  
c)  $P_1=15$  bar

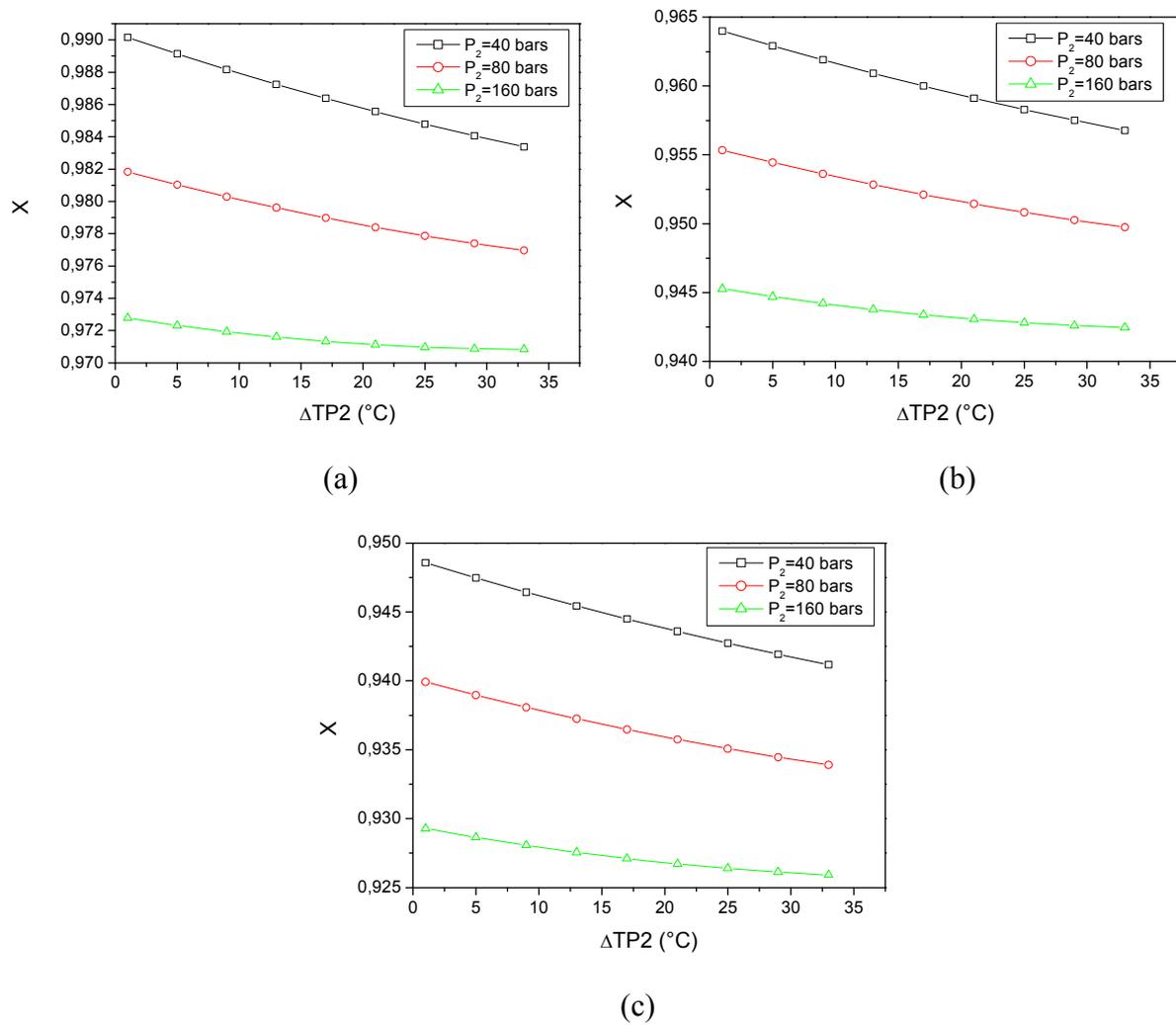


Fig. D-6 : Titre de vapeur en fonction de pincement  $\Delta TP2$  a)  $P_1=5$  bar b)  $P_1=10$  bar  
c)  $P_1=15$  bar

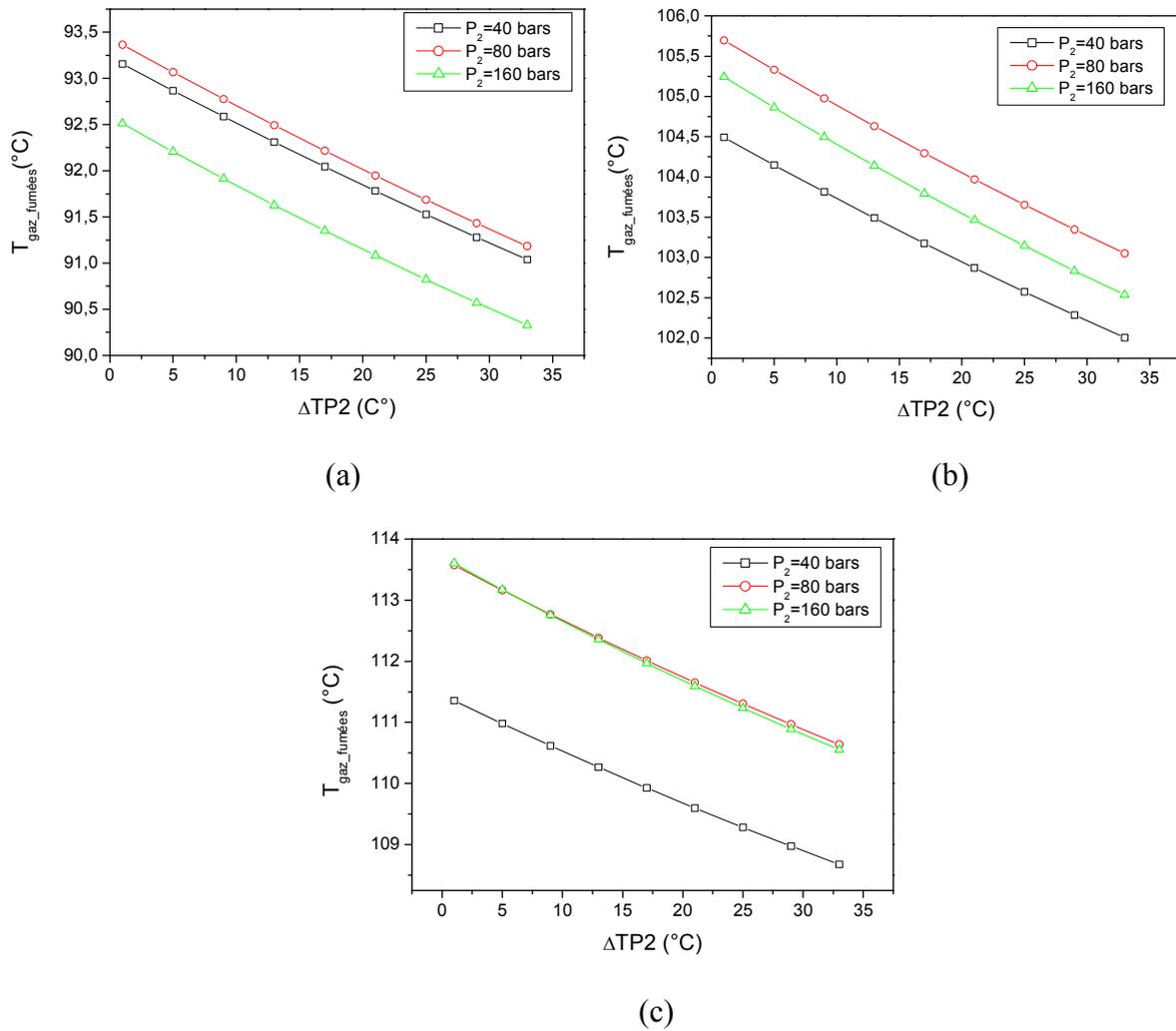


Fig. D-7 : Température des fumées en fonction de  $\Delta TP2$  a)  $P_1=5$  bar b)  $P_1=10$  bar  
c)  $P_1=15$  bar

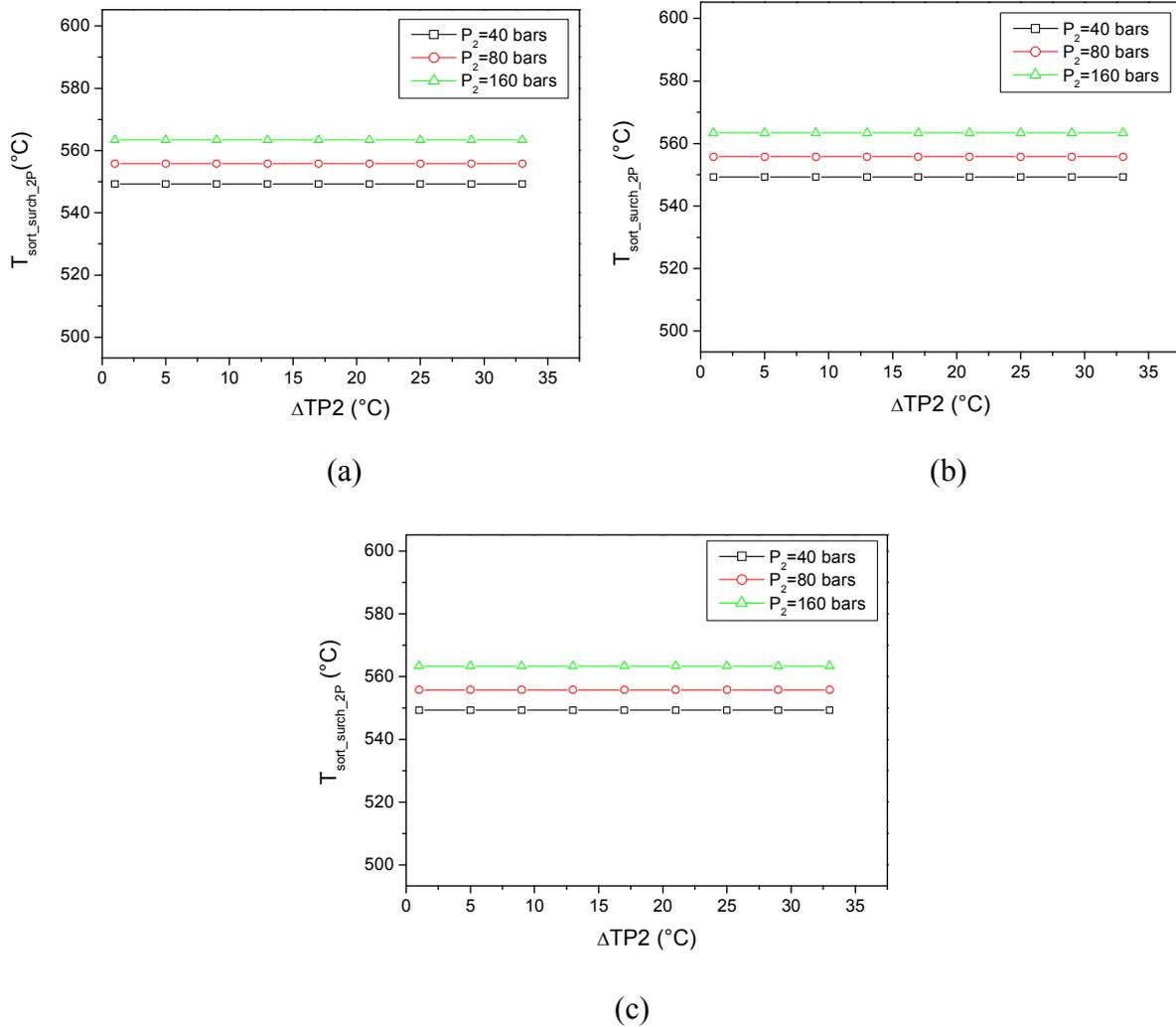
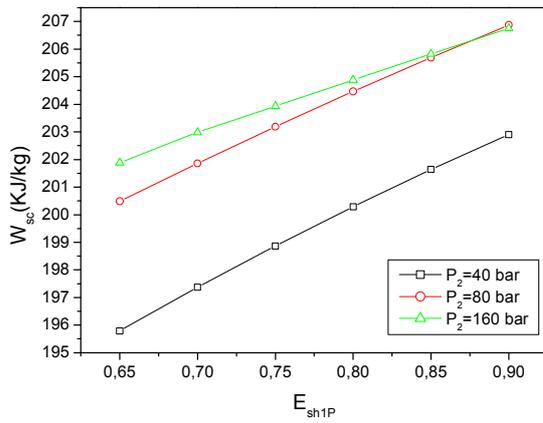
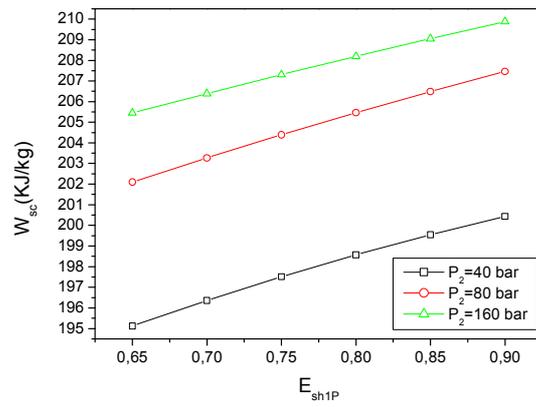


Fig. D-8 : Température de sortie surchauffeur 2P en fonction de  $\Delta\text{TP2}$  a)  $P_1=5$  bar

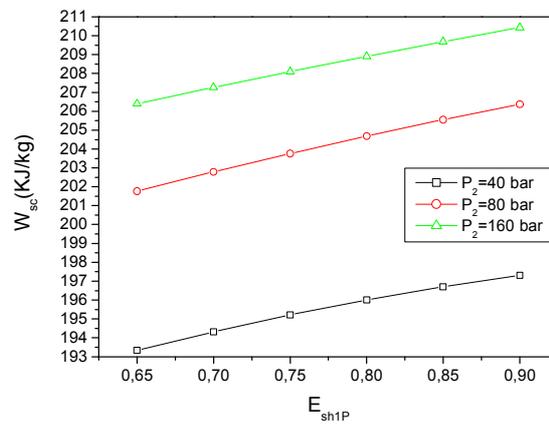
b)  $P_1=10$  bar c)  $P_1=15$  bar



(a)



(b)



(c)

Fig. D-9 : Travail spécifique en fonction de  $E_{sh1P}$  a)  $P_1 = 5$  bar b)  $P_1 = 10$  barc)  $P_1 = 15$  bar

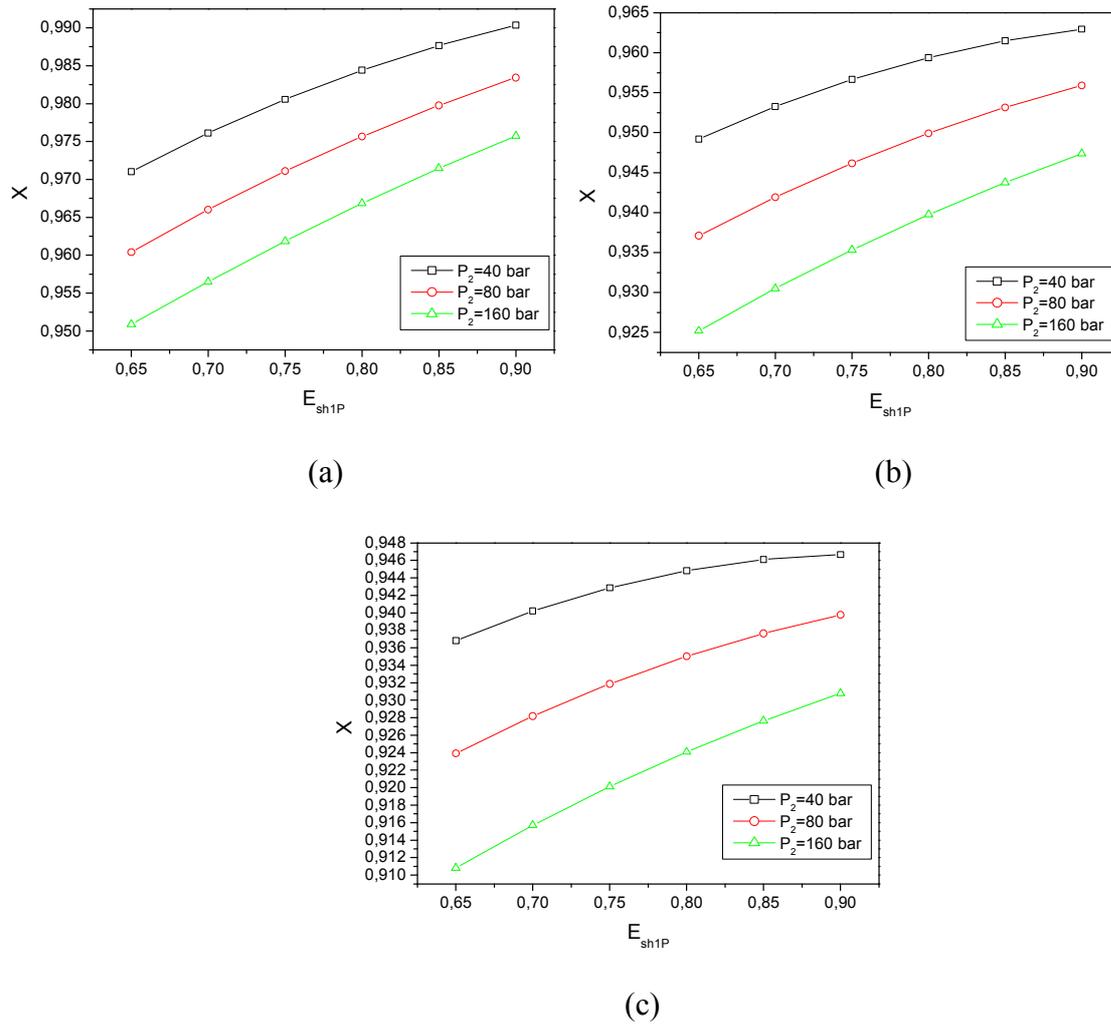
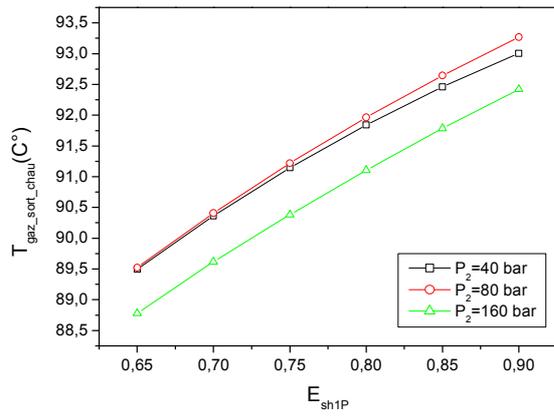
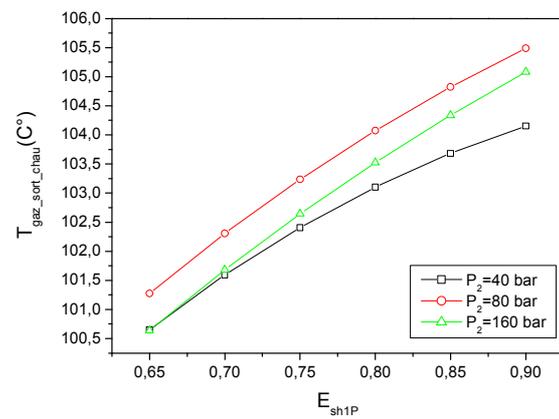


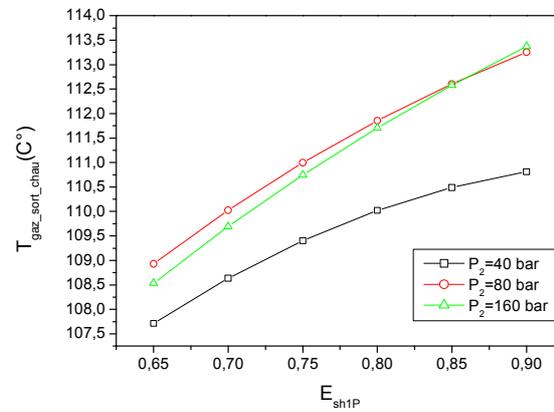
Fig. D-10 : Titre de vapeur en fonction de  $E_{sh1P}$  a)  $P_1=5$  bar b)  $P_1=10$  bar  
c)  $P_1=15$  bar



(a)

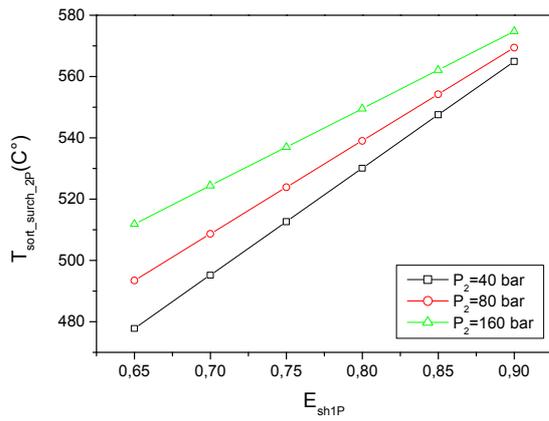


(b)

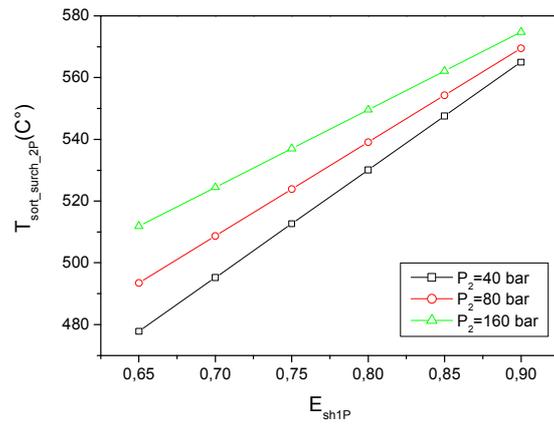


(c)

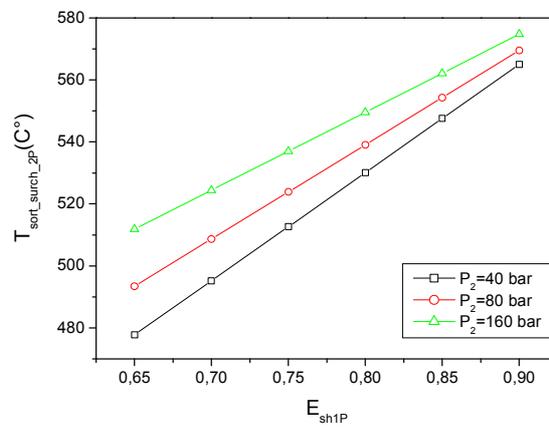
Fig. D-11 : Température des fumées en fonction de  $E_{sh1P}$  a)  $P_1=5$  bar b)  $P_1=10$  bar  
c)  $P_1=15$  bar



(a)



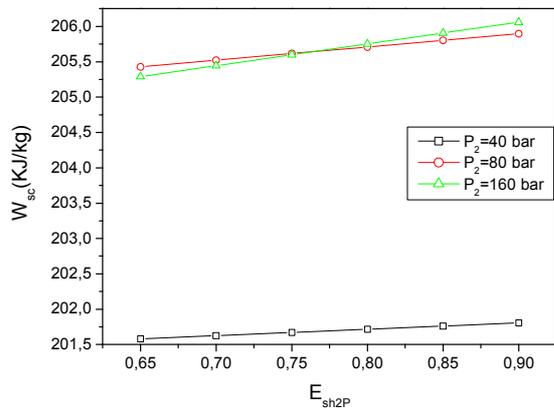
(b)



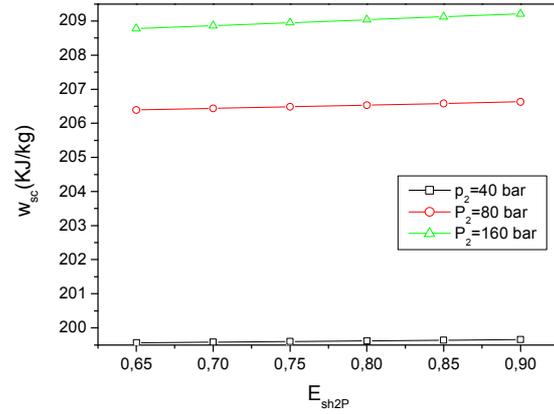
(c)

Fig. D-12 : Température de sortie surchauffeur 2P en fonction de  $E_{sh1P}$  a)  $P1=5$  bar

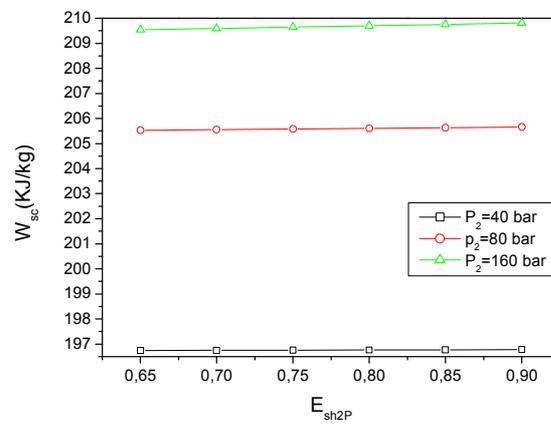
b)  $P1=10$  bar c)  $P1=15$  bar



(a)

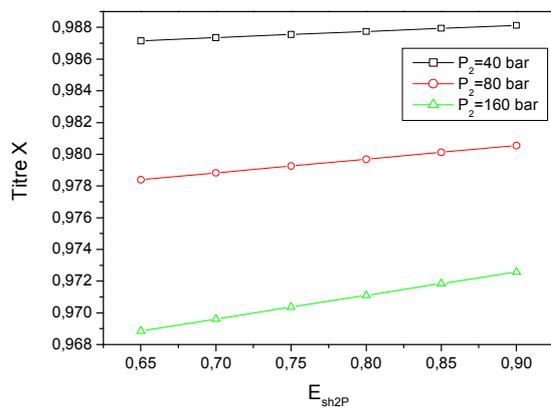


(b)

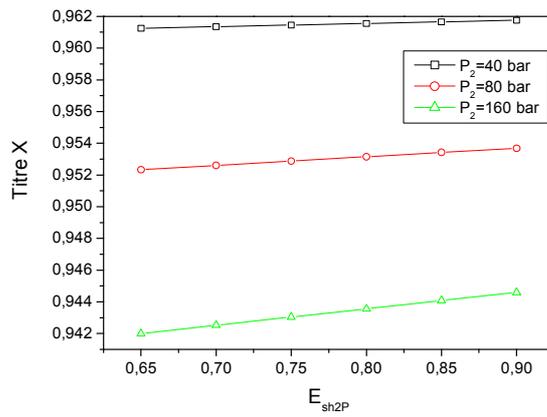


(c)

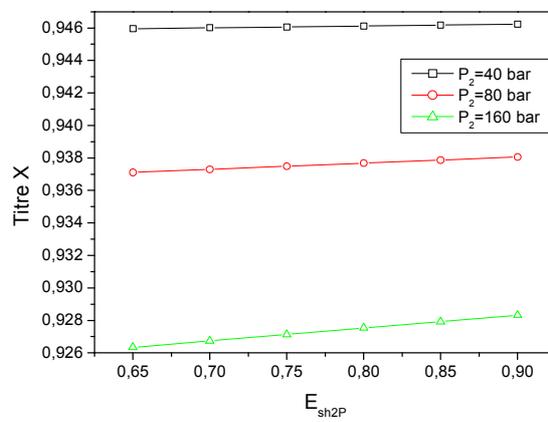
Fig. D-13 : Travail spécifique en fonction de  $E_{sh2P}$  a)  $P_1=5$  bar b)  $P_1=10$  bar  
c)  $P_1=15$  bar



(a)

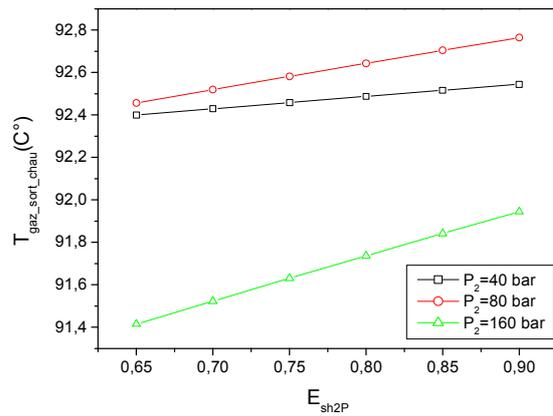


(b)

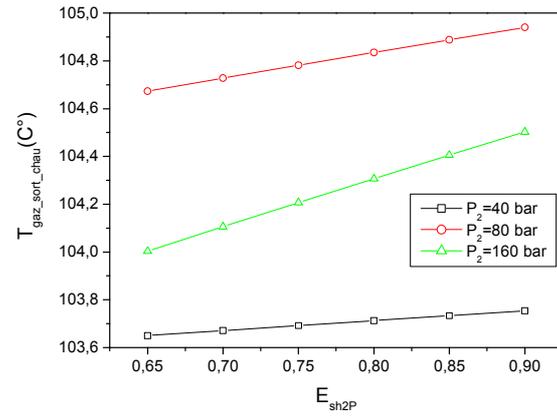


(c)

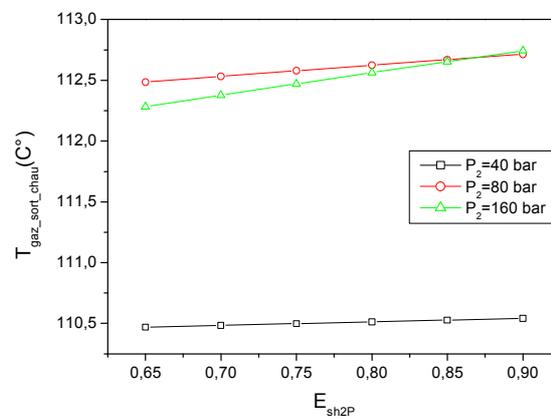
Fig. D-14 : Titre de vapeur en fonction de  $E_{sh2P}$  a)  $P1=5$  bar b)  $P1=10$  bar  
c)  $P1=15$  bar



(a)

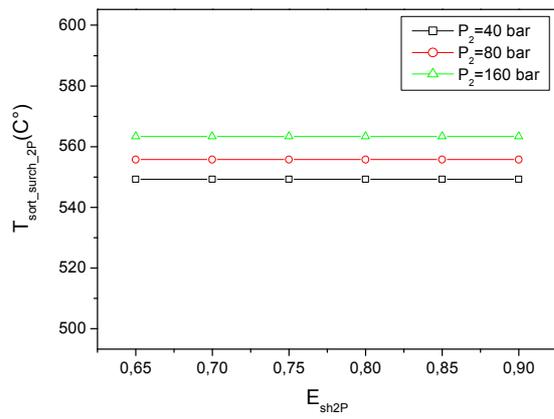


(b)

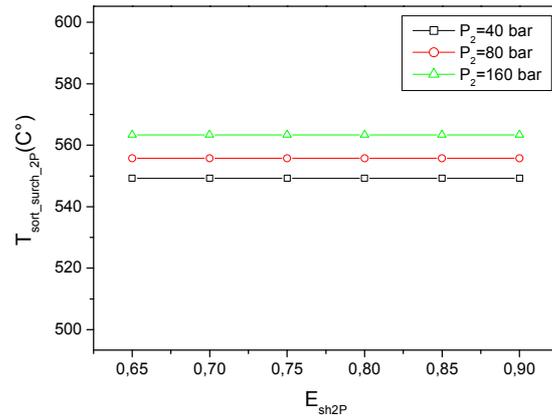


(c)

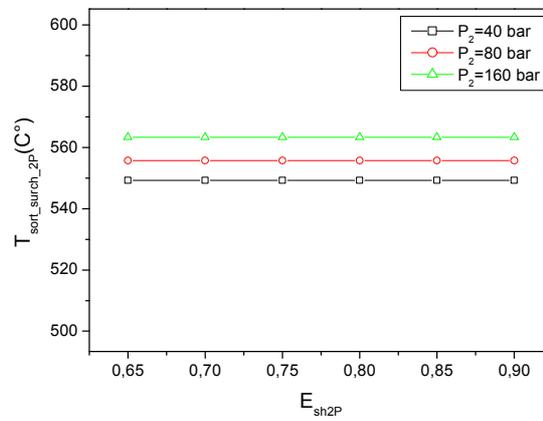
Fig. D-15 : Température des fumées en fonction de  $E_{sh2P}$  a)  $P1=5$  bar b)  $P1=10$  bar  
c)  $P1=15$  bar



(a)



(b)



(c)

Fig. D-16 : Température de sortie surchauffeur 2P en fonction de  $E_{sh2P}$  a)  $P1=5$  bar

b)  $P1=10$  bar c)  $P1=15$  bar

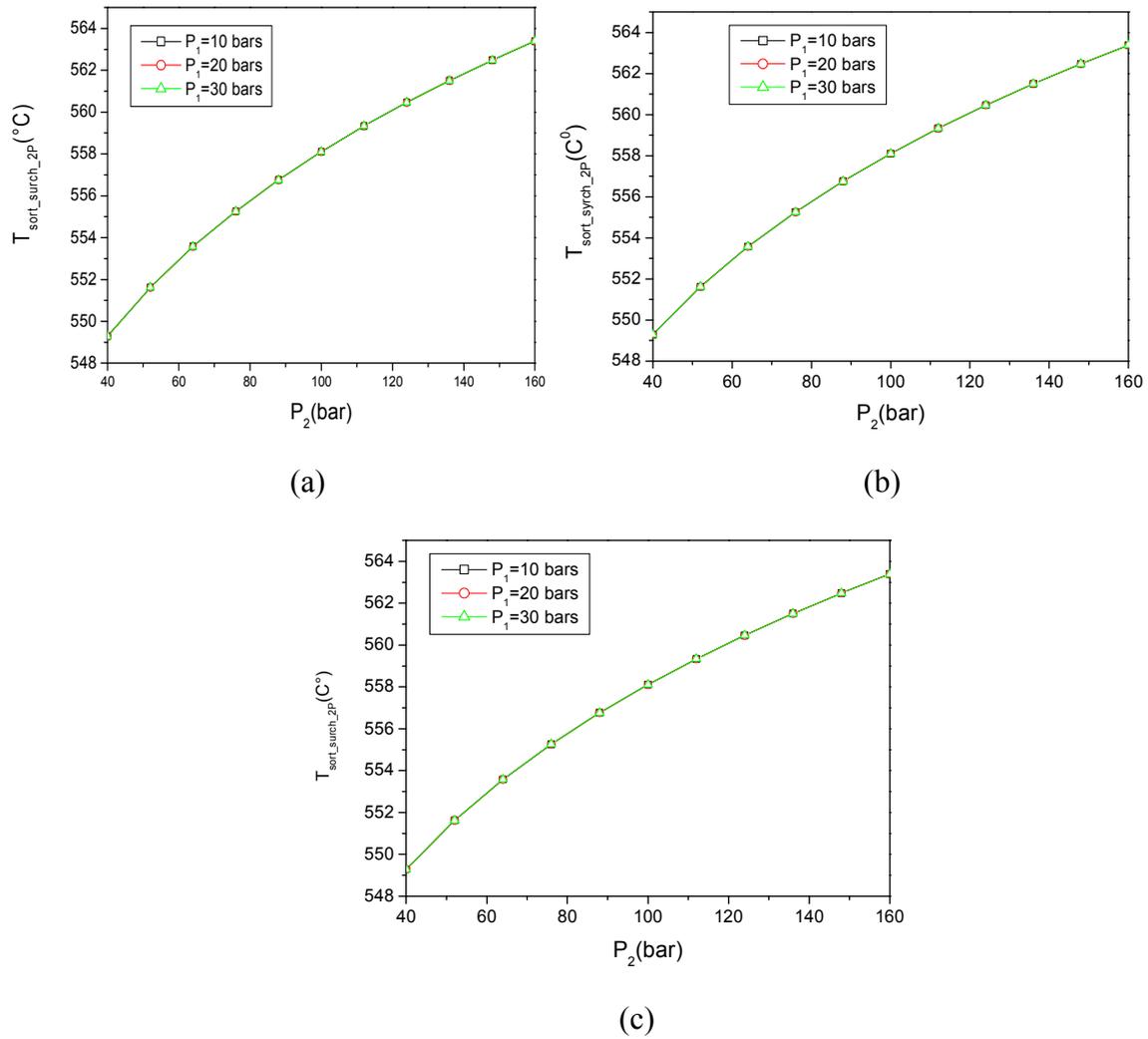


Fig. D-17 : Variation de la température de sortie surchauffeur 2P en fonction de la pression du 2<sup>ème</sup> niveau: a)  $P_1 = 0.01$  bar, b)  $P_2 = 0.05$  bar, c)  $P_3 = 0.1$  bar.

*Annexe D: Résultats de l'optimisation pour TOT=600 °C*

	6
Pression du 2 <sup>ème</sup> niveau (bar)	160
Débit massique de vapeur du 1 <sup>er</sup> niveau (kg/s)	27.6
Débit massique de vapeur du 2 <sup>ème</sup> niveau (kg/s)	67.8
Température maximale du cycle (°C)	563.39
Température à l'échappement (°C)	94.93
Pression au condenseur (bar)	0.05
Puissance nette (MW)	43.16
Rendement (%)	31.72

*Tableau D1: Résultats de l'optimisation pour TOT=600 °C.*