



Université de Batna 2 – Mostefa Ben Boulaïd
Faculté de Technologie
Département de Mécanique



Thèse

Préparée au sein du laboratoire d'étude des systèmes énergétiques industriels

Présentée pour l'obtention du titre de :
Docteur en Sciences en Mécanique
Option : Energétique

Sous le Thème :

Optimisation des Echangeurs de Chaleur à Trois Tubes Coaxiaux

Présentée par :

TOUATIT Achour

Devant le jury composé de :

M. RAHAL Samir	Prof.	Université de Batna 2	Président
M. BOUGRIOU Chérif	Prof.	Université de Batna 2	Rapporteur
M. TITOUNA Dalila	MCA	Université de Batna 2	Examineur
M. GOMRI Rabah	Prof.	Université de Constantine 1	Examineur
M. GUELLAL Messaoud	Prof.	Université de Sétif 1	Examineur
M. BENMACHICHE A. Hakim	MCA	Université de Biskra	Examineur

17 Janvier 2018

Remerciements

C'est avec l'aide de Dieu que le présent travail est achevé.
L'aboutissement de cette thèse est une grande satisfaction.

Donc avec un immense plaisir que j'exprime mes profondes gratitudeux aux quelques personnes qui ont contribué, directement ou indirectement, à la réussite de ce travail dont les conseils et les encouragements ont été précieux durant sa réalisation.

J'exprime toute ma profonde gratitude au Professeur Chérif BOUGRIOU, mon directeur de thèse, pour m'avoir fait confiance et puis pour sa patience, ses remarques et conseils précieux durant la thèse.

Mes sincères remerciements à Monsieur le Professeur Samir RAHAL qui m'a fait un grand honneur de présider le jury de cette thèse.

Je tiens à remercier et à exprimer mes profondes reconnaissances tout particulièrement envers membres du jury : le Professeur Rabah GOMRI, le Professeur Messaoud GUELLAL, le Docteur A. Hakim BENMACHICHE et le Docteur Dalila TITOUNA pour avoir accepté de participer au jury pour juger le contenu de ce travail et de consacrer du temps à l'examen de cette thèse.

Je voudrais remercier tous les enseignants et enseignantes que j'ai connus tout au long du cycle de mes études.

Enfin, je remercie ma famille et mes amis qui m'ont soutenu pendant la réalisation de cette thèse.

A la mémoire

de ma mère

SOMMAIRE

Nomenclature	i
Liste des figures	iv
Liste des tableaux	vii
Introduction générale	1

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse bibliographique

I-1. Généralités sur les Algorithmes Génétiques	4
I-1.1. Introduction	4
I-1.2. Principes et fonctionnalités	5
I-1.2.1. Principe de base	5
I-1.2.2. Fonctionnement (Etapes d'un Algorithme Génétique)	6
I-1.3. Caractéristiques des Algorithmes Génétiques	8
I-1.3.1. Le codage	8
I-1.3.2. La fonction d'évaluation (Fonction objectif).....	10
I-1.4. Les opérateurs génétiques	11
I-1.4.1. La sélection	11
I-1.4.2. Le croisement	13
I-1.4.3. La mutation	14
I-1.5. Critères d'arrêt	15
Conclusions.....	15
I-2. Généralités sur les échangeurs de chaleur tubulaires.....	16
I-2.1. Introduction	16
I-2.2. Caractéristiques des échangeurs de chaleur	17
I-2.2.1. Disposition des écoulements des échangeurs de chaleur.....	17
I-2.2.2. Aspect externe d'un échangeur de chaleur	17
I-2.2.3. Aspect interne d'un échangeur de chaleur.....	19

I-2.3. Echangeurs de chaleur tubulaires	20
I-2.3.1. Echangeurs de chaleur à double-tubes coaxiaux (ECDTC).....	20
I-2.3.2. Échangeurs de chaleur à trois-tubes coaxiaux (ECTTC)	21
Conclusion	22
I-3. Revue bibliographique	23
I-4. Notre étude	33

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

II-1. Introduction	35
II-2. Description d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux (E.C.T.T.C) à circulation contre-courant	36
II-3. Calcul thermique	37
II -3.1. Hypothèses de calcul	38
II -3.2. Calcul des températures	38
II -3.2.1 Ecart de température dans chaque tube	39
II -3.2.2. Ecart de température à l'entrée	39
II -3.2.3. Ecart de température à la sortie	39
II -3.2.4. Ecart de température maximum	40
II -3.2.5. Température moyenne	40
II -3.2.6. Température de paroi	40
II -3.3. Méthode de calcul	41
II-3.3.1. Méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT)	41
II-3.3.2. Flux thermiques maximums.....	43
II-3.3.3. Efficacité d'un échangeur	43
II-3.3.4. Rapport des capacités calorifiques	44
II-3.3.5. Nombre d'unité de transfert NUT	45
II-3.3.6. Expression de l'efficacité (ϵ) en fonction de (Z et NUT)	45
II-3.4. Calcul des coefficients d'échange de chaleur	46
II-3.4. 1. Coefficient d'échange de chaleur global (K)	46
II-3.4. 2. Coefficient d'échange surfacique pour des tubes et anneaux (h).....	48
II-3.4. 3. Nombres adimensionnels	49
II-3.4. 3. 1. Nombre de Reynolds	49
II-3.4. 3. 2. Nombre de Prandtl	49
II-3.4. 3. 3. Nombre de Nusselt	50

II-4. Calcul hydraulique (Calcul de la perte de charge)	51
II-4.1. Perte de charge par frottement	51
II-4.2. Pertes de charge dues à l'entrée et la sortie des fluides	52
II-4.3. Pertes de charges totales	52
II-5. Etude économique (fonction objectif)	53
II-5. 1. Coût total	53
II-5.2. Coût d'investissement	54
II-5.3. Coût d'énergie	54

CHAPITRE III : Implémentation numérique

III- Programme et organigramme	56
III-1. Programme principal	56
III-2. Implémentation de l'Algorithme Génétique	58
III-3. Organigramme	61

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

IV-Résultats et interprétations	63
IV-1. Validation des résultats	64
IV-2. Effet des rayons des tubes interne et intermédiaire	67
IV-2.1. Nombre de Reynolds	67
IV-2.2. Coefficient d'échange surfacique	68
IV-2.3. Coefficient d'échange de chaleur global.....	69
IV-2.4. Variation des pertes de charge	70
IV-2.5. Variation de la puissance de pompage	72
IV-2.6. Variation du coût énergétique	73
IV-2.7. Variation du coût d'investissement	74
IV-2.8. Variation du coût total	75
IV-3. Comparaison de nos valeurs de la puissance	76
IV-3.1. Pour $m_2 = 3000 \text{ kg/h}$	76
IV-3.2. Pour $m_2 = 5000 \text{ kg/h}$	80

IV-4. Comparaison entre l'étude technique et l'étude technico-économique	83
IV-4.1. Etude technique (étude classique)	84
IV-4.1.1. Cas1	84
IV-4.1.2. Cas 2	85
IV-4.2. Etude technico-économique	86
IV-4.2.1. Cas1	86
IV-4.2.2. Cas 2	88
IV-4.3. Comparaison entre les deux études	89
IV-4.3.1. Cas 1	89
IV-4.3.2. Cas 2	90

Conclusion générale	94
----------------------------------	----

Références	96
-------------------------	----

Annexe A : Publication internationale

Résumé

NOMENCLATURE

a_1 : Constante (€)

a_2 : Constante (€/m²)

a_3 : Constante

C : Capacité calorifique en (W/K).

C_E : Cout de l'énergie (€/kW h)

C_i : Coût d'investissement (€)

C_p : Chaleur massique a pression constante (J/kg. K)

C_o : Cout de consommation par an (€/yr)

C_{oD} : Cout total de consommation (€)

C_{tot} : Coût total (€)

D_H : Diamètre hydraulique en (m)

d_i, d_e : Diamètres interne et externe (m)

H : Période du temps (h)

h : Coefficient d'échange de chaleur par convection (W/m².K)

h_i et h_e : Coefficient d'échange de chaleur par convection interne et externe (W/m².K)

i : Actualisation du prix d'électricité

K : Coefficient d'échange de chaleur global (W/m².K)

L : Longueur de l'échangeur de chaleur en (m)

m : Débit du fluide en (kg/s)

NUT : Nombre d'unité de transfert

P : Puissance électrique consommée par la pompe en (W)

P_m : Périmètre mouillé en (m).

R_p : Résistance thermique de la paroi métallique séparatrice en ($m^2.K/W$).

S : Surface de l'échangeur (m^2).

S_e et S_i : Surfaces externe et interne de la paroi d'échange en (m^2)

S_m : Surface moyenne de la paroi d'échange en (m^2)

S_p : Section de passage en (m^2)

T_e, T_s : Températures d'entrée et de sortie ($^{\circ}C$)

T_m : Température moyenne ($^{\circ}C$)

T_p : Température de paroi ($^{\circ}C$)

V : Vitesse d'écoulement (m/s)

Z : Rapport des capacités calorifiques

Lettres grecques

ΔP : Perte de charge du fluide en (Pa)

ΔP_e : Pertes de charge dues à l'entrée et la sortie des fluides (Pa)

ΔP_f : Perte de charge par frottement (Pa)

ΔP_T : Perte de charge totale (Pa)

ΔT : Ecart de température dans chaque tube ($^{\circ}C$)

$\Delta T_e, \Delta T_s$: Ecart de température à l'entrée et à la sortie ($^{\circ}C$)

ΔT_{max} : Ecart de température maximum ($^{\circ}C$)

λ : Conductivité thermique ($W/m.K$)

μ : Viscosité dynamique du fluide en (Pa.s) ou en ($kg/m.s$)

μ_p : Viscosité dynamique du fluide à la température de la paroi (Pa. s)

π : 3.14159 radians.

ε : Efficacité

η : Rendement des pompes en (%)

f : Coefficient de frottement

Ω : Coefficient de Darcy

ρ : Masse volumique du fluide en (Kg/m³)

Φ : Flux de chaleur (W)

$\Phi_{\max}$: Flux thermique maximum transférable (W)

Nombres adimensionnels

Nu : Nombre de Nusselt

Re : Nombre de Reynolds

Pr : Nombre de Prandtl

Indices

e : entrée, externe

j : nombre entier

m : moyenne

max : maximum

min : minimum

n : nombre entier

p : paroi

s : sortie

1 : (fluide ou paroi) du tube interne, échangeur inférieur

2 : (fluide ou paroi) du tube intermédiaire, échangeur supérieur

3 : (fluide ou paroi) du tube externe

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 : Structure générale d'un Algorithme	5
Figure I-2 : Organigramme de l'Algorithme Génétique	7
Figure I-3 : Etapes d'un Algorithme Génétique	8
Figure I-4 : Les cinq niveaux d'organisation d'une population d'un Algorithme Génétique	9
Figure I-5 : Schéma du codage réel	9
Figure I-6 : Principe générale de l'évolution d'une population d'un Algorithme Génétique	10
Figure I-7 : Méthode de sélection de la loterie biaisée	12
Figure I-8 : Principe de croisement	14
Figure I-9 : Principe de mutation	15
Figure I-10 : Schéma du quadripôle	19
Figure I-11 : Profil de température et de vitesse dans un tube	20
Figure I-12 : Coupe longitudinale d'un échangeur de chaleur à double tube	21
Figure I-13 : Echangeur de chaleur à double tube	21
Figure I-14 : Coupe longitudinale d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux	21
Figure I-15 : Echangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux.....	22
Figure II-1 : Echangeur à trois tubes coaxiaux à (contre-courant)	37
Figure II-2 : Principales températures dans un échangeur à trois tubes coaxiaux à (contre -courant)	38
Figure II-3 : Echangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux	51
Figure III-1 : Tranche typique d'un échangeur de chaleur (contre-courant)	56
Figure III-2 : Couplage de l'Algorithme Génétique (AG) avec notre programme (ECTTC)	60
Figure III-3 : Organigramme illustre les principales fonctions dans notre programme	61
Figure III-4 : Organigramme de calcul pour l'échangeur de chaleur utilisant (AG)	62

Figure IV-1 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.6 m de longueur (contre-courant) (Nos résultats)	65
Figure IV-2 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.6 m de longueur (contre-courant) [25]	65
Figure IV-3 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.6 m de longueur (contre-courant) (Validation)	66
Figure IV-4 : Variation de nombre de Reynolds avec le rayon du tube interne	67
Figure IV-5 : Variation de nombre de Reynolds avec le rayon du tube intermédiaire.....	68
Figure IV-6 : Variation de coefficient d'échange surfacique avec le rayon du tube interne	68
Figure IV-7 : Variation de coefficient d'échange surfacique avec le rayon du tube intermédiaire	69
Figure IV-8 : Variation de coefficient d'échange de chaleur global avec le rayon du tube interne	69
Figure IV-9 : Variation de coefficient d'échange de chaleur global avec le rayon du tube intermédiaire	70
Figure IV-10 : Variation des pertes de charge avec le rayon du tube interne	71
Figure IV-11 : Variation des pertes de charge avec le rayon du tube intermédiaire	71
Figure IV- 12 : Variation de la puissance de pompage avec le rayon du tube interne	72
Figure IV-13 : Variation de la puissance de pompage avec le rayon du tube intermédiaire	73
Figure IV-14 : Variation du coût énergétique avec le rayon du tube interne	73
Figure IV-15 : Variation du coût énergétique avec le rayon du tube intermédiaire	74
Figure IV-16 : Variation du coût d'investissement avec le rayon du tube interne ..	74
Figure IV-17 : Variation du coût d'investissement avec le rayon du tube intermédiaire	75
Figure IV-18 : Variation du coût total avec le rayon du tube interne	75
Figure IV-19 : Variation du coût total avec le rayon du tube intermédiaire	76
Figure IV-20 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons [16]	77

Figure IV-21 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons [23]	77
Figure IV-22 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons (Nos résultats)	78
Figure IV-23 : Echangeur optimal en utilisant (AG)	78
Figure IV-24 : Variation de la puissance de pompage avec r_{i1} ($r_{i2 \text{ optimal}} = 0.060 \text{ m}$)	79
Figure IV-25 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons [16]	80
Figure IV-26 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons [23]	80
Figure IV-27 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons (Nos résultats)	81
Figure IV-28 : Echangeur optimal en utilisant (AG)	81
Figure IV-29 : variation de la puissance de pompage avec r_{i1} ($r_{i2 \text{ optimal}} = 0.062$ m)	82
Figure IV-30 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2=0.56 \text{ kg/s}$	84
Figure IV-31 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2=0.83 \text{ kg/s}$	84
Figure IV-32 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2=1.39 \text{ kg/s}$	84
Figure IV-33 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2=6 \text{ kg/s}$	85
Figure IV-34 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2=7 \text{ kg/s}$	85
Figure IV-35 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2=9 \text{ kg/s}$	86
Figure IV-36 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2=0.56 \text{ kg/s}$	86
Figure IV-37 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2=0.83 \text{ kg/s}$	87
Figure IV-38 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2=1.39 \text{ kg/s}$	87
Figure IV-39 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2=6 \text{ kg/s}$	88
Figure IV-40 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2=7 \text{ kg/s}$	88
Figure IV-41 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2=9 \text{ kg/s}$	88
Figure IV-42 : Comparaison des coûts totaux du cas 1	90
Figure IV-43 : Comparaison des coûts totaux du cas 2	92

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I-1 : Revue des études d'optimisation de l'échangeur de chaleur en utilisant l'Algorithme Génétique (AG) [44]	32
Tableau III-1 : Parametres de l'Algorithme Genetique	59
Tableau IV-1 : Propriétés thermo-physiques des fluides	64
Tableau IV-2 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur de chaleur [25-27]	64
Tableau-IV-3 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur de chaleur [16, 23] ...	67
Tableau IV-4 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur de chaleur [16, 23] ...	76
Tableau IV-5 : Comparaison entre notre optimisation et celle de [16]	79
Tableau IV-6 : Comparaison entre notre optimisation et celle de [16]	82
Tableau IV-7 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur de chaleur Cas 1	83
Tableau IV-8 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur de chaleur Cas 2	83
Tableau IV-9 : Echangeur de chaleur optimal utilisant (AG) Cas 1	90
Tableau IV-10 : Echangeur de chaleur optimal utilisant (AG) Cas 2	91

Introduction

Générale

Introduction générale

Les besoins en énergie se multiplient, à cause de l'augmentation de la population mondiale et de l'industrialisation. Les sources d'énergie n'augmentent pas de même rythme de la consommation. Plusieurs sources d'énergie ne sont pas renouvelables et leur exploitation engendre souvent pollution et rejets de gaz à effet de serre dans l'atmosphère, il y a quelques années que tout le monde est conscient que cette pollution est responsable de graves conséquences à l'échelle planétaire et que nous finirons par épuiser les réserves de certaines ressources énergétiques.

Des études scientifiques ont démontré que si la pollution demeure de la même cadence, les conséquences seront catastrophiques et irréversibles pour l'écosystème terrestre. Pratiquement, des diverses sources d'énergie nouvelle et renouvelables sont utilisables, mais, ces sources d'énergies ne peuvent couvrir toute la consommation mondiale, et leur exploitation nécessite l'établissement d'infrastructures particulières. Tous ces indices influent directement sur le coût de l'énergie. Dans un tel contexte, il s'avère impératif de trouver des solutions réalistes et efficaces afin d'utiliser l'énergie de manière intelligente. Il en va de l'avenir de notre planète et de la survie de l'espèce humaine.

Une grande portion de l'énergie est utilisée dans l'industrie pour la production de chaleur et la production de froid. Selon l'Institut International du Froid, il y aurait dans le monde plus de 300 millions de mètres cubes d'espace réfrigéré et la production de froid à elle seule est responsable de plus de 15% de la consommation d'électricité dans le monde. D'autre part, selon les études d'Hydro-Québec, le coût d'électricité des systèmes thermiques utilisés dans les secteurs de l'alimentation, du plastique, de l'imprimerie et de l'entreposage frigorifique peut atteindre 60% de la facture énergétique totale de ces entreprises. De plus, une grande partie de l'énergie utilisée par ces systèmes thermiques est rejetée sous forme de chaleur dans l'atmosphère [2].

Les solutions proposées pour produire ou récupérer le maximum d'énergie doivent être à un coût minimal. Pour une entreprise, récupérer un maximum de chaleur ou avoir des systèmes thermiques consommant un minimum d'électricité sont avantageux au niveau des

coûts d'exploitation mais on doit également tenir compte que plus les systèmes sont énergétiquement efficaces, plus leur coût d'achat tend à augmenter. C'est un aspect du problème considérable car les entreprises choisissent la plupart du temps leurs systèmes en fonction du coût total et non en fonction de la consommation énergétique seulement. La réalité économique fait donc en sorte que dans le choix d'un système, il faudra faire un compromis entre l'économie d'énergie et le coût d'achat des systèmes afin d'avoir un coût global minimal.

L'un des appareils le plus important pour la récupération des énergies thermique c'est bien l'échangeur de chaleur qui est le sujet de cette thèse de doctorat. Les échangeurs de chaleur sont des composants prépondérants du secteur industriel. La majorité des activités de transformation nécessite à un stade de leur processus, un échange de chaleur, que cela soit pour évacuer une énergie excédentaire, réaliser un changement de phase, ou être converti en travail. De nombreux travaux prenant des formes diverses ont été conduits dans le but de les optimiser, c'est-à-dire de les rendre plus compacts, plus légers et plus performants en termes de transfert. A titre d'exemple, dans le cadre des échangeurs embarqués tels que ceux employés dans les véhicules terrestres ou aériens, le gain de poids est une préoccupation centrale puisqu'elle engendre une économie lors du fonctionnement, en plus de celle réalisée lors de la conception [3].

Dans cette thèse, nous allons s'intéresser à un nouveau type d'échangeur de chaleur, qui est l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux, qui est une version modifiée de l'échangeur de chaleur à double tubes coaxiaux [15]. Cette géométrie est plus efficace qu'un échangeur de chaleur à double tube coaxiaux. En utilisant les algorithmes génétiques, en effet, la diminution des coûts de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux par la modification de son architecture d'une manière à augmenter la surface d'échange par unité de volume et l'utilisation des techniques nouvelles pour le dimensionnement de ce type d'échangeur de chaleur nous permettent d'utiliser l'énergie d'une manière intelligente par diminution des coûts des équipements et d'appareils.

Notre présente thèse est structurée principalement de la manière suivante :

- On commence par une brève introduction
- Le premier chapitre contient une présentation détaillée sur les notions et les critères de sélection des algorithmes génétiques, suivie des définitions sur les échangeurs de chaleur à double tube coaxiaux et à trois tubes coaxiaux et d'une synthèse bibliographique. Ce chapitre est clôturé par la présentation de notre étude.
- Dans le deuxième chapitre, on a établi les différents calculs auxquels on aura besoin dans cette étude et d'où on retirera les formules qui vont figurer dans le programme (**ECTTC**). L'objectif principal de ce chapitre consiste à développer une méthode pour minimiser le coût global (total) qui est la somme du coût de réalisation et du coût de fonctionnement des échangeurs de chaleur a trois tubes coaxiaux.
- Le troisième chapitre est consacré à l'implémentation numérique (programme **MATLAB** et organigrammes) et nous allons coupler le modèle obtenu (ECTTC) à un Algorithme Génétique (AG).
- Les résultats numériques obtenus sous formes des graphes et des tableaux et leurs interprétations sont donnés en quatrième chapitre. Cette thèse de Doctorat en sciences se termine par une conclusion, des recommandations et des perspectives.

CHAPITRE I

Généralités et Synthèse bibliographique

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse bibliographique

I-1. Généralités sur les Algorithmes Génétiques	4
I-1.1. Introduction	4
I-1.2. Principes et fonctionnalités	5
I-1.2.1. Principe de base	5
I-1.2.2. Fonctionnement (Etapas d'un Algorithme Génétique)	6
I-1.3. Caractéristiques des Algorithmes Génétiques	8
I-1.3.1. Le codage	8
I-1.3.2. La fonction d'évaluation (Fonction objectif).....	10
I-1.4. Les opérateurs génétiques	11
I-1.4.1. La sélection	11
I-1.4.2. Le croisement	13
I-1.4.3. La mutation	14
I-1.5. Critères d'arrêt	15
Conclusions.....	15
I-2. Généralités sur les échangeurs de chaleur tubulaires.....	16
I-2.1. Introduction	16
I-2.2. Caractéristiques des échangeurs de chaleur	17
I-2.2.1. Disposition des écoulements des échangeurs de chaleur.....	17
I-2.2.2. Aspect externe d'un échangeur de chaleur	17
I-2.2.3. Aspect interne d'un échangeur de chaleur.....	19
I-2.3. Echangeurs de chaleur tubulaires	20
I-2.3.1. Echangeurs de chaleur à double-tubes coaxiaux (ECDTC).....	20
I-2.3.2. Échangeurs de chaleur à trois-tubes coaxiaux (ECTTC)	21
Conclusion	22
I-3. Revue bibliographique	23
I-4. Notre étude	33

I-1. Généralités sur les algorithmes génétiques

I-1.1. Introduction

Les méthodes des algorithmes génétiques connaissent un intérêt croissant depuis le début des années 1990 car elles sont particulièrement bien adaptées au traitement de problèmes où l'on recherche un ensemble de solutions.

Les algorithmes génétiques ont été développés par Holland en 1975. Ils sont basés sur la théorie de l'évolution naturelle des espèces énoncée par Darwin en 1859 et la procréation selon les règles de Mendel.

Le but principal de ces algorithmes est de trouver une solution pour des problèmes difficiles, des problèmes où on ne connaît pas de méthodes exactes pour les résoudre en temps raisonnable. Ces approches permettent l'évolution d'une génération (solution) à une autre par un ensemble d'opérations (mutation et croisement) tout en cherchant à améliorer une fonction objectif, Figure (I-1). Le codage des éléments de la population est l'élément le plus important, puisqu'il permet de modéliser un problème sous forme de données informatiques manipulables [4].

Les algorithmes génétiques sont appliqués dans divers domaines pour résoudre des problèmes d'optimisation ou de recherche. Par exemple : la conception topologique de réseaux téléinformatiques à commutation de paquets, la recherche d'informations, des applications en économie [5].

Dans le présent chapitre, on va présenter les principes et les fonctionnalités de base d'un Algorithme Génétique, ses caractéristiques, les différentes opérations génétiques telles que la mutation et le croisement, et le parallélisme dans un Algorithme Génétique.

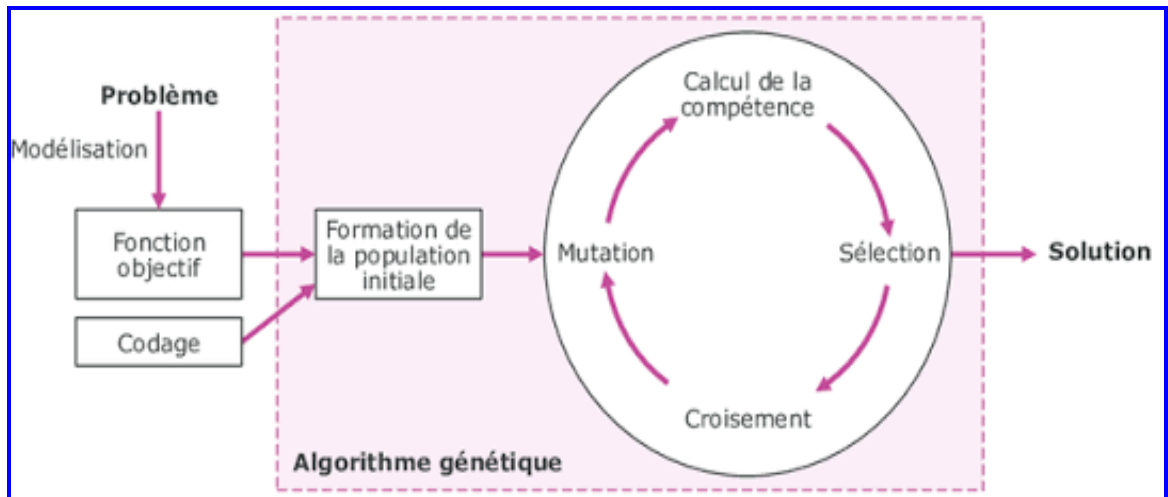


Figure I-1 : Structure générale d'un Algorithme Génétique.

I-1.2. Principes et fonctionnalités

I-1.2.1. Principe de base

Les algorithmes génétiques sont des approches d'optimisation qui utilisent des techniques dérivées de la science génétique et de l'évolution naturelle : la sélection, la mutation et le croisement. Pour utiliser ces approches, on doit disposer des éléments suivants [6-7] :

1. Le codage d'un élément de population

Une fonction qui permet de modéliser les données du problème réel dans des données utilisables par l'Algorithme Génétique.

2. Une fonction pour générer la population initiale

La génération de la population initiale est importante puisque cette génération représente le point de départ de l'algorithme et son choix influe sur la rapidité et l'optimalité de la solution finale.

3. Une fonction à optimiser (la fonction objectif)

Une fonction qui retourne une valeur d'adaptation pour chaque individu. Cette valeur permet de déterminer la solution pertinente puisque le problème se restreint à chercher le groupe d'individus qui ont les valeurs optimums.

4. Des opérateurs qui permettent d'évoluer d'une population à une autre tout en améliorant la fonction objectif.

L'opérateur de croisement recompose les gènes d'individus existant dans la population, alors que l'opérateur de mutation a pour but de garantir l'exploration de l'espace d'états.

5. Des paramètres de dimensionnement

Taille de population, nombre total de générations (critère d'arrêt), probabilités d'application des opérateurs de croisement et de mutation, etc...

I-1.2.2. Fonctionnement (Etapes d'un Algorithme Génétique)

Un Algorithme Génétique fonctionne de la manière suivante, Figure (I-2) [5] :

Étape 1 : Initialisation

On choisit x individus qui représente la population initiale.

Étape 2 : Évaluation

On évalue chaque individu par la fonction objectif.

Étape 3 : Sélection

On définit les individus de la génération P qui vont être dupliqués dans la nouvelle population. A chaque génération il y a deux opérateurs de sélection : la sélection de reproduction, ou plus simplement sélection, qui détermine les individus qui vont se reproduire durant une génération et la sélection pour le remplacement, ou plus simplement le remplacement, qui détermine quels individus devront disparaître de la population.

Étape 4 : Reproduction

On utilise des opérateurs génétiques (croisement et mutation) pour produire la nouvelle génération. Les opérateurs de mutation modifient un individu pour en former un autre tandis que les opérateurs de croisement engendrent un ou plusieurs enfants à partir de combinaisons de deux parents.

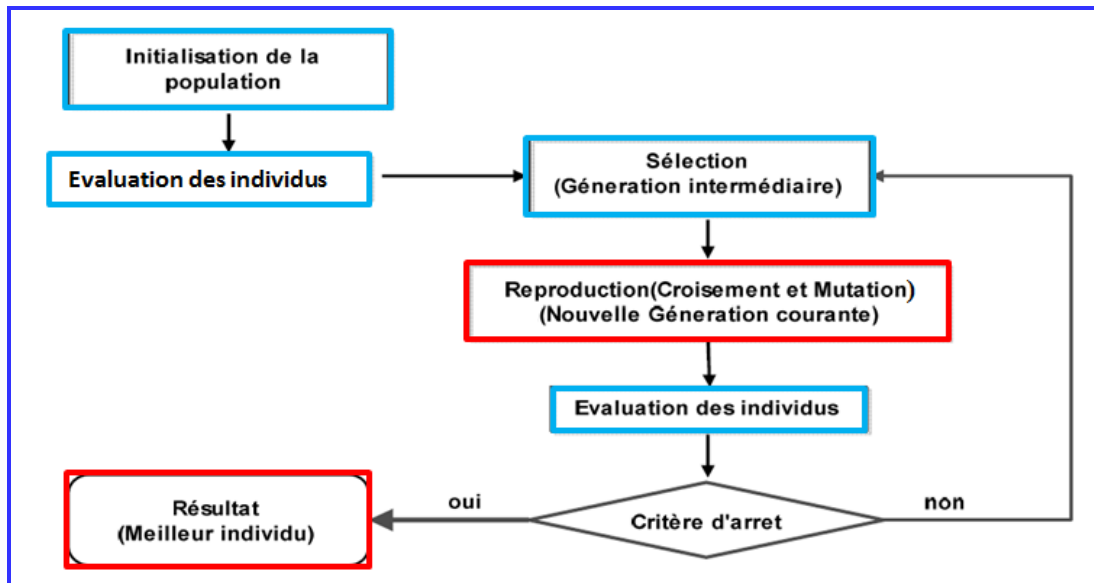


Figure I-2 : Organigramme de l'Algorithme Génétique

- **La forme classique d'un Algorithme Génétique**

Un Algorithme Génétique a la forme classique suivante :

1. Initialiser la population initiale P
2. Évaluer P
3. Tant que (Pas Convergence) faire :
 - P' = Sélection des Parents dans P
 - P' = Appliquer Opérateur de Croisement sur P'
 - P'' = Appliquer Opérateur de Mutation sur P'
 - P = Remplacer les anciens de P par leurs descendants de P''
 - Évaluer p

Fin Tant-que

Le critère de convergence peut être de nature diverse, par exemple :

- Un taux minimum qu'on désire atteindre d'adaptation de la population au problème
- Un certain temps de calcul à ne pas dépasser, Figure (I-2)
- Une combinaison de ces deux points

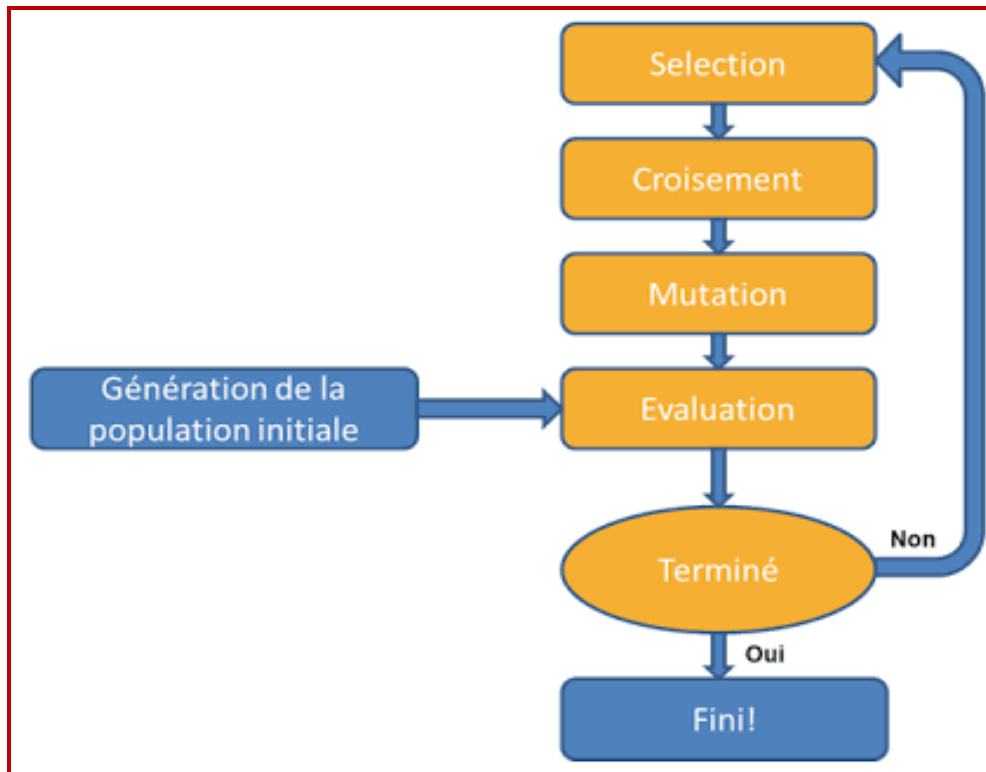


Figure I-3 : Etapes d'un Algorithme Génétique

I-1.3. Caractéristiques des algorithmes génétiques

Les algorithmes génétiques, en tant qu'approche de résolution de problèmes, se caractérisent par certains aspects particuliers : le codage des paramètres du problème à traiter, l'espace de recherche et la fonction d'évaluation qui permet de déterminer la pertinence d'une solution trouvée et l'évolution d'une génération à une autre par la sélection des chromosomes qui participent à la reproduction et les chromosomes à disparaître [4].

I-1.3.1. Le codage

Le codage est une fonction qui permet de passer de la donnée réelle du problème traité à la donnée utilisée par l'Algorithme Génétique, Figure (I-4). Le choix du codage est l'élément le plus important dans la conception de l'algorithme puisqu'il permet d'une part de représenter les données, les paramètres et les solutions et d'autre part il influe sur la mise en œuvre des opérations génétique telles que le croisement et la mutation qui influent directement sur le bon déroulement de l'Algorithme Génétique et de leur convergence vers la bonne solution.

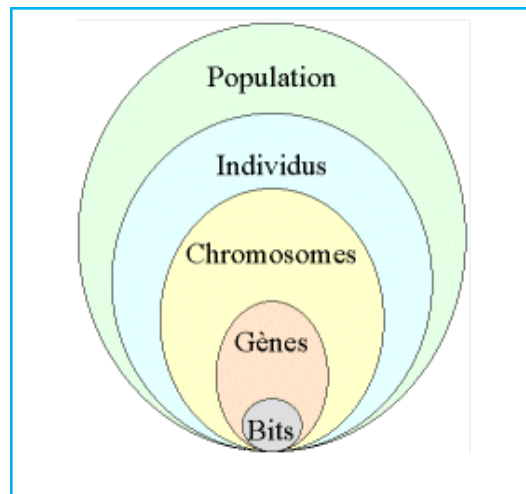


Figure I-4 : Les cinq niveaux d'organisation d'une population d'un Algorithme Génétique [4]

Généralement on a trois types de codage les plus utilisés :

1. Représentation binaire

Chaque gène dispose du même alphabet binaire (**0,1**). Un gène est alors représenté par un entier, les chromosomes, qui sont des suites de gènes sont représentés par des tableaux de gènes et les individus de l'espace de recherche sont représentés par des tableaux de chromosomes.

2. Représentation réelle

Contrairement au codage binaire, un gène est représenté par une suite de bits (un bit dans le code binaire) qui est associé à un réel. Ce type de codage peut être utile notamment dans le cas où l'on recherche le maximum d'une fonction réelle, Figure (I-5).

Exemple :

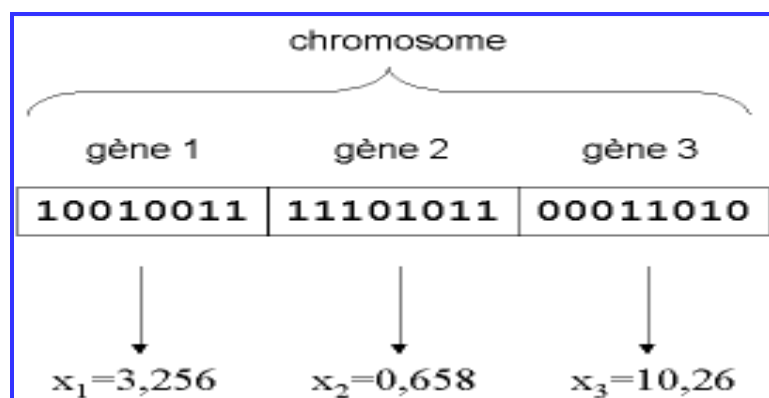


Figure I-5 : Schéma du codage réel

3. Représentation à l'aide d'arbres syntaxiques

Ce type de codage utilise une structure arborescente (une racine de laquelle peuvent être issus un ou plusieurs fils eux-mêmes des arbres).

Un arbre syntaxique est un arbre contenant deux types de nœuds [4] :

1. les nœuds internes ou « symboles non terminaux »
2. les feuilles ou « symboles terminaux »

Ce type de codage peut être utilisé lorsque la taille du problème ou de la solution n'est pas finie. Son inconvénient est qu'on peut trouver des arbres de solutions de taille importante difficile à analyser.

I-1.3.2. La fonction d'évaluation (Fonction objectif)

La fonction de performance qu'on appelle aussi fonction d'adaptation, fonction objectif ou fonction fitness associe une valeur de performance à chaque individu ce qui offre la possibilité de le comparer à d'autres individus et permet à l'Algorithme Génétique de déterminer qu'un individu sera sélectionné pour être reproduit ou pour déterminer s'il sera remplacé [4], Figure (I-6).

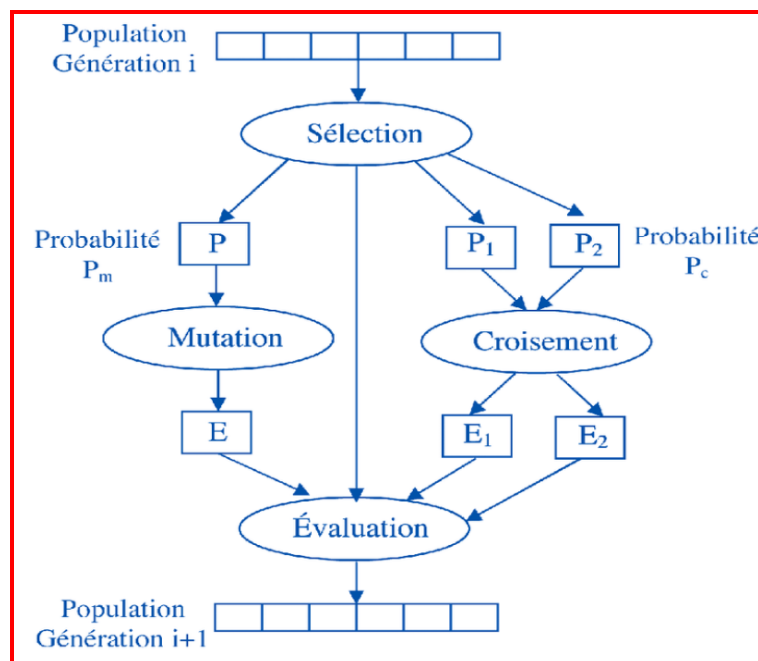


Figure I-6 : Principe générale de l'évolution d'une population d'un Algorithme Génétique

I-1.4. Les opérateurs génétiques

La reproduction est le processus qui permet de construire une population $i+1$ à partir d'une population i . Ce processus est constitué par l'utilisation de l'opération de sélection, de l'opération de croisement ou/et de l'opération de mutation, Figure (I-6).

I-1.4.1. La sélection

L'opération de sélection permet de déterminer quels individus sont plus enclins à obtenir les meilleurs résultats [4]. On trouve deux types de sélection :

1. La sélection pour la reproduction

On l'appelle tout simplement l'opération de sélection, et elle permet de choisir les individus qui participent à une reproduction (croisement ou mutation). Cette opération choisit, généralement, les individus les plus forts (meilleurs scores d'adaptation) pour produire les enfants les plus performants.

2. La sélection pour le remplacement

On l'appelle tout simplement l'opération de remplacement, et elle choisit les individus les plus faibles pour être remplacés par les nouveaux.

On trouve plusieurs techniques (méthodes) de sélection :

a- La loterie biaisée ou roulette Wheel

Cette méthode est la plus connue et la plus utilisée, Figure (I-7). Avec cette méthode chaque individu a une chance d'être sélectionné proportionnelle à sa performance, donc plus les individus sont adaptés au problème, plus ils ont de chances d'être sélectionnés. Pour utiliser l'image de la "roue du forain", chaque individu se voit attribué un secteur dont l'angle est proportionnel à son adaptation, sa "fitness". On fait tourner la roue et quand elle cesse de tourner on sélectionne l'individu correspondant au secteur désigné par une sorte de "curseur", curseur qui pointe sur un secteur particulier de celle-ci après qu'elle se soit arrêtée de tourner.

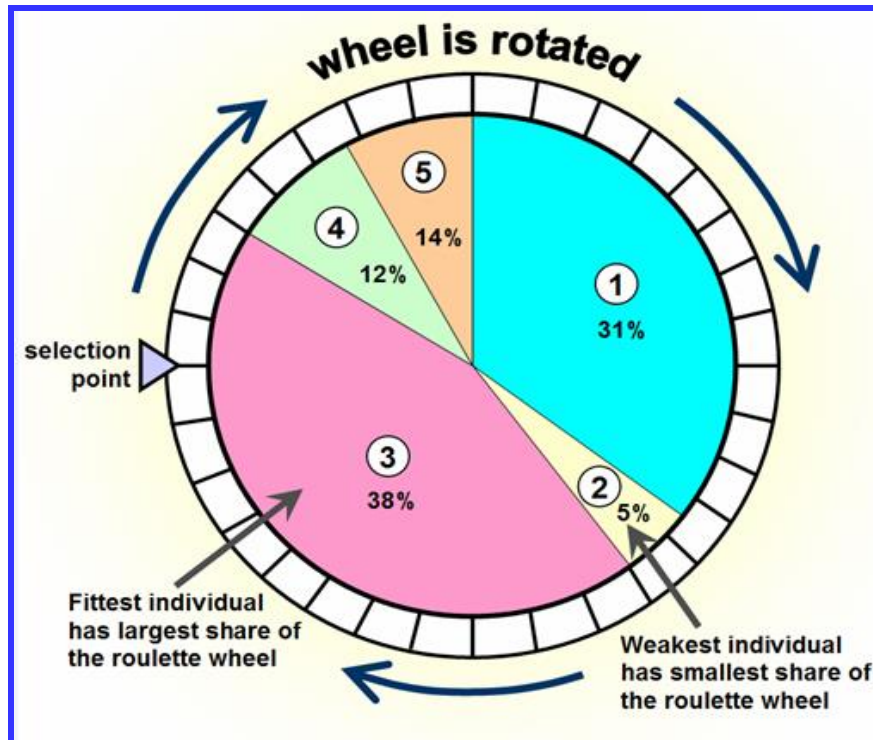


Figure I-7 : Méthode de sélection de la loterie biaisée

b- La méthode élitiste

Cette méthode consiste à sélectionner les n individus dont on a besoin pour la nouvelle génération P' en prenant les n meilleurs individus de la population P après l'avoir triée de manière décroissante selon le fitness de ses individus.

c- La sélection par tournois

Cette méthode est celle avec laquelle on obtient les résultats les plus satisfaisants. Le principe de cette méthode est le suivant : on effectue un tirage avec remise de deux individus de P , et on les fait "combattre". Celui qui a le fitness le plus élevé l'emporte avec une probabilité p comprise entre 0.5 et 1 . On répète ce processus n fois de manière à obtenir les n individus de P' qui serviront de parents. La variance de cette méthode est élevée et le fait d'augmenter ou de diminuer la valeur de P permet respectivement de diminuer ou d'augmenter la pression de la sélection.

d- La sélection universelle stochastique

Cette méthode semble être très peu utilisée et qui plus est possède une variance faible, donc introduit peu de diversité.

Le principe de cette méthode : On prend l'image d'un segment découpé en autant de sous-segments qu'il y a d'individus. Les individus sélectionnés sont désignés par un ensemble de points équidistants.

I-1.4.2. Le croisement

L'opération de croisement (crossover) est une opération de reproduction qui permet l'échange d'information entre les chromosomes (individus). Il utilise deux parents pour former un ou deux enfants. Les deux parents sont choisis par l'opération de sélection. Le croisement permet l'innovation (les enfants sont différents de leurs parents) et repose sur l'idée que deux parents performants produiront des enfants plus performants. Le taux de croisement détermine la proportion des individus qui sont croisés parmi ceux qui remplaceront l'ancienne génération.

Il existe plusieurs types de croisement parmi lesquels on trouve : le croisement en **1** point, le croisement en deux points et le croisement en **N** points, ces types sont résumés dans la figure suivante, Figure **(I-8)**.

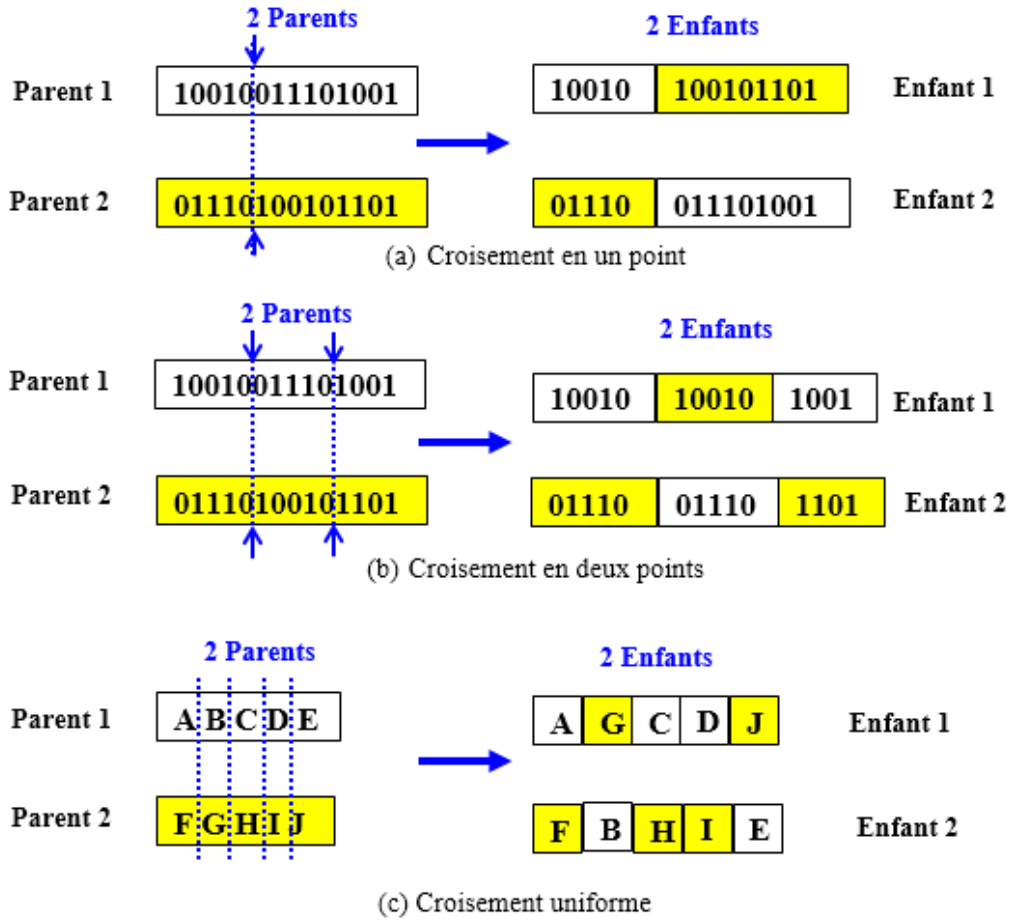


Figure I-8 : Principe de croisement

I-1.4.3. La mutation

Le rôle de cet opérateur est de modifier aléatoirement, avec une certaine probabilité, la valeur d'un composant de l'individu [4]. La Figure (I-9) présente un exemple de mutation de chromosome tel que le gène **gi** est retiré aléatoirement et est remplacé par le gène **g'i**.

La mutation est un phénomène rare mais permet d'explorer de nouvelles zones dans l'espace de recherche et aide l'Algorithme Génétique à possiblement aller vers une solution optimale globale, sans rester pris dans une solution optimale locale. En effet les preuves théoriques de convergence des (AG) peuvent fonctionner sans croisement, mais pas sans mutation.

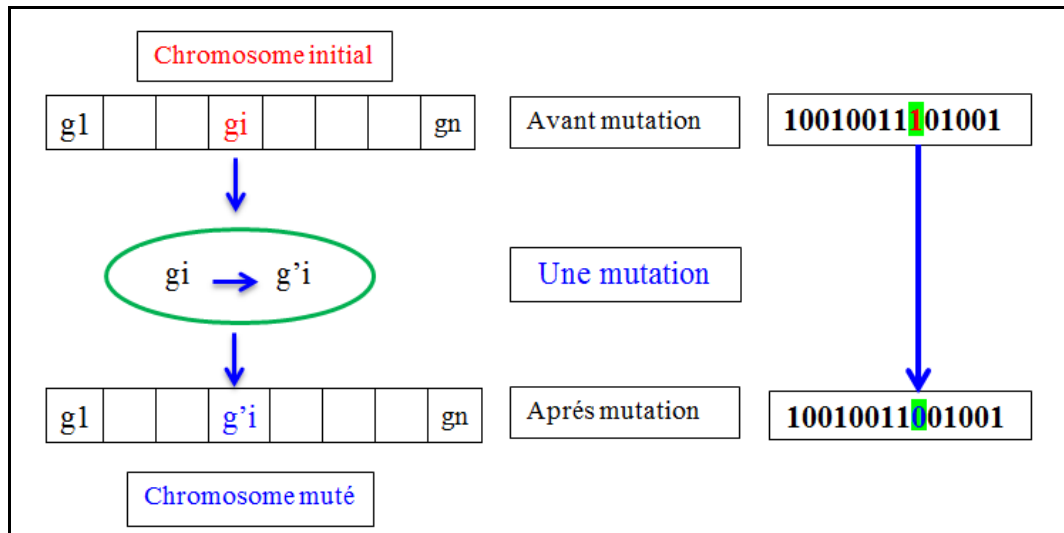


Figure I-9 : Principe de mutation

I-1.5. Critères d'arrêt

Le cycle de génération et de sélection de population est répété jusqu'à ce qu'un critère d'arrêt soit satisfait, ce critère peut être notamment un nombre maximum de générations, un temps maximal de calcul, une valeur de fitness minimale, ou/et une convergence vers une solution satisfaisante. Les valeurs de tels paramètres dépendent fortement de la problématique étudiée.

Conclusions

Les algorithmes génétiques sont les approches méta-heuristiques les plus répandues pour résoudre des problèmes difficiles d'optimisations et de recherche. Leur efficacité est déterminée par les opérateurs génétiques qui sont utilisés et par la fonction d'évaluation.

Une fonction d'évaluation permet d'augmenter le champ d'utilisation de ces approches génétiques. Alors que la possibilité d'utiliser le parallélisme dans l'exécution de ces algorithmes permet un gain important en temps d'exécution.

Ce chapitre fait clairement apparaître la richesse des applications des (AG) en économie, concernant leur puissance et leur pertinence.

I-2. Généralités sur les échangeurs de chaleur tubulaires

I-2.1. Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés [1].

On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Les échangeurs thermiques sont des dispositifs destinés à favoriser l'échange thermique entre deux fluides ou plus, sans que les fluides ne se mélangent [1].

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid [1].

Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement (pompe, ventilateur). Pour augmenter cet échange, et donc le transfert d'énergie, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs, bouilleurs...) système utilisé couramment dans les machines thermiques ou le caloduc.

I-2.2. Caractéristiques des échangeurs de chaleur

En préalable à l'exposé des méthodes et des modèles de calcul, il est indispensable de présenter sommairement les principales dispositions géométriques qui sont retenues dans la réalisation des échangeurs de chaleur, car elles conditionnent évidemment la nature des écoulements et le calcul des transferts thermiques.

I-2.2.1. Disposition des écoulements des échangeurs de chaleur

Dans les échangeurs à fluides séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux grandes catégories [1] :

Ou bien les vecteurs des vitesses des écoulements sont parallèles

- s'ils sont de même sens, les écoulements sont dits à co-courant
- s'ils sont de sens contraire, les écoulements sont dits à contre-courant.

I-2.2.2. Aspect externe d'un échangeur de chaleur

Vu de l'extérieur, un échangeur se présente comme une boîte noire pourvue, comme un quadripôle électrique, de deux entrées et de deux sorties. Il est bien commode de mesurer les caractéristiques essentielles du fonctionnement de l'échangeur à chaleur, l'un de ces quatre pôles, plutôt que de faire des mesures forcément plus délicates à l'intérieur. C'est ainsi que nous établirons pour chacun des fluides 1 ou 2 des paramètres mesurables et mesurés à l'entrée et à la sortie de chacun d'eux [8] :

- l'état : liquide, gazeux
- le débit-massique, constant de l'entrée à la sortie
- la température, variable dans l'échangeur
- la pression, peu variable

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

Il est entendu que l'on connaît par ailleurs les caractéristiques thermophysiques de chacun des deux fluides et notamment :

- la capacité thermique massique (chaleur massique)
- la masse volumique
- la conductivité thermique
- la viscosité

Ainsi que les lois de variation avec la pression, et surtout avec la température, de ces différents paramètres.

Pour les fluides, les caractéristiques thermophysiques varient peu avec la pression (pas du tout pour un gaz parfait). En revanche, les variations avec la température sont souvent d'une grande amplitude.

Par ailleurs, et comme les différents paramètres qui gouvernent le fonctionnement de l'échangeur ont aux entrées-sorties des valeurs privilégiées parce qu'aisément mesurables, une théorie du fonctionnement interne visera donc à calculer pour chacun des fluides les paramètres essentiels de l'évolution en fonction précisément des valeurs aux entrées-sorties.

Le schéma de principe Figure (I-10) serait cependant fort incomplet s'il n'y était adjoint, extérieurement au quadripôle, deux pompes (ou ventilateurs) destinées à mettre en mouvement les fluides 1 et 2 à l'intérieur de l'échangeur, en générant pour chacun des fluides entre l'entrée et la sortie une différence de pression égale à la perte de pression visqueuse à l'intérieur de l'échangeur.

Cette perte de pression (perte de charge) dépend pour chacun des fluides :

- de la nature du fluide
- de sa température : le coefficient de viscosité qui gouverne cette perte de pression y est très sensible

- de son débit et de la géométrie interne de l'échangeur de chaleur. Cette variation de pression pour le fluide considéré se fait autour d'une pression moyenne qui est la pression de service.

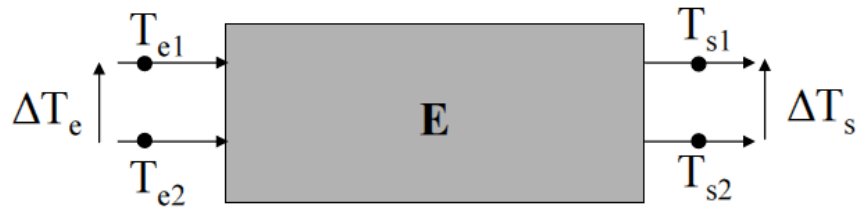


Figure I-10 : Schéma du quadripôle [9]

I-2.2.3. Aspect interne d'un échangeur de chaleur

Que se passe-t-il à l'intérieur du quadripôle ? Il faut, pour le savoir, suivre l'évolution thermique d'un élément de volume $d\tau$ de l'un des fluides qui circule en trois dimensions (x, y, z). Souvent, grâce aux notions de la température de mélange et de la vitesse de débit on pourra repérer l'élément par sa seule abscisse curviligne s depuis l'entrée jusqu'à la sortie après un trajet de longueur L [9].

L'évolution de ce fluide est évidemment couplée à celle du deuxième fluide et les deux calculs doivent donc être concomitants.

En général la section droite de passage A d'un fluide est constante de 0 à L en exceptant les zones de distribution ou de collectage du fluide au voisinage de l'entrée ou de la sortie.

Cette section A , éventuellement somme des différentes sections droites des canaux élémentaires si plusieurs de ceux-ci sont montés en parallèle, est limitée par un périmètre mouillé Pm du canal ou de l'ensemble des canaux...

La partie de ce périmètre qui se trouve sur la paroi d'échange qui sépare les deux fluides est appelée périmètre thermique Pt . Dans certains cas, le périmètre thermique est égal au périmètre mouillé.

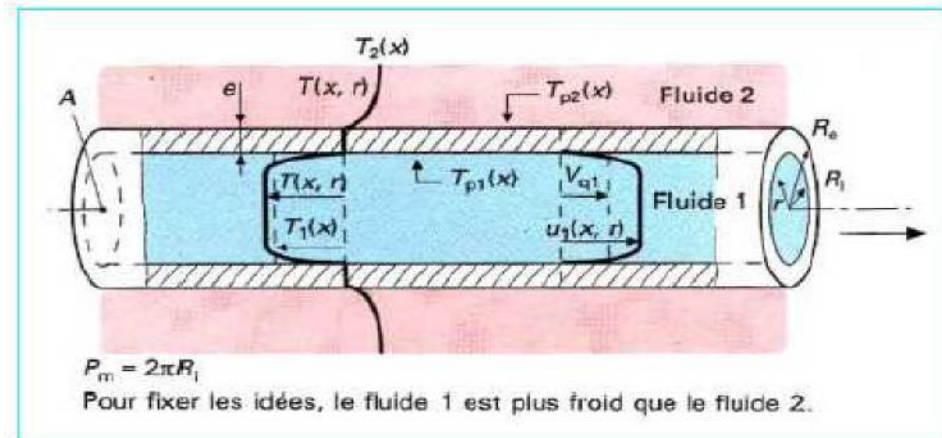


Figure I-11 : Profil de température et de vitesse dans un tube [9]

I-2.3. Echangeurs de chaleur tubulaires

Un échangeur de chaleur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide chaud circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes et vice-versa. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur [1].

Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit trois tubes coaxiaux (échangeurs triple tubes), soit un faisceau de tubes enfermés dans une enveloppe appelée calandre [1].

I-2.3.1. Echangeurs de chaleur à double-tubes coaxiaux (ECDTC)

Cet échangeur de chaleur est un type d'échangeurs de chaleur classique continu, il fonctionne avec deux fluides (l'un froid et l'autre chaud) où l'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire, les deux fluides pouvant circuler dans le même sens (parallèle, anti-méthodique ou co-courant) ou en sens contraire (méthodique ou contre-courant), voir Figures (I-12 et I-13) [1].

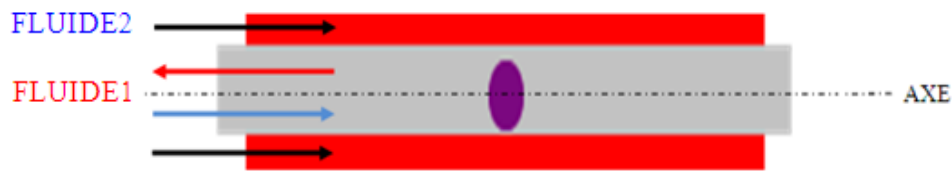


Figure I-12 : Coupe longitudinale d'un échangeur de chaleur à double tube

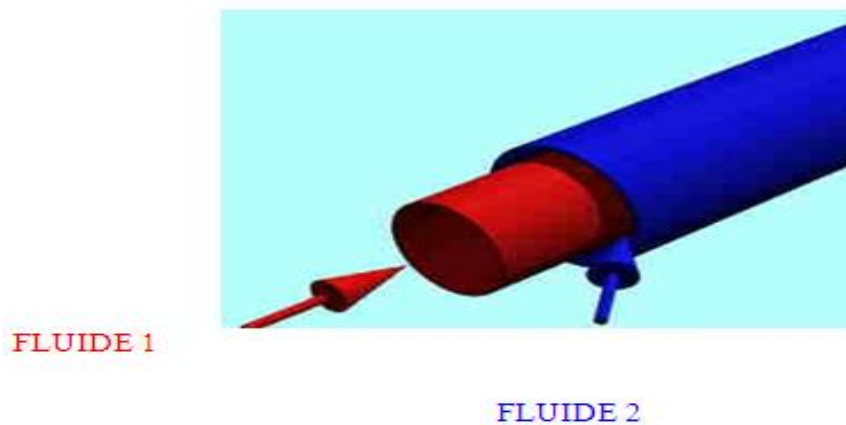


Figure I-13 : Echangeur de chaleur à double tube

I-2.3.2. Échangeurs de chaleur à trois-tubes coaxiaux (ECTTC)

C'est un type nouveau d'échangeurs de chaleur continus, est similaire à l'échangeur de cité ci-dessus (double tube), la différence que le tube annulaire intermédiaire, ainsi que ce type d'échangeur fonctionne avec trois fluides (l'un froid et les deux autres chauds ou vice-versa) où l'un des fluides s'écoule dans le tube annulaire intermédiaire et les deux autres dans l'espace annulaire externe et central, les trois fluides pouvant circuler dans le même sens (anti-méthodique) ou en sens contraire (méthodique), voir Figures (I-14 et I-15).



Figure I-14 : Coupe longitudinale d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux

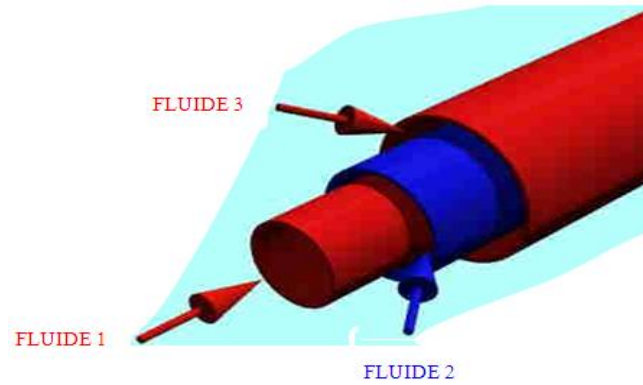


Figure I-15 : Echangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux

Les échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux intensifient l'échange de chaleur à travers un passage d'écoulement additionnel et une grande surface d'échange de chaleur par unité de longueur comparé à un échangeur de chaleur à double tubes coaxiaux. Et on insistera dans notre étude uniquement sur ce type d'échangeur.

Conclusion

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédés avec un coût minimal d'investissement (échangeur optimal).

I-3. Revue bibliographique

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique, on doit le trouver dans plusieurs applications énergétiques, récupération de l'énergie, industrie agroalimentaire, industrie chimique et pharmaceutique, etc.

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur dans l'utilisation pratique. Les principes des transferts de chaleur, de l'écoulement et de la performance de plusieurs échangeurs de chaleur ou de l'évaluation de la performance de chaleur ont été établis dans littérature.

Les échangeurs de chaleurs à trois-tubes coaxiaux (ECTTC) sont utilisés pour différents produits et se trouvent dans les industries agro-alimentaires, pharmaceutiques, nucléaires, etc. Tous les produits liquides peuvent être pasteurisés, à travers l'un des ces échangeurs de chaleur. Parmi ces liquides, on peut citer à titre d'exemple : le lait, la crème, le jus de pulpe d'orange, le jus de pomme, le liquide des œufs, les sauces, etc.

L'échangeur de chaleur à trois-tubes coaxiaux (ECTTC) est une version légèrement modifiée d'un échangeur de chaleur à double tube, il est conçu de trois tubes concentriques traversé par trois fluides qui échangent de la chaleur entre eux, l'un des fluides (à chauffer ou à refroidir) circule dans l'anneau interne formé entre le tube intérieur et l'espace annulaire externe. Par conséquent, l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique améliore le transfert de chaleur à travers un passage d'écoulement supplémentaire et une plus grande surface de transfert de chaleur par unité de longueur comparé à un échangeur de chaleur à double tube concentrique.

Les échangeurs de chaleur à trois-tubes coaxiaux (ECTTC) intensifient l'échange de chaleur à travers un passage d'écoulement additionnel et une grande surface d'échange de chaleur par unité de longueur comparé à un échangeur de chaleur à double tube concentrique.

La complicité d'écoulement des fluides (méthodique et anti-méthodique) et de la géométrie de ces échangeurs de chaleur, signifie que les possibilités d'avoir des solutions analytiques sont très limitées avec des hypothèses simplificatrices (approches analytiques tel que les facteurs ; E, NUT, etc.). Les méthodes numériques permettent de résoudre les

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

équations locales régissantes avec un peu de dégâts ou restrictions. Des importantes variétés des situations techniques peuvent être traitées en supposant un écoulement unidimensionnel en régime permanent ou transitoire (régime instationnaire).

Dans le but d'optimiser l'efficacité des échangeurs de chaleur et par conséquent la consommation d'énergie et le coût, plusieurs méthodes générales et performantes de prédiction du comportement ont été développées. Dans ce qui suit, on cite les études qui nous paraissent les plus importantes sur le dimensionnement des échangeurs de chaleur à trois-tubes coaxiaux (ECTTC) en utilisant les différentes techniques d'optimisation.

Des études ont été menées sur les échangeurs impliquant trois fluides en régime permanent par [Morley T. \(1933\) \[10\]](#). Le régime transitoire (températures et flux variables avec le temps) des échangeurs de chaleur concentrique a été étudié par [Bellotty J.J. et al \(1979\) \[11\]](#). La solution numérique dans les zones d'écoulement du fluide a été faite par la discrétisation des équations régissantes unidimensionnelles, basées sur la méthode implicite (pas par pas) efficacement couplée sur des volumes de contrôle [Escanes F. et al \(1995\) \[12\]](#).

[Zuritz C. \(1990\) \[13\]](#) a ensuite développé un ensemble d'équations analytiques qu'il a résolu en utilisant la méthode des transformées de Laplace pour calculer la distribution de température dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique à configuration contre-courant.

[Sekulic D. \(1994\) \[14\]](#) a présenté une autre technique dont laquelle il a fourni des formules explicites pour déterminer les distributions de température des trois fluides. En régime permanent pour le cas où la conduction dans les fluides et les parois est nulle, les coefficients d'échange de chaleur par convection sont indépendants de la température, du temps et de la position. Il a donné aussi une expression analytique unique pour la détermination du croisement des températures pour n'importe quelle combinaison de fluides.

[Unal A. \(1998\) \[15\]](#) a développé dans une première partie théorique un système d'équations différentielles pour un échangeur de chaleur à triple tube concentrique isolé thermiquement de l'ambiance extérieure pour les conditions d'un écoulement développé. Les dérivées des équations régissantes consistent aux équations aux dérivées partielles ordinaires de deuxième ordre pour le tube central et l'espace annulaire extérieur, et une équation

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

différentielle aux dérivées partielle du premier ordre pour l'écoulement dans l'espace annulaire intérieur. Les équations résultantes expriment les variations de la température des trois fluides le long de l'échangeur de chaleur, pour les deux arrangements contre-courant et co-courant, elles permettent d'effectuer les calculs de conception, de performance et d'étudier les effets de divers paramètres sur la performance et les dimensions de l'échangeur de chaleur.

Unal A. (2001) [16] a complété son étude théorique approfondie menée sur [ETTC] en (1998) par plusieurs études de cas sur un échangeur de chaleur liquide-liquide d'une manière systématique, y compris toutes les combinaisons de type de flux des trois fluides. Les résultats ont été présentés sous forme graphique afin de mieux comprendre l'influence des rayons des tubes sur la performance et la taille de l'échangeur de chaleur. Les études de cas comprennent à la fois les calculs des performances et la conception réalisées sur les deux types d'échangeurs de chaleur : double et triple tube concentrique à contre-courant. Il a démontré clairement que :

- Les dimensions relatives des tubes (rayons de tubes) qui forment l'échangeur influent fortement sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur et/ou sur la longueur.
- L'optimisation de l'efficacité de l'échangeur thermique améliore la performance de l'échangeur de chaleur et l'optimisation de la longueur permet d'épargner l'espace et le métal par rapport [EDTC] de même diamètre du tube extérieur.

Unal A. (2003) [17] a présenté plusieurs cas étudiés pour un arrangement à contre-courant et il a démontré que la performance et la taille de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique dépendent fortement des rayons des trois tubes concentriques.

Seo Y. C. et al. (2002-2005) [18-19] ont étudié l'effet transversal de courbure de l'échangeur de chaleur sur la structure turbulente d'écoulement près de paroi dans un anneau concentrique.

Sahoo P.K. et al. (2002-2003) [20-21] ont développé une technique itérative pour l'estimation précise des coefficients de transfert de chaleur et des coefficients globaux de transfert de chaleur (surface intérieure du tube intermédiaire et surface externe du tube interne) dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique hélicoïdal. La méthode démontre la précision de l'estimation des coefficients de chaleur lorsque les deux surfaces sont considérées.

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

Sahoo P.K. et al. (2005) [22] ont étudié le phénomène d'encrassement dans l'échangeur de chaleur au cours de traitement à haute température du lait, la température augmente à partir de 90°C à 150°C pendant le processus de stérilisation. A cette température élevée, les minéraux et les protéines dénaturées se précipitent sur la surface de l'échangeur de chaleur, cet encrassement agit comme résistance au transfert de chaleur et donc la performance de l'échangeur est réduite. Utilisant l'hydrodynamique et le concept de l'équilibre d'énergie un modèle mathématique est formulé. La simulation est effectuée avec le modèle pour prédire le comportement de l'encrassement en fonction du temps et position avec un échangeur thermique à triple tube concentrique hélicoïdal. A partir des résultats de simulation, les auteurs ont conclu que lors d'une première période de fonctionnement le dépôt d'encrassement est uniforme sur toute la longueur de l'échangeur de chaleur, cela est dû à la température constante de la paroi. Avec la progression du temps le dépôt d'encrassement et également le nombre de Biot augmentent vers la sortie de l'appareil puisque la température de l'interface entre le dépôt d'encrassement et le lait approchent vers une température élevée. Le dépôt de l'encrassement se stabilise après 105 min puisque aucun dépôt ne se produit après ce temps.

Garcia-Valladares O. et al. (2004) [23] ont développé une étude numérique unidimensionnelle du comportement thermique des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique, les équations qui régissent le phénomène sont discrétisées par la méthode implicite pas par pas pour les fluides et un schéma numérique de différences finies centrale implicite et la résolution ligne par ligne pour les parois des tubes. Mais il a présenté seulement les résultats en régime permanent, il les a comparé avec les résultats obtenus dans la littérature technique d'Unal (2001) dans le but de vérifier et de valider le modèle numérique.

Garcia-Valladares O. et al. (2009) [24] ont donné les résultats détaillés de leur simulation numérique avec les données expérimentales obtenues par le laboratoire de Sandia National.

Batmaz E. et al. (2005) [26] ont déterminé les coefficients d'échange globaux des fluides dans un [ETTC] en utilisant les équations de bilan énergétique dans un volume de contrôle.

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

Batmaz E. et al. (2003-2008) [25-27] ont comparé l'efficacité de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique à celle d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique, ils ont observé que pour des essais de l'échangeur de chaleur à contre-courant, la valeur de l'efficacité de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique est plus élevée que celle de l'échangeur de chaleur à double tube concentrique ayant les mêmes diamètres que le tube interne et le tube externe de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Pour l'arrangement co-courant, les résultats ont montré que dans certains cas l'échangeur à double tube concentrique peut atteindre des valeurs d'efficacité plus élevées que l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique. La diminution de l'efficacité de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique est due au croisement de température.

Bielskit S. et al. (2005) [28] ont présenté une solution du système d'équations aux dérivées partielles décrivant le domaine de température transitoire dans un échangeur à trois fluides à courant parallèles avec deux connexions de chaleur entre les courants de fluide. Le système d'équations est résolu analytiquement par la technique de la transformée de Laplace. La solution analytique est formulée pour le cas particulier où le troisième fluide caractérise la capacité de chaleur infinie.

Nema P.K. et al. (2005) [29] ont développé un modèle numérique qui peut être utilisé pour contrôler la température ou la pression de la vapeur d'eau, pour surmonter la chute de température de sortie du lait causée par l'encrassement dans un échangeur à triple tube concentrique hélicoïdal. La politique de fonctionnement optimale est d'augmenter la température de la paroi progressivement pour lutter contre les pertes de chaleur due à l'encrassement. Ce travail suggère que le modèle proposé peut être utile pour prédire l'augmentation de la température ou de la pression de vapeur nécessaire pour commander la chute de température de sortie du lait affecté par l'encrassement dans un échangeur de chaleur tubulaire.

Nema P.K. et al. (2006) [30] ont présenté dans un deuxième article un modèle amélioré de simulation qui peut être utilisé pour prédire l'épaisseur de l'encrassement et la température de sortie du lait dans un échangeur de chaleur à triple tube hélicoïdal.

Radulescu S. et al. (2012) [31] ont établi un algorithme de calcul du coefficient de transfert de chaleur h d'un fluide chaud (eau) qui s'écoule à travers l'espace annulaire interne

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

d'un échangeur à triple tube concentrique avec circulation à contre-courant et sans changement de phase. Le régime d'écoulement est transitoire dans le tube central et l'espace annulaire intérieur et laminaire dans l'espace annulaire extérieur. L'objectif de l'étude est d'établir une corrélation qui permet la détermination du coefficient partiel du fluide chaud. La nouvelle corrélation développée pour la conception des dispositifs de transfert de chaleur pour un échangeur de chaleur à double et triple tube concentrique. Pour leurs conditions d'applications, l'incertitude de calcul est de 8%. Le coefficient de transfert de chaleur obtenu h pour l'eau chaude varie entre 1116 et 2254 W/m². °C.

Peigne P. et al. (2013) [32] a réalisé un prototype d'un échangeur de chaleur intégré au niveau du conduit de fumée d'un système combiné de ventilation et de chauffage au bois dans les bâtiments à basse consommation d'énergie. Un modèle mathématique est développé dans le but de prévoir les échanges thermiques qui s'opèrent en régime permanent au niveau d'échange entre les fumées, l'air de ventilation, l'air de combustion et l'environnement extérieur. Le modèle mathématique développé dans cette étude est basé sur les démarches adoptés par Unal (1998, 2001 et 2003) dans ses travaux sur les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique parfaitement isolée. Les solutions analytiques obtenues donnent les températures de sortie des trois fluides circulant au sein du conduit de l'échangeur de chaleur à paroi non isolée. Une étude paramétrique est ensuite conduite en se basant sur un ensemble de paramètres d'entrée dont les valeurs sont prises à partir des mesures expérimentales tels que : longueur, capacité calorifique et diamètre du tube intermédiaire ce qui rend possible d'apprécier l'influence d'une variation de chaque paramètre sur les performances de l'échangeur de chaleur.

Quadir G. et al. (2013) [33] ont réalisé une étude expérimentale sur la performance d'un échangeur de chaleur en régime permanent pour deux configurations d'écoulement, appelés N-H-C et C-H-N pour les conditions isolées et non isolées de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Sous l'arrangement N-H-C. Tous les fluides s'écoulent parallèlement l'un à l'autre. L'eau froide et l'eau normale sont échangées dans l'arrangement C-H-N et le débit d'eau chaude reste inchangé. Ils ont conclu que le transfert de chaleur entre les trois fluides considérés est plus efficace en agencement N-H-C de l'échangeur de chaleur par rapport à l'arrangement C-H-N.

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

Quadir G. et al. (2014) [34] ont mené une étude numérique pour décrire le comportement thermique de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique par la méthode des éléments finis sous les conditions de l'état stationnaire pour les mêmes arrangements cités dans leur étude de (2013). La performance de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique est étudiée pour différents débits et dans les deux cas : échangeur isolé et non isolé de son environnement. Les prédictions numériques des variations de température des trois fluides en utilisant la méthode des éléments finis suivent de près celles obtenues à partir d'expériences. Une étude paramétrique est également réalisée pour montrer l'effet de chaque paramètre de conception (rapport des capacités calorifiques entre le fluide (H) et le fluide (C), le rapport des capacités calorifiques entre le fluide (H) et le fluide (N) et le rapport des coefficients d'échange globaux) sur la distribution de température des différents fluides de l'échangeur de chaleur.

Behera V. et al. (2014) [35] ont réalisé une simulation numérique à l'aide de ANSYS14 sur un échangeur de chaleur à triple tube concentrique pour étudier le transfert de chaleur se produisant entre les trois fluides à des températures différentes pour les deux arrangements contre-courant et co-courant. Les résultats obtenus sont donnés sous forme de profils de température en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur et du coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds pour des débits différents. Le tube extérieur est supposé thermiquement isolé. Les trois fluides considérés sont l'eau chaude dans l'anneau du milieu, l'eau froide et l'eau du robinet dans les tubes intérieur et extérieur alternativement (C-H-N), (N-H-C). Les résultats montrent que le transfert de chaleur est plus efficace pour l'arrangement (N-H-C) en arrangement à contre-courant.

Patrascioiu C. et al. (2015) [36] ont développé un modèle numérique pour prédire les températures de sortie dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime laminaire. Pour l'élaboration du modèle, ils ont utilisé les équations de transfert de chaleur et de la dynamique des fluides, ainsi qu'un algorithme numérique pour résoudre les systèmes d'équations. Les résultats obtenus en utilisant la simulation numérique ont été validés par des essais expérimentaux sur un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux destiné au refroidissement d'un produit pétrolier avec de l'eau.

Boultif N. et Bougriou C. (2017) [37] ont présenté une étude numérique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, pour les deux régimes de fonctionnement

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

transitoire et permanent. Les systèmes d'équations qui gouvernent le phénomène à étudier sont résolus par la méthode des différences finies centrées pour les parois solides. Ils ont utilisé un programme de calcul numérique en langage FORTRAN pour déterminer les variations : des températures (fluides et parois), des deux coefficients d'échange globaux, des pertes de charge des trois fluides en fonction du temps, ainsi que les réponses transitoires aux différentes sollicitations sur les températures d'entrées des fluides. Ils ont montré que la circulation à contre-courant reste la plus efficace même pour ce type d'échangeur de chaleur. Et ils ont présenté aussi une comparaison entre l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique et l'échangeur de chaleur à double tube concentrique.

Les méthodes d'optimisation des échangeurs de chaleur sont très variées. Actuellement, les recherches se concentrent sur l'utilisation des techniques d'optimisation avancées pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur, la méthode de l'Algorithme Génétique permet d'avoir une solution rapide du problème de conception et permet d'examiner un certain nombre de solutions alternatives de qualité. Et le concepteur a plus de degrés de liberté dans le choix final. Dans ce qui suit, on cite les différentes études qui nous paraissent les plus importantes sur le dimensionnement des échangeurs de chaleur en utilisant la technique d'optimisation de l'Algorithme Génétique.

[Antonio C.C. et al. \(2008\) \[38\]](#) ont utilisé une nouvelle procédure pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tube et calandre, et ont proposé, un Algorithme Génétique pour minimiser le coût total de l'équipement, y compris les investissements de capitaux et les frais annuels dépensés pour le pompage. Ils ont obtenu des réductions importantes de coûts (gain de plus de 50%).

[Prabhat K. G., et al. \(2007\) \[39\]](#) ont détaillé un modèle thermodynamique d'un réfrigérateur fondé sur un cycle irréversible de Carnot et ont mis l'accent sur l'échangeur de chaleur. La procédure d'optimisation multi-objectif a été mise en œuvre pour trouver des valeurs optimales de la conception. La minimisation de l'énergie consommée et des coûts des matières premières ont été les deux objectifs considérés.

[Hao P. et Xiang L. \(2008\) \[40\]](#) ont démontré la bonne application de l'Algorithme Génétique (GA) combiné avec la propagation des réseaux de neurones (BP) pour la conception optimale des échangeurs de chaleur à plaques et à ailettes (PFHE). Les principaux

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

objectifs pour la conception PFHE sont le minimum du poids total et du coût total annuel. De cette étude, nous concluons que l'AG combiné avec l'algorithme BP offre une optimisation maximale par rapport aux méthodes d'optimisations classiques.

Xie G.N. et al. (2008) [41] ont optimisé un échangeur de chaleur compact de type plaque et à ailettes (CHE). L'algorithme d'optimisation est l'Algorithme Génétique (GA). Le volume total et / ou le coût total annuel respectivement sont minimisés par l'AG. La géométrie des ailettes est fixée, tandis que les trois paramètres de forme varient pour optimiser avec ou sans contraintes sur la chute de pression. Ils ont montré quand on pose la contrainte sur la chute de pression « CHE » le volume baisse d'environ 30%, soit environ un coût annuel plus bas de 15%, tandis que l'optimisation sans contraintes de la chute de pression fait baisser le volume de 49% ou ceux du coût annuel donné dans la littérature d'environ 16%.

Patel V.K., et Rao R.V. (2010) [42] ont comparé les résultats de l'optimisation en utilisant la technique de PSO à ceux obtenus en employant l'Algorithme Génétique (GA).

Baadache K. et Bougriou C. (2015) [43] ont présenté l'utilisation des Algorithmes Génétiques (GA) dans le dimensionnement de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre où la fonction objectif est le coût total qui est la somme du coût d'investissement de l'appareil et du coût de fonctionnement. Ils ont utilisé la méthode de la différence de température moyenne logarithmique pour le calcul de la surface d'échange. Ils ont trouvé que cet échangeur de chaleur est plus rentable et plus économique que l'échangeur de chaleur à tube et calandre, et la diminution du coût total est d'environ 13,16% ce qui représente 7,250.8 euros du coût total. Ils ont montré aussi que ce dernier puisse augmenter la surface d'échange par unité de volume jusqu'à $340 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Muhammad I. et al. (2017) [44] ont présenté l'optimisation thermique et hydraulique de l'échangeur de chaleur à plaque utilisant l'Algorithme Génétique, et ont présenté les différentes études d'optimisation effectués sur les différents types des échangeurs de chaleur en utilisant l'Algorithme Génétique (GA) sous forme d'un tableau.

System description	Objective function	Genetic algorithm	
		Type	Variables
Heat exchanger networks	Minimize: total annual cost	Multi	7
Plate-fin heat exchanger	Maximize: system reliability	Multi	6
	Minimize: total annual cost		
Shell-and-tube heat exchanger	Maximize: heat transfer rate	Multi	8
	Minimize: total cost		
Plate-fin heat exchanger	Maximize: effectiveness	Multi	4
	Minimize: friction factor f		
Fin-and-tube heat exchanger	Maximize: Colburn factor j	Multi	7
	Minimize: total weight		
Shell and tube heat exchanger	Minimize: total annual cost	Multi	6
	Maximize: Effectiveness		
Plate-fin heat exchanger	Minimize: Total Cost, pressure drop and No. of entropy generation units	Multi	4
	Minimize: friction factor f		
Plate heat exchanger	Maximize: Colburn factor j	Multi	4
	Minimize: cost of heat exchanger		
Plate heat exchanger	Minimize: pressure drop	Multi	6
	Maximize: heat transfer coefficient		
Plate-fin heat exchanger	Minimize: pressure drop	Multi	3
	Minimize: Total Volume		
Shell-and-tube heat exchanger	Minimize: Total Cost	Single	6
	Minimize: Total Cost		
Plate-fin heat exchanger	Minimize: heat transfer units (NTU)	Single	4
Plate heat exchanger	Minimize: Heat transfer area	Single	4
Shell-and-tube heat exchanger	Minimize: total annual cost	Single	3
Organic Rankine Cycle	Minimize: Total Investment Cost	Multi	7
	Minimize: Thermal Efficiency		

Tableau I-1 : Revue des études d’optimisation de l’échangeur de chaleur en utilisant l’Algorithme Génétique (AG) [44]

Après une revue de la littérature existante, on constate qu'un nombre considérable de recherches a été effectué sur les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique. On a constaté que la plupart des méthodes utilisées sont classiques et qu’aucune étude technico-économique basée sur l’algorithme génétique (AG) n’était utilisée sur ce type d’échangeur de chaleur. C’est dans cette optique qu’on propose le présent travail afin d’évaluer l’influence des différents paramètres sur le coût total de l’échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux.

I.4. Notre étude

L'étude complète d'un échangeur de chaleur comporte plusieurs phases telles que : analyse thermique et hydraulique, étude mécanique préliminaire, optimisation économique, projet de fabrication, etc.

En raison de l'utilisation large des échangeurs de chaleur dans des processus industriels, leur minimisation de coût est une cible importante pour des concepteurs et des utilisateurs.

Pour cette étude, on propose un procédé pour la conception optimale des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux, en utilisant un Algorithme Génétique (**AG**) implanté dans le programme MATLAB (**ECTTC**), pour réduire au minimum le coût de l'appareil comprenant l'investissement de capital d'équipement et la somme de dépenses énergétiques annuelles liées au pompage.

On insistera dans cette étude uniquement sur les aspects thermiques, hydrauliques et optimisation économique. Cette étude consiste essentiellement à déterminer :

- Le coefficient d'échange global, le flux de chaleur échangé, la distribution de température des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'appareil.
- Les pertes de charge dans l'échangeur.
- Le meilleur compromis pour une puissance à transférer donnée entre une surface d'échange faible avec des vitesses des fluides élevées, et d'autre part une surface d'échange plus grande, mais avec des vitesses de circulation des fluides plus faibles, en utilisant l'Algorithme Génétique (AG).
- Le meilleur compromis entre l'économie d'énergie et le coût d'achat des systèmes afin d'avoir un coût global minimal en utilisant l'Algorithme Génétique (AG).

CHAPITRE I : Généralités et Synthèse Bibliographique

En général, les conditions normales de fonctionnement sont imposées : débits d'écoulement des fluides, températures d'alimentation des fluides ou températures souhaitées en sortie de l'échangeur de chaleur, la géométrie (diamètres et longueur) et les différents prix.

Pour toutes les formules de notre problème étudié, on pose les hypothèses suivantes :

- 1- régime de fonctionnement stationnaire
- 2- étude unidimensionnelle
- 3- sections de passage constantes
- 4- pertes thermiques supposées nulles (parois isolées)
- 5- fluides monophasiques
- 6- propriétés thermo-physiques des fluides dépendent de la température
- 7- conduction thermique dans le fluide négligeable

La méthode de calcul utilisée est celle de Nombre d'Unité de Transfert, appelée méthode de l'efficacité.

CHAPITRE 00

*Formulation mathématique
du problème*

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

II-1. Introduction	35
II-2. Description d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux (E.C.T.T.C) à circulation contre-courant	36
II-3. Calcul thermique	37
II -3.1. Hypothèses de calcul	38
II -3.2. Calcul des températures	38
II -3.2.1 Ecart de température dans chaque tube	39
II -3.2.2. Ecart de température à l'entrée	39
II -3.2.3. Ecart de température à la sortie	39
II -3.2.4. Ecart de température maximum	40
II -3.2.5. Température moyenne	40
II -3.2.6. Température de paroi	40
II -3.3. Méthode de calcul	41
II-3.3.1. Méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT)	41
II-3.3.2. Flux thermiques maximums.....	43
II-3.3.3. Efficacité d'un échangeur	43
II-3.3.4. Rapport des capacités calorifiques	44
II-3.3.5. Nombre d'unité de transfert NUT	45
II-3.3.6. Expression de l'efficacité (ϵ) en fonction de (Z et NUT)	45
II-3.4. Calcul des coefficients d'échange de chaleur	46
II-3.4. 1. Coefficient d'échange de chaleur global (K).....	46
II-3.4. 2. Coefficient d'échange surfacique pour des tubes et anneaux (h)48	
II-3.4. 3. Nombres adimensionnels	49
II-3.4. 3. 1. Nombre de Reynolds	49
II-3.4. 3. 2. Nombre de Prandtl	49
II-3.4. 3. 3. Nombre de Nusselt	50
II-4. Calcul hydraulique (Calcul de la perte de charge)	51
II-4.1. Perte de charge par frottement	51
II-4.2. Pertes de charge dues à l'entrée et la sortie des fluides	52
II-4.3. Pertes de charges totales	52
II-5. Etude économique (fonction objectif)	53
II-5. 1. Coût total	53
II-5.2.Coût d'investissement	54
II-5.3. Coût d'énergie	54

II-1. Introduction

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide chaud à un autre relativement plus froid.

Le but d'un échangeur de chaleur est de transférer de la chaleur entre un fluide de service (eau, vapeur d'eau, fluide thermique) à un fluide de procédé qui constitue le produit intéressant de la fabrication (jus, sang, confiture, GPL, etc.).

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Il représente 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés aussi bien que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés [45]. On l'utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (nucléaire, chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Il constitue donc un des dispositifs clé du thermicien et est un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie [46].

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Cette partie du travail sera consacrée à la mise en équations du problème physique considéré, en utilisant les équations de conservation gouvernant les transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur tubulaire à contre-courant. La méthode de calcul utilisée sera celle de **NUT** ou de l'efficacité.

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

L'étude de notre échangeur de chaleur comporte :

- L'étude thermique consiste essentiellement à déterminer la surface d'échange thermique nécessaire, le flux d'échange, la distribution des températures des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'échangeur.
- L'étude hydraulique a pour but de déterminer les pertes de charge dans l'appareil.
- L'optimisation économique consiste à trouver le meilleur compromis :
 - Entre la surface d'échange de l'échangeur et la vitesse des fluides s'écoulent dans l'échangeur afin d'avoir une puissance de pompage minimale en utilisant l'Algorithme Génétique (AG).
 - Entre l'économie d'énergie et le coût d'achat des systèmes afin d'avoir un coût global minimal en utilisant l'Algorithme Génétique (AG).

Dans ce qui va suivre, on va formuler mathématiquement l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux Figures (II-1 et II-2). Il est plus efficace qu'un échangeur de chaleur à double tubes coaxiaux d'au moins 70%, voir [15].

II-2. Description d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux (E.C.T.T.C) à circulation contre-courant.

Cet échangeur de chaleur est constitué par des éléments rectilignes de trois tubes concentriques (coaxiaux) raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par des raccords à démontage rapide, et un remplacement des tubes est possible. Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre les trois tubes sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique.

Les tubes sont généralement en acier inoxydable, on utilise également quelquefois des tubes en verre, en graphite, en cuivre, etc.

C'est un type nouveau d'échangeurs de chaleur continus où l'un des fluides s'écoule dans le tube annulaire intermédiaire et les deux autres dans l'espace annulaire et central, les trois fluides pouvant circuler dans le même sens co-courant (anti-méthodique) ou en sens contraire contre-courant (méthodique), voir Figure (II-1).

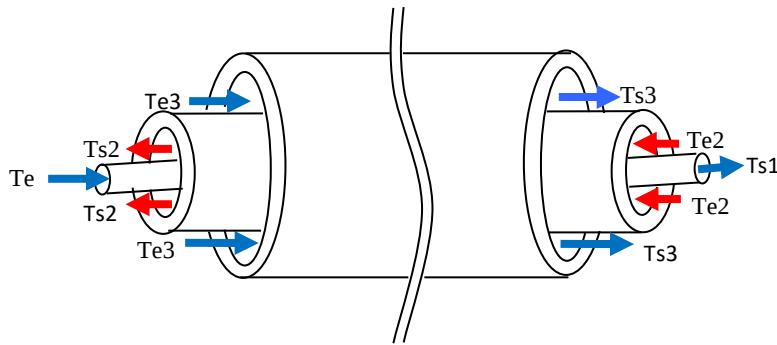


Figure II-1 : Echangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux à (contre -courant).

II-3. Calcul thermique

Dans cette partie, on cite les températures et les performances caractéristiques d'un échangeur à trois tubes coaxiaux.

La performance d'un échangeur est évaluée à partir des trois nombres adimensionnels suivants : le rapport des capacités calorifiques, le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur.

Notre échangeur de chaleur à étudier est constitué de trois tubes coaxiaux. Le premier fluide noté «1» passe dans le tube central de rayons intérieur et extérieur r_{i1} et r_{e1} respectivement et le deuxième fluide noté «2» passe dans l'espace annulaire 1 de rayons intérieur et extérieur r_{i2} et r_{e2} respectivement, le troisième fluide noté «3» circule dans l'espace annulaire 2 de rayons intérieur et extérieur r_{i3} et r_{e3} respectivement. Les trois fluides circulent dans le sens contraire (contre-courant). Ces trois fluides sont séparés par des parois en acier inoxydable notées «1», «2» et «3» à travers lesquelles les échanges de chaleur se font par conduction. La transmission de chaleur entre les fluides et les parois relève de la convection thermique. La paroi du tube extérieure notée «3» sert à séparer le fluide «3» du milieu extérieur comme le montre la Figure (II-1).

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

II -3.1. Hypothèses de calcul

Pour formuler notre problème à étudier, on doit avant tout poser les hypothèses suivantes :

- ❖ 1- Régime de fonctionnement stationnaire
- ❖ 2- Etude unidimensionnelle
- ❖ 3- Sections de passage constantes
- ❖ 4- Echangeur parfaitement isolé (parois 3 isolée)
- ❖ 5- Fluides monophasiques et incompressibles
- ❖ 6- Conduction thermique dans le fluide négligeable
- ❖ 7- Profils de vitesses invariables
- ❖ 8- Les variations d'énergie cinétique sont nulles

La méthode de calcul utilisée est celle de Nombre d'Unité de Transfert (NUT).

II -3.2. Calcul des températures

Les principales températures nécessaires pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique sont schématisées sur la Figure (II-2).

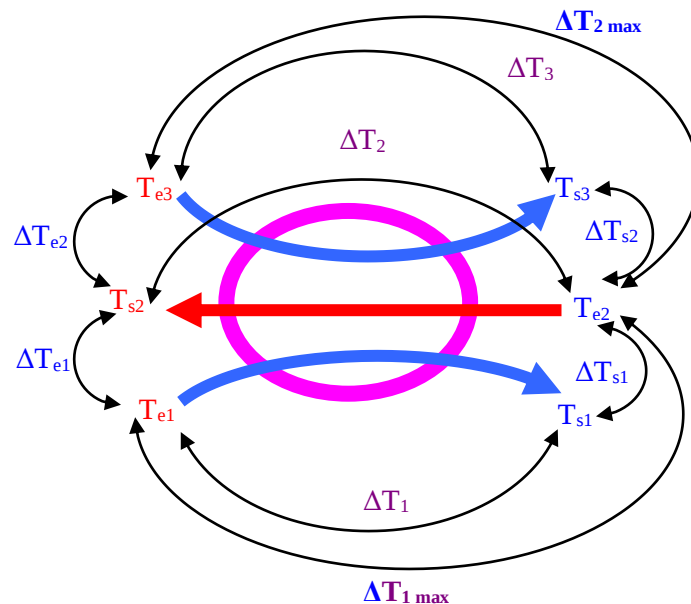


Figure II-2 : Principales températures dans un échangeur à trois tubes coaxiaux à (contre -courant).

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

avec :

T_{e1} , T_{e2} et T_{e3} : températures d'entrée des trois fluides respectivement.

T_{s1} , T_{s2} et T_{s3} : températures de sortie des trois fluides utilisés.

II -3.2.1 Ecart de température dans chaque tube (chaque fluide)

Les différences de températures de chaque fluide (chaque tube) sont définies par :

$$\Delta T_1 = T_{s1} - T_{e1} \quad (\text{échauffement du fluide 1}) \quad (\text{II-1})$$

$$\Delta T_2 = T_{e2} - T_{s2} \quad (\text{refroidissement du fluide 2}) \quad (\text{II-2})$$

$$\Delta T_3 = T_{s3} - T_{e3} \quad (\text{échauffement du fluide 3}) \quad (\text{II-3})$$

Le fluide primaire dans ce cas traité est le fluide noté «1».

II -3.2.2. Ecart de température à l'entrée

L'écart de température à l'entrée de l'échangeur de chaleur (entrée du fluide primaire) entre le fluide primaire «1» et le fluide secondaire «2» et l'écart de température entre le fluide chaud «2» et le fluide froid «3» sont donnés respectivement par les deux relations suivantes :

$$\Delta T_{e1} = T_{s2} - T_{e1} \quad (\text{II-4})$$

$$\Delta T_{e2} = T_{s2} - T_{e3} \quad (\text{II-5})$$

II -3.2.3. Ecart de température à la sortie

L'écart de température à la sortie de l'échangeur de chaleur (sortie du fluide primaire) entre le fluide primaire «1» et le fluide secondaire «2» et l'écart de température entre le fluide chaud «2» et le fluide froid «3» sont donnés respectivement par les deux relations suivantes :

$$\Delta T_{s1} = T_{e2} - T_{s1} \quad (\text{II-6})$$

$$\Delta T_{s2} = T_{e2} - T_{s3} \quad (\text{II-7})$$

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

II -3.2.4. Ecart de température maximum

Dans ce type d'échangeurs, il existe deux écarts maximums de température, le premier entre les entrées des fluides «1» et «2» et le second entre les entrées des fluides «2» et «3». Ils sont donnés respectivement par les relations suivantes :

$$\Delta T_{1\max} = T_{e2} - T_{e1} \quad (\text{II-8})$$

$$\Delta T_{2\max} = T_{e2} - T_{e3} \quad (\text{II-9})$$

II -3.2.5. Température moyenne

Dans un échangeur de chaleur, chaque fluide possède une température moyenne. Elle est calculée pour chaque fluide par :

$$T_{m1} = \frac{T_{s1} + T_{e1}}{2} \quad (\text{II-10})$$

$$T_{m2} = \frac{T_{s2} + T_{e2}}{2} \quad (\text{II-11})$$

$$T_{m3} = \frac{T_{s3} + T_{e3}}{2} \quad (\text{II-12})$$

II -3.2.6. Température de paroi

La température de paroi est généralement inconnue. La détermination de cette température se fait par le calcul suivant.

$$T_{p1} = \frac{(T_{m1} + T_{m2})}{2} \quad (\text{II-13})$$

$$T_{p2} = \frac{(T_{m2} + T_{m3})}{2} \quad (\text{II-14})$$

Dans un échangeur classique les températures des parois intérieures et extérieures T_{pi} , T_{pe} sont très voisines, car la conductivité thermique est très élevée. Ainsi on peut écrire :

$$T_p = T_{pi} = T_{pe} \quad (\text{II-15})$$

II -3.3. Méthode de calcul

Le calcul des échangeurs de chaleur de configurations diverses a longtemps calqué sur celui des échangeurs à courants parallèles. Il existe deux grandes méthodes de calcul des échangeurs de chaleur qui sont la méthode de différence de température logarithmique moyenne ΔT_{LM} et la méthode NUT appelée NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT.

La méthode qui permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs de chaleur à tubes coaxiaux, est la méthode de **NUT** que nous allons décrire ci-dessous [20].

II-3.3.1. Méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT)

Une méthode plus simple à utiliser, et surtout plus générale, est la méthode du **NUT**, ou Nombre d'Unités de Transfert, développée par Kays et London. Cette méthode présente l'avantage de ne requérir que la connaissance des températures d'entrée des fluides, et non celles de sortie.

Par définition, **NUT** est défini comme le rapport entre le produit **KS** de l'échangeur et le débit de capacité thermique le plus faible.

$$NUT = (K S)/(mc_p)_{\min} \quad (II-16)$$

On appelle Z le rapport (inférieur à 1) du débit de capacité thermique le plus faible au plus fort :

$$Z = (mc_p)_{\min}/(mc_p)_{\max} \quad (II-17)$$

Et ε l'efficacité de l'échangeur, définie comme étant le rapport entre le flux de chaleur réellement transféré et le flux maximum possible :

$$\varepsilon = \Phi/\Phi_{\max} \quad (II-18)$$

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

On notera aussi que :

$$\Phi = (mc_p)_{\min}(\Delta T)_{\max} = (mc_p)_{\max}(\Delta T)_{\min} \quad (\text{II-19})$$

$$\text{NUT} = \frac{K S}{(mc_p)_{\min}} = \frac{(\Delta T)_{\max}}{(\Delta T)_{\min}} \quad (\text{II-20})$$

NUT mesure la capacité de l'échangeur à modifier la température du fluide dont le débit calorifique est le plus faible. Il s'agit bien d'un indicateur de la qualité de l'appareil, plus un échangeur de chaleur est performant, plus il permet de réaliser un échauffement ou un refroidissement important d'un fluide avec un faible écart de température avec l'autre.

Cette méthode, plus structurée, comme nous allons le voir repose sur la définition du flux thermique maximum d'une part et de l'efficacité d'autre part.

Pour simplifier les choses, on se place dans le cas d'un échangeur de chaleur de longueur L avec trois tubes concentriques. Le fluide froid circule dans le tube intérieur et le tube annulaire extérieur et le fluide chaud dans le tube annulaire intérieur ou vice-versa.

Les fluides froid et chaud sont respectivement définis par les grandeurs suivantes : débits massiques (m_1 , m_2 et m_3), chaleurs massiques moyennes (Cp_1 , Cp_2 et Cp_3) et températures d'entrée (Te_1 , Te_2 et Te_3) et de sortie (Ts_1 , Ts_2 et Ts_3).

L'échangeur à contre-courants permet d'échanger une quantité plus grande de chaleur qu'un échangeur de chaleur à co-courants. Il est donc le plus utilisé [17]. Néanmoins dans le cas de produits thermosensibles la circulation à co-courant est préférable. En effet la température de paroi du fluide de procédé à réchauffer est toujours plus éloignée de la température du fluide de service, ce qui diminue le risque de surchauffe locale due à des températures de paroi élevées.

II-3.3.2. Flux thermiques maximums

Les flux thermiques maximums transférables par un échangeur à triple tube concentrique sont atteints pour un échangeur de chaleur infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit l'élévation ou l'abaissement de température la plus élevée.

$$\Phi_{\max 1} = \min (m_1 C_{p1}, m_2 C_{p2}) \Delta T_{1\max} \quad (\text{II-21})$$

$$\Phi_{\max 2} = \min (m_3 C_{p3}, m_2 C_{p2}) \Delta T_{2\max} \quad (\text{II-22})$$

II-3.3.3. Efficacité d'un échangeur

Efficacité d'un échangeur est le rapport entre le flux de chaleur effectivement transféré par l'échangeur de chaleur et le flux de chaleur maximal transférable (limite thermodynamique), dans les conditions d'une surface d'échange illimitée. L'efficacité d'un échangeur est un nombre adimensionnel inférieur ou égal à l'unité ($0 \leq \epsilon \leq 1$).

$$\epsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} \quad (\text{II-23})$$

Ou d'une autre façon, on peut écrire :

$$\epsilon_1 = \frac{\max (\Delta T_1, \Delta T_2)}{\Delta T_{1\max}} \quad (\text{II-24})$$

$$\epsilon_2 = \frac{\max (\Delta T_3, \Delta T_2)}{\Delta T_{2\max}} \quad (\text{II-25})$$

La notion d'efficacité découle de ces dernières expressions (II-24) et (II-25) puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis au flux maximum transférable.

II-3.3.4. Rapport des capacités calorifiques

Le rapport des capacités calorifiques (Z) dans les expressions reliant le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur pour les différents types d'échangeurs est pris tel que $0 < Z \leq 1$.

Suivant le cas du fluide qui commande le transfert, les expressions des rapports des capacités calorifiques sont données par :

$$\{ Z_1 = \frac{\min(C_1, C_2)}{\max(C_1, C_2)} \quad (II-26)$$

- Ou

$$\{ Z_1 = \frac{\min(\Delta T_1, \Delta T_2)}{\max(\Delta T_1, \Delta T_2)} \quad (II-27)$$

$$\{ Z_2 = \frac{\min(C_3, C_2)}{\max(C_3, C_2)} \quad (II-28)$$

- Ou

$$\{ Z_2 = \frac{\min(\Delta T_3, \Delta T_2)}{\max(\Delta T_3, \Delta T_2)} \quad (II-29)$$

- avec :

- $C_1 = m_1 C_{p1}$
- $C_2 = m_2 C_{p2}$
- $C_3 = m_3 C_{p3}$

C : capacité calorifique en (W/K).

II-3.3.5. Nombre d'unité de transfert NUT

Le nombre d'unité de transfert (**NUT**) est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la conductance thermique et la capacité calorifique du fluide :

$$NUT_1 = \frac{(K_1 S_1)}{\min(C_1, C_2)} \quad (II-30)$$

$$NUT_2 = \frac{(K_2 S_2)}{\min(C_3, C_2)} \quad (II-31)$$

Le nombre adimensionnel **NUT** caractérise le transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur, sa valeur est élevée et plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

II-3.3.6. Expression de l'efficacité (ϵ) en fonction de (Z et **NUT**)

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides. On peut donc retenir l'expression générale valable dans tous les cas :

$$NUT_1 = \frac{1}{1-Z_1} \ln \frac{1-Z_1 \epsilon_1}{1-\epsilon_1} \quad (II-32)$$

$$NUT_2 = \frac{1}{1-Z_2} \ln \frac{1-Z_2 \epsilon_2}{1-\epsilon_2} \quad (II-33)$$

$$\epsilon_1 = \frac{1 - \exp [(1-Z_1) NUT_1]}{1-Z_1 \exp [(1-Z_1) NUT_1]} \quad (II-34)$$

$$\epsilon_2 = \frac{1 - \exp [(1-Z_2) NUT_2]}{1-Z_2 \exp [(1-Z_2) NUT_2]} \quad (II-35)$$

II-3.4. Calcul des coefficients d'échange de chaleur

II-3.4. 1. Coefficient d'échange de chaleur global (K)

Le problème majeur préalable avant le calcul du flux de chaleur échangé consiste à déterminer le coefficient global de transmission de chaleur (**K**). Toutes les grandeurs physiques sont liées au fluide et dépendent de la température. Elles sont déterminées pour chaque fluide à la température moyenne.

Le coefficient d'échange de chaleur global d'un échangeur de chaleur propre (neuf) (Paroi tubulaire ou cylindrique) rapporté à sa surface extérieure d'échange et donné par les expressions suivantes [47] :

$$\frac{1}{K_{\text{propre}}} = \frac{1}{h_i} \frac{d_{n+1}}{d_1} + d_{n+1} \sum_{j=1}^n \frac{1}{2\lambda_j} \ln \frac{d_{j+1}}{d_j} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{II-36})$$

où :

- K_{propre} : Coefficient d'échange de chaleur global propre en (W/m².K)
- h_i et h_e : Coefficient de convection interne et externe respectivement en (W/m².K)
- d_1 et d_{n+1} : Diamètres interne et externe du tube en (m)
- λ_j : Conductivité thermique de la j ème paroi en (W/m.K)

Quand l'échangeur de chaleur est mis en service, il se produit des dépôts de salissures à l'intérieur et à l'extérieur de la paroi séparatrice, en supposant que les dépôts se sont uniformément répartis sur les parois, le coefficient d'échange global devient :

$$\frac{1}{K_{\text{effectif}}} = \frac{1}{K_{\text{propre}}} + R_e + \frac{d_{n+1}}{d_1} R_i \quad (\text{II-37})$$

R_e et R_i : Résistances thermiques d'encrassement en (m².K/W).

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

La résistance thermique d'encrassement est donnée par :

$$R = \frac{\delta_{enc}}{\lambda_{enc}} \quad (II-38)$$

L'épaisseur δ_{enc} est négligeable devant les autres épaisseurs de la paroi séparatrice. On remarque des expressions donnant le coefficient d'échange de chaleur global où les performances thermiques d'un échangeur de chaleur peuvent être nettement améliorées en détruisant ou tout au moins limiter les dépôts d'encrassement. Sachant que la résistance thermique d'encrassement s'intensifie quand un fluide s'écoule à une faible vitesse ou en augmentant sa température.

De ce qui a été dit, on conclut que le coefficient d'échange global noté K, doit être calculé dans chaque cas particulier, mais néanmoins on peut dresser un tableau donnant des valeurs grossières de ce coefficient.

Le coefficient d'échange global est amélioré automatiquement en intensifiant les échanges de chaleur du côté du fluide ayant le plus faible coefficient d'échange convectif, (exemple : mettre un ventilateur du côté où circule l'air dans les échangeurs de chaleurs air-eau).

Le coefficient d'échange global dans le cas général (sans ailettes) est donné par :

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{h_i} + R_i \right) \frac{S_e}{S_i} + R_p \frac{S_e}{S_m} + R_e + \frac{1}{h_e} \quad (II-39)$$

La résistance thermique globale est donnée par :

$$R = \frac{1}{K} \quad (II-40)$$

Où :

- S_e et S_i : Surfaces externe et interne de la paroi d'échange en (m^2)
- S_m : Surface moyenne de la paroi d'échange en (m^2)
- R_p : Résistance thermique de la paroi métallique séparatrice en ($m^2.K/W$)

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

Pour notre étude, on a deux coefficients globaux d'échange de chaleur, le premier concerne les deux fluides dans le tube intérieur et l'annulaire intérieur et le second correspond au deux fluides dans les annulaires (intermédiaire et extérieur), leurs expressions sont données respectivement par les expressions suivantes :

$$\frac{1}{k_1} = \left(\frac{1}{h_1} + R_{i1} \right) \frac{d_{e1}}{d_{i1}} + R_{p1} \frac{d_{e1}}{d_{i1}} + R_{e1} + \frac{1}{h_{21}} \quad (\text{II-41})$$

$$\frac{1}{k_2} = \left(\frac{1}{h_{23}} + R_{i2} \right) \frac{d_{e2}}{d_{i2}} + R_{p2} \frac{d_{e2}}{d_{i2}} + R_{e2} + \frac{1}{h_3} \quad (\text{II-42})$$

Pour faciliter les calculs, on suppose dans cette étude que: $h_2 = h_{21} = h_{23}$

II-3.4. 2. Coefficient d'échange surfacique pour des tubes et anneaux (h)

Le coefficient d'échange de chaleur par convection est calculé suivant le nombre de Nusselt (**Nu**).

$$h = \lambda \text{ Nu} / D_H \quad (\text{II-43})$$

avec :

$$D_H = \frac{4 S_p}{P_m} \quad (\text{II-44})$$

- S_p : Section de passage en (m^2).
- P_m : Périmètre mouillé en (m).

$D_{H1} = d_{i1}$	pour le passage circulaire
$D_{H2} = d_{i2} - d_{e1}$	pour le tube annulaire interne
$D_{H3} = d_{i3} - d_{e2}$	pour le tube annulaire extérieur

$$h_1 = (\lambda_1 \text{ Nu}_1) / D_{H1} \quad (\text{II-45})$$

$$h_2 = (\lambda_2 \text{ Nu}_2) / D_{H2} \quad (\text{II-46})$$

$$h_3 = (\lambda_3 \text{ Nu}_3) / D_{H3} \quad (\text{II-47})$$

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

II-3.4. 3. Nombres adimensionnels

La convection thermique est un phénomène très complexe et rend nécessaire l'utilisation de techniques permettant de limiter le nombre de paramètres. Pour cela, on est conduit à utiliser l'analyse dimensionnelle qui fournit une méthode logique de corrélation entre les résultats expérimentaux en vue d'une détermination de la forme mathématique et des coefficients numériques qui relient les nombres sans dimension.

Ainsi, on peut mettre en évidence les principaux paramètres intervenant dans les problèmes de convection et dans les calculs d'échangeurs de chaleur. Ces paramètres sont :

II-3.4. 3. 1. Nombre de Reynolds (Re)

Le nombre de **Reynolds (Re)** est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité existantes dans l'écoulement.

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad (II-48)$$

$$Re_1 = \frac{\rho_1 V_1 D_{H1}}{\mu_1} \quad (II-49)$$

$$Re_2 = \frac{\rho_2 V_2 D_{H2}}{\mu_2} \quad (II-50)$$

$$Re_3 = \frac{\rho_3 V_3 D_{H3}}{\mu_3} \quad (II-51)$$

II-3.4. 3. 2. Nombre de Prandtl (Pr)

Le nombre de **Prandtl (Pr)** est le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique. Plus la diffusivité thermique est grande plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi. Le nombre de **Prandtl** met en évidence les constantes physiques de la matière.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (II-52)$$

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

II-3.4. 3. 3. Nombre de Nusselt (Nu)

Le nombre de Nusselt (**Nu**) est un coefficient de transfert de chaleur, mais sous forme adimensionnelle. Il fournit une mesure du rapport de la quantité de chaleur transmise par convection, à la quantité de chaleur qui serait transmise par conduction, dans les tubes, il est donné selon le régime d'écoulement par les corrélations suivantes :

a- Pour :

$Re < 2300$, on applique la formule de Stephan et Preuber [48] :

$$Nu = \left[3.657 + \frac{0.0677 (Re Pr \left(\frac{d_i}{L} \right))^{1.33}}{1 + 0.1 Pr (Re \left(\frac{d_i}{L} \right))^{0.67}} \right] \quad (II-53)$$

b- Pour :

$2300 < Re < 10000$, on applique la formule de Gnielinski [48] :

$$Nu = \left[\frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left(1 + \frac{d_i}{L} \right)^{0.67} \right] \quad (II-54)$$

c- Pour :

$Re > 10000$, on applique la formule de Sieder et Tate : [49]

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} \quad (II-55)$$

où

f : Coefficient de frottement [21] :

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (II-56)$$

II-4. Calcul hydraulique (calcul de la perte de charge)

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur continu passe obligatoirement par le calcul des pertes de pression subit par les trois fluides après passage au travers de l'appareil, les trois fluides s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différence de pression ΔP entre l'entrée et la sortie, appelée **perte de charge**. La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides, et de leurs caractéristiques physiques : masse volumique et viscosité, ainsi que de la géométrie de l'appareil.

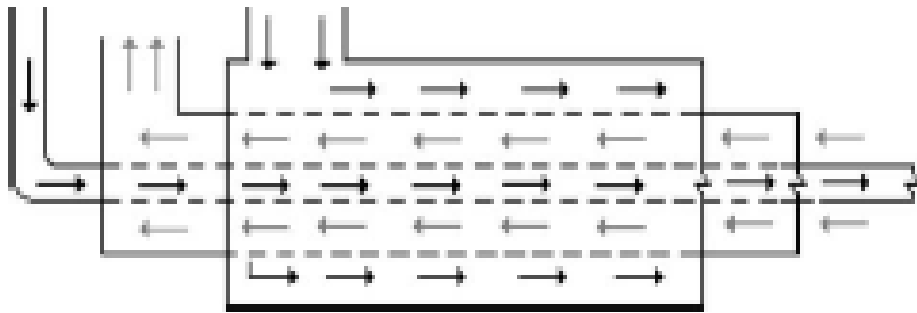


Figure II-3 : Echangeur de chaleur à triple tube concentrique [16]

II-4.1. Perte de charge par frottement

Pour un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, les pertes de charge dues au frottement sont données par la relation [47] :

$$\Delta P_f = \Omega \frac{L}{2 D_H} \frac{m^2}{\rho S_p^2} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} \quad (\text{II-57})$$

avec :

$$\Omega = 4f$$

f : Coefficient de frottement (coefficient Fanning).

Ω : Coefficient de frottement (coefficient de Darcy).

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

II-4.2. Pertes de charge dues à l'entrée et la sortie des fluides

Elles sont données par la relation suivante [47] :

$$\Delta P_e = \frac{3}{2} \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{II-58})$$

On a:

$$V = \frac{m}{\rho S_p} \quad (\text{II-59})$$

donc :

$$\Delta P_e = \frac{3}{4} \frac{m^2}{\rho S_p^2} \quad (\text{II-60})$$

Pour le tube intérieur.

$$S_{P1} = \pi \frac{d_{i1}^2}{4} \quad (\text{II-61})$$

Pour les tubes annulaires.

$$S_{P2} = \frac{\pi}{4} (d_{i2}^2 - d_{e1}^2) \quad (\text{II-62})$$

$$S_{P3} = \frac{\pi}{4} (d_{i3}^2 - d_{e2}^2) \quad (\text{II-63})$$

II-4.3. Pertes de charges totales

Les pertes de charges totales dans notre échangeur de chaleur sont obtenues en additionnant toutes les pertes de charges, donc on obtient l'expression suivante [47] :

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_e \quad (\text{II-64})$$

$$\Delta P_T = \Omega \frac{L}{2 D_H} \frac{m^2}{\rho S_p^2} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} + \frac{3 m^2}{4 \rho S_p^2} \quad (\text{II-65})$$

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

II-5. Etude économique (fonction objectif)

Une bonne estimation des coûts peut avoir un impact majeur sur la rentabilité du projet et influe sur la solution technique. Cela conduit à un engagement substantiel de quantités d'argent et la main-d'œuvre pendant une grande période. Diverses méthodes fournissent souvent des résultats différents. Ces différences peuvent être assez importantes pour couvrir le coût réel d'un projet et la sélection des bons arrangements. Il est donc important d'utiliser une estimation correcte qui génère suffisamment de confiance pour choisir la bonne alternative.

Une autre source d'incertitude lors de l'analyse économique des projets de conception est l'amélioration de la valeur du prix de l'énergie future dans le cadre des coûts d'exploitation. Cette valeur peut affecter de manière significative la viabilité du projet et la rentabilité.

Des méthodes couramment utilisés pour l'estimation des coûts des équipements d'échange de chaleur dans les procédés de l'industrie et les sources de projections de prix de l'énergie. Il montre la pertinence du choix de la bonne méthode et la source la plus fiable de prévision des prix de l'énergie utilisée au moment de choisir entre les projets de rénovation ou de remplacement en essayant de déterminer la viabilité d'un projet de rénovation .

Toutes ces méthodes sont bien détaillées dans les articles [38-50]. Notre étude est basée sur la méthode de Hall cité ci-dessus.

II-5. 1. Coût total

L'objectif de cette thèse est l'estimation et la comparaison des coûts totaux des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux ' C_{tot} ' cela pour la même charge thermique mais pour des échangeurs de chaleur ayant des diamètres du tube intermédiaire différents. Le coût total de l'échangeur de chaleur est donné (fonction objectif) par [38-50] :

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

$$C_{\text{tot}} = C_i + C_{\text{OD}} \quad (\text{II-66})$$

C_i : Coût d'investissement

C_{OD} : Coût de l'énergie

II-5.2. Coût d'investissement

Le coût d'investissement (réalisation de l'échangeur) C_i dépend de la surface de l'échangeur, lequel varie avec les diamètres des tubes, est calculé en fonction de la surface de l'échangeur de la chaleur par la corrélation de [Hall \[38-50\]](#).

$$C_i = a_1 + a_2 S^{a_3} \quad (\text{II-67})$$

où:

$$S = S_1 + S_2 + S_3$$

$$S = L \pi (d_1 + d_2 + d_3)$$

S : Surface de l'échangeur en (m^2)

Pour les échangeurs de chaleur tubulaires réalisés en acier inoxydable, on utilise la corrélation de [Hall \[38-50\]](#).

$$a_1 = 8000 \text{ €}, a_2 = 259.2 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} \text{ et } a_3 = 0.91.$$

II-5.3. Coût d'énergie

Le coût de fonctionnement dépend de la puissance de pompage nécessaire pour vaincre les pertes par frottement qui est calculé à partir des équations suivantes [\[38-50\]](#).

CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème

$$C_{OD} = \sum_{k=1}^{n_y} \frac{C_O}{(1+i)^k} \quad (\text{II-68})$$

$$C_O = P C_E H \quad (\text{II-69})$$

P : puissance électrique consommée par les pompes en (W), donnée par :

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_1}{\rho_1} \Delta P_1 + \frac{m_2}{\rho_2} \Delta P_2 + \frac{m_3}{\rho_3} \Delta P_3 \right) \quad (\text{II-70})$$

 $C_E = 0.12 \text{ €/kWh}$

 $H=7000 \text{ h/an}$

 $i= 10 \%$

 $n_y=10 \text{ an}$

avec :

- ❖ i : taux d'actualisation annuel
- ❖ C_E : coût de l'énergie (€/kWh)
- ❖ H : durée annuelle de travail (h/an)
- ❖ n_y : durée de travail (année)
- ❖ P : puissance (W)

- m_1 : débit du fluide primaire en (kg/s)
- m_2 : débit du fluide secondaire en (kg/s)
- m_3 : débit du fluide tertiaire en (kg/s)
- ΔP_1 : perte de charge du fluide primaire en (Pa)
- ΔP_2 : perte de charge du fluide secondaire en (Pa)
- ΔP_3 : perte de charge du fluide tertiaire en (Pa)
- η : rendement des pompes en (%)

CHAPITRE III

Implémentation numérique

CHAPITRE III : Implémentation numérique

III- Programme et organigramme	56
III-1. Programme principal	56
III-2. Implémentation de l'Algorithme Génétique	58
III-3. Organigramme	61

III- Programme et organigramme

III-1. Programme principal

Le programme du code développé (**ECTTC**) est écrit en **MATLAB** (version 2013), il est réalisé pour le calcul d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux en régime permanent.

Le code développé nous permettra d'avoir les distributions des températures, des coefficients d'échange de chaleur, etc..., le long de l'échangeur de chaleur pour les trois fluides. Tout cela est rendu possible en découpant l'échangeur de chaleur en un nombre fini des volumes de contrôles de longueur incrémentales de longueur ΔX . Dans chaque volume de contrôle les propriétés thermophysiques, les différents coefficients d'échange sont supposés constants.

En minimisant la longueur de la tranche (ou la maille), l'écart entre les calculs et la réalité diminue considérablement.

Un équilibre de chaleur est alors établi pour chaque maille, en utilisant la direction appropriée du flux.

La Figure (III-1) illustre la division en mailles de l'échangeur.

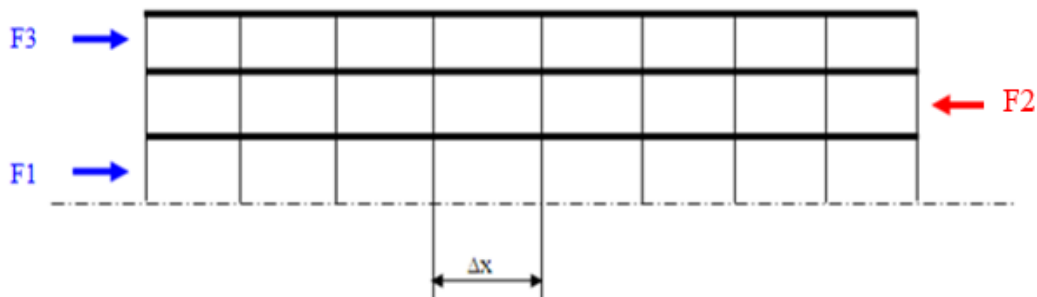


Figure III-1 : Tranche typique de l'échangeur de chaleur (contre-courant)

CHAPITRE III : Implémentation numérique

Le calcul développé pour cette tranche particulière est identique pour toutes les tranches, soit dans le tube intérieur ou dans les sections des tubes annulaires.

Au premier lancement du programme (ECTTC), on doit insérer les données géométriques, telles que les diamètres et la longueur de l'échangeur de chaleur, les propriétés thermo-physiques telles que : les débits, les températures d'entrée, la nature et le coût du métal et aussi, on fait le choix des fluides de travail.

Avant l'initialisation et le chargement des variables intermédiaires, on impose une valeur pour la température de sortie du fluide (F2). Cette valeur sera insérée dans les calculs, puis, à la fin, vérifiée et incrémentée d'un pas si la température calculée diffère de sa valeur donnée de 0.01°C .

Après initialisation et chargement des variables intermédiaires aux calculs, le programme effectue le calcul des coefficients d'échange global de chaleur K , des rapports de capacités calorifiques Z , des nombres d'unité de transfert NUT , des efficacités ϵ , puis des températures inconnues en résolvant le système d'équations contenant les expressions de ϵ et Z .

Une fois ces températures sont connues, on refait le calcul des propriétés citées (K , Z , NUT , ϵ), mais cette fois, avec la température moyenne de chaque fluide.

Le calcul continue de cette manière itérative et ne s'arrête que lorsque les différences sur les températures calculées des trois fluides, entre deux itérations successives sont inférieures à 0.01°C .

Après avoir terminé le calcul itératif et avoir les valeurs finales des paramètres citées ci-dessus, on procède, pour la tranche suivante toujours de la même façon. A la fin de calcul thermique, le programme calcule les différentes pertes de charge. Le passage à la tranche suivante est établi en chargeant les températures calculées comme données en incrémentant la longueur d'un pas de longueur Δx .

CHAPITRE III : Implémentation numérique

Ce même procédé se répète, tranche par tranche, tout le long de l'échangeur de chaleur.

La dernière valeur de la température du fluide (F2) calculée sera comparée à la température d'entrée du fluide (F2).

Si la différence entre les deux températures est supérieure à 0.01°C , le calcul sera refait avec une approche de la température de sortie (T_{s2}) d'un pas.

La convergence est assurée par ce processus, l'affichage des résultats sera exécuté pour une différence inférieure de 0.01°C entre les deux températures.

A la fin, le programme calcule les différents coûts économiques de l'échangeur Figure (III-3).

III-2. Implémentation de l'Algorithme Génétique

Les algorithmes génétiques sont des algorithmes d'optimisation s'appuyant sur des techniques dérivées de la génétique et de l'évolution naturelle : croisements, mutations, sélection, etc.

Le dimensionnement de ce type d'échangeur de chaleur a été exécuté sur un ordinateur personnel, système d'exploitation 64 bits. On a utilisé le logiciel "Genetic Algorithm toolbox GA solver" du MATLAB® [51] et l'algorithme exécuté en MATLAB (R2013a).

On commence la simulation par la saisie de tous les paramètres d'optimisation, telle que : la fonction objectif, le nombre de variables, les limites inférieure et supérieure des variables de conception Figure (III-2).

CHAPITRE III : Implémentation numérique

Les paramètres d'optimisation sont cités dans le Tableau (III-1).

Paramètres	Valeur / méthode
Population type	Double vector
Population size	20
Fitness scaling function	Rank
Selection function	Roulette
Reproduction elite count	2
Reproduction crossover fraction	0.8
Mutation function	Constraint dependent
Crossover function	Scattred
Direction of migration	Forward with migration function 0.2
Stopping criteria generations	100
Current iteration	50
Function Tolerance	10^{-6}

Tableau III-1: Parametres de l'Algorithme Genetique

Les critères de convergence du procédé numérique sont obtenus quand la différence entre la valeur de fonction au meilleur point précédent et la valeur de fonction au meilleur point courant est inférieure à 10^{-6} l'algorithme arrête les calculs. Cependant, en essais la convergence a été toujours obtenue dans environ 50 générations [51].

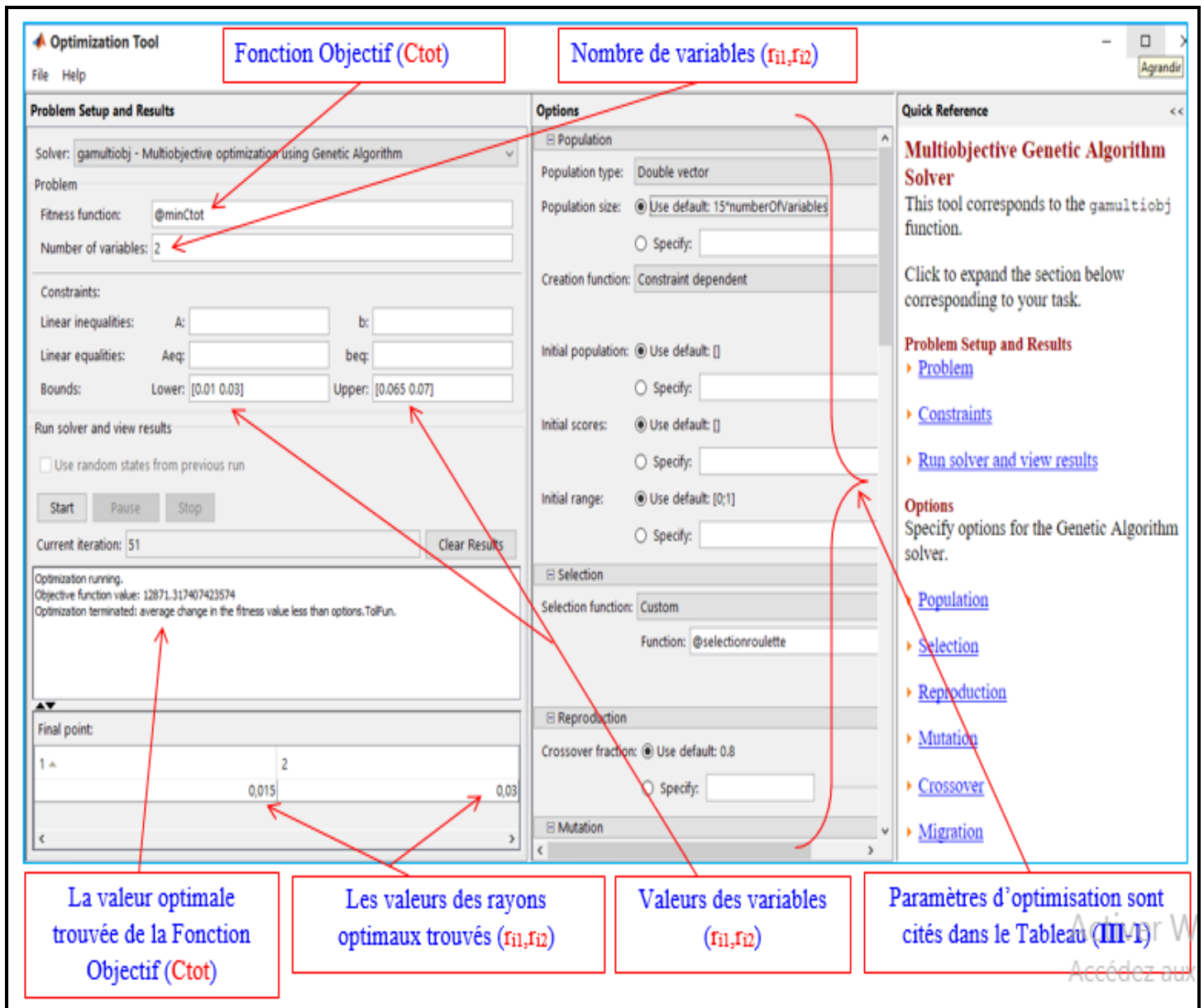


Figure III-2 : Couplage de l'Algorithme Génétique (AG) avec notre programme (ECTTC)

III-3. Organigramme

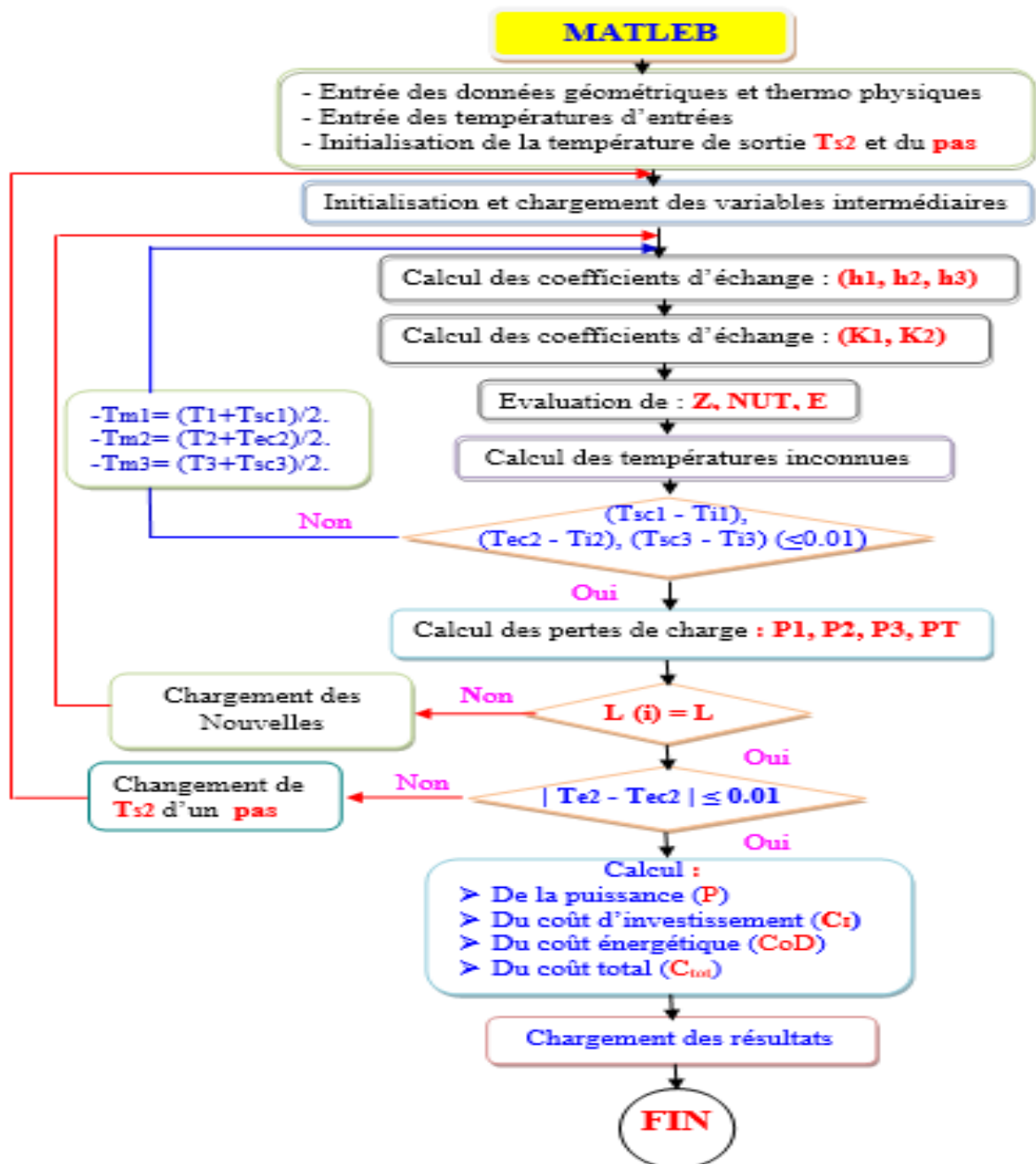


Figure III-3 : Organigramme illustre les principales fonctions dans notre programme.

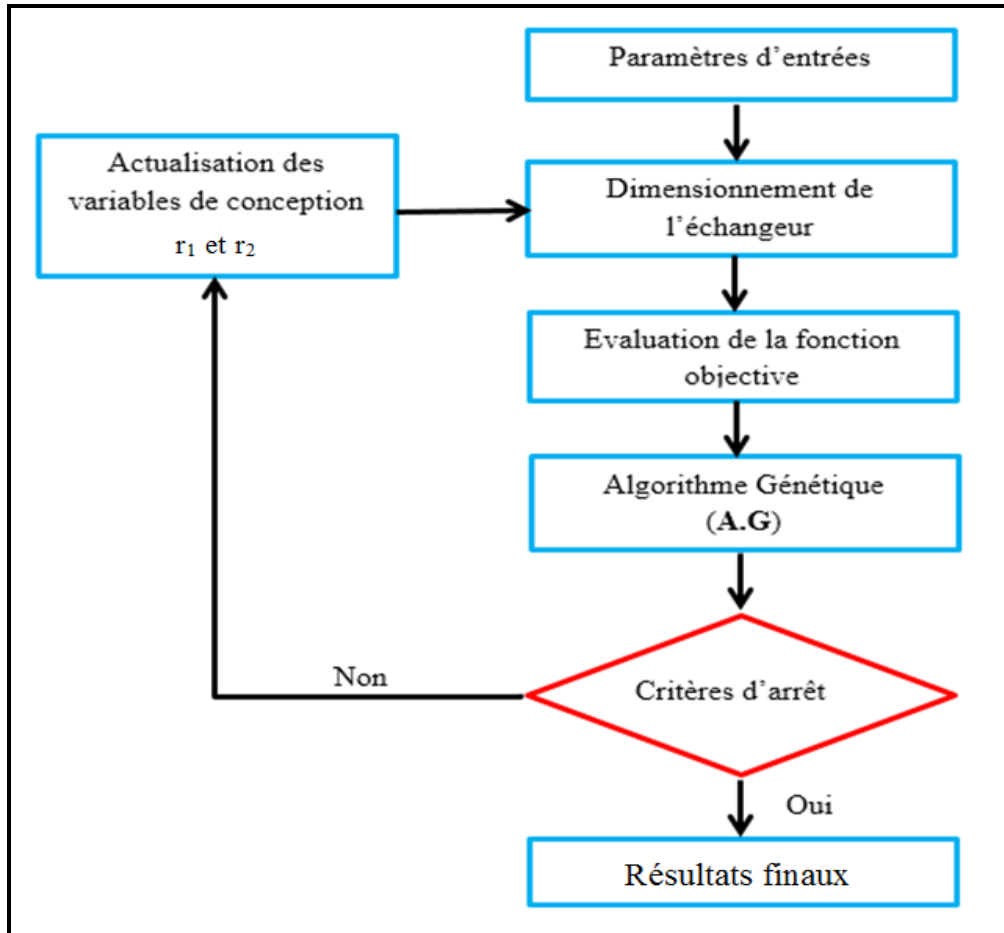


Figure III-4 : Organigramme de calcul pour l'échangeur de chaleur utilisant (AG)

Cet organigramme illustre le couplage de l'Algorithme Génétique (AG) avec notre programme (ECTTC).

CHAPITRE IV

*Résultats et
interprétations*

CHAPITRE-IV : Résultats et interprétations

IV-Résultats et interprétations	63
IV-1. Validation des résultats	64
IV-2. Effet des rayons des tubes interne et intermédiaire	67
IV-2.1. Nombre de Reynolds	67
IV-2.2. Coefficient d'échange surfacique	68
IV-2.3. Coefficient d'échange de chaleur global.....	69
IV-2.4. Variation des pertes de charge	70
IV-2.5. Variation de la puissance de pompage.....	72
IV-2.6. Variation du coût énergétique	73
IV-2.7. Variation du coût d'investissement	74
IV-2.8. Variation du coût total	75
IV-3. Comparaison de nos valeurs de la puissance	76
IV-3.1. Pour $m_2 = 3000 \text{ kg/h}$	76
IV-3.2. Pour $m_2 = 5000 \text{ kg/h}$	80
IV-4. Comparaison entre l'étude technique et l'étude technico-économique	83
IV-4.1. Etude technique (étude classique)	84
IV-4.1.1. Cas1	84
IV-4.1.2. Cas 2	85
IV-4.2. Etude technico-économique	86
IV-4.2.1. Cas1	86
IV-4.2.2. Cas 2	88
IV-4.3. Comparaison entre les deux études	89
IV-4.3.1. Cas 1	89
IV-4.3.2. Cas 2	90

IV- Résultats et interprétations

Dans ce chapitre, on présente les résultats trouvés à l'aide du code (**ECTTC**) de simulation des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux développé au Laboratoire d'Etudes des Système Energétiques Industriels (Université de Batna-2) sous forme de graphes et de tableaux.

Ceci nous permet de mieux distinguer les effets des différents paramètres géométriques et hydrauliques sur les performances et les coûts des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux et cela suivant les différents débits des fluides et des diamètres des tubes de l'échangeur de chaleur.

Dans cette thèse, on va valider nos résultats avec les valeurs expérimentales de [25-27]. Puis on étudie les effets des paramètres cités ci-dessous sur les puissances consommées et les coûts des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux en comparant nos nouveaux résultats aux résultats de [16, 23] et on clôture ce chapitre par une comparaison entre l'étude technique (classique) et l'étude technico-économique en utilisant l'Algorithme Génétique pour atteindre aux meilleurs investissements de ce type d'échangeur, et notre étude sera construite comme suit.

- i- Validation nos résultats des distributions des champs de température des trois fluides le long de l'échangeur de chaleur avec celles de la littérature.
- ii- Effet des rayons des tubes interne et intermédiaire de l'échangeur de chaleur sur les coefficients d'échange de chaleur, les puissances consommées et les coûts.
- iii- Comparaison nos valeurs de la puissance trouvées avec celles de la littérature.
- iv- En fin on compare entre l'étude technique (étude classique) et l'étude technico-économique.

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

Dans notre étude, on utilise les propriétés thermo-physiques des fluides utilisés par [16, 23] qui sont illustrées dans le Tableau (IV-1).

	Cp (J/kg.K)	ρ (kg/m ³)	λ (W/m.K)	μ (kg/m.s)
Eau	4186	998	0.6	0.0011
Glycol	4000	1020	0.5	0.0014

Tableau IV-1 : Propriétés thermo-physiques des fluides

IV-1. Validation des résultats

Avant d'utiliser notre programme (ECTTC) développé en langage MATLAB et pour être sûr de nos résultats, il faut valider nos résultats avec celles trouvées expérimentalement par la littérature, comme illustré sur la Figure (IV-3). La meilleure façon de valider nos résultats obtenus est de les comparer avec les résultats de la littérature.

Pour valider notre étude, on utilise les caractéristiques et les dimensions de l'échangeur utilisées par [25-27] qui sont illustrées dans le Tableau (IV-2).

	Rayon r_i (m)	Rayon r_e (m)	Fluide	Débit (kg/s)	Longueur L (m)	Température T_e (°C)
Tube 1	0.0238	0.0254	P-Glycol	2.55	22.6	5.9
Tube 2	0.0301	0.0318	Eau	0.84	22.6	100.0
Tube 3	0.0365	0.0381	P-Glycol	0.25	22.6	5.9

Tableau IV-2 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur de chaleur [25-27].

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

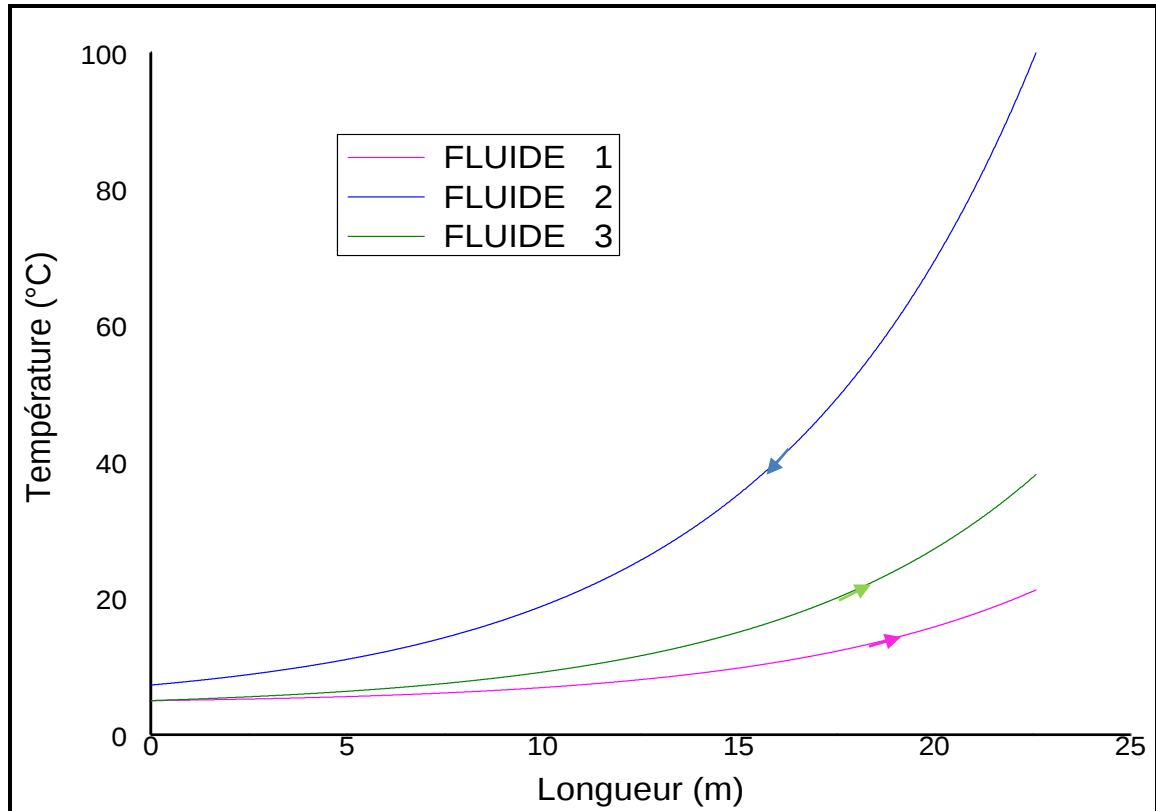


Figure IV-1 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.6 m de longueur (contre-courant) (Nos résultats).

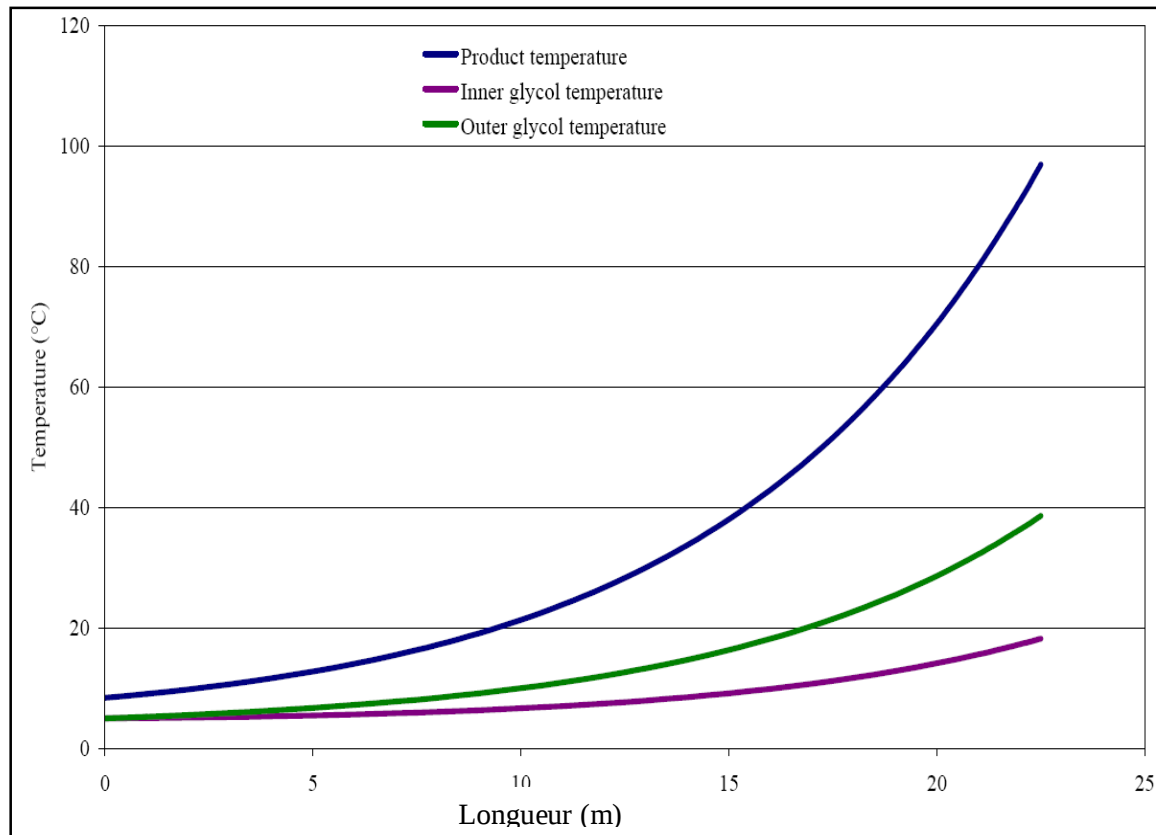


Figure IV-2 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.6 m de longueur (contre-courant) [25].

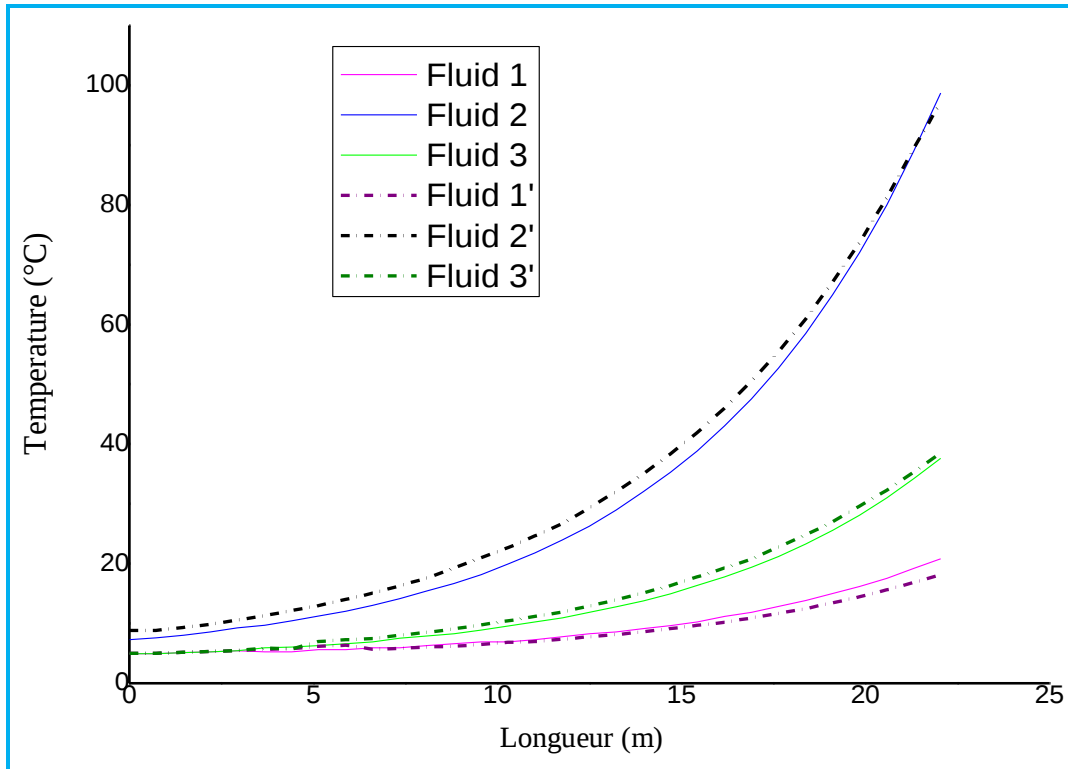


Figure IV-3 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.6 m de longueur (contre-courant) (Validation).

Les Figures (IV-1, IV-2 et IV-3) représentent les profils de température des trois fluides (interne, intermédiaire et externe) le long de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux dans un arrangement contre-courant. Les résultats obtenus sont validés par comparaison avec l'étude expérimentale de [25].

La température des fluides de refroidissement " 1 " et " 3 " sont semblables (Propylène Glycol) ne sont pas les mêmes dans une coupe de l'échangeur de chaleur et leurs vitesses sont différentes. La température du Propylène Glycol entrant dans le passage annulaire externe est plus élevée que celle du Propylène Glycol entrant dans le tube central. On constate que tous les points décrivant nos courbes sont identiques avec ceux de [25].

IV-2. Effet des rayons des tubes interne et intermédiaire

Pour les graphes ci-dessous, on utilise les caractéristiques et les dimensions de l'échangeur utilisées par [16, 23] qui sont illustrées dans le Tableau (IV-3).

	Fluide	Débit (kg/h)	Longueur L (m)	Température T_e (°C)
Tube 1	Eau	5000	30	15
Tube 2	P-Glycol	3000	30	80
Tube 3	Eau	5000	30	15

Tableau IV-3 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur [16, 23].

IV-2.1. Nombre de Reynolds

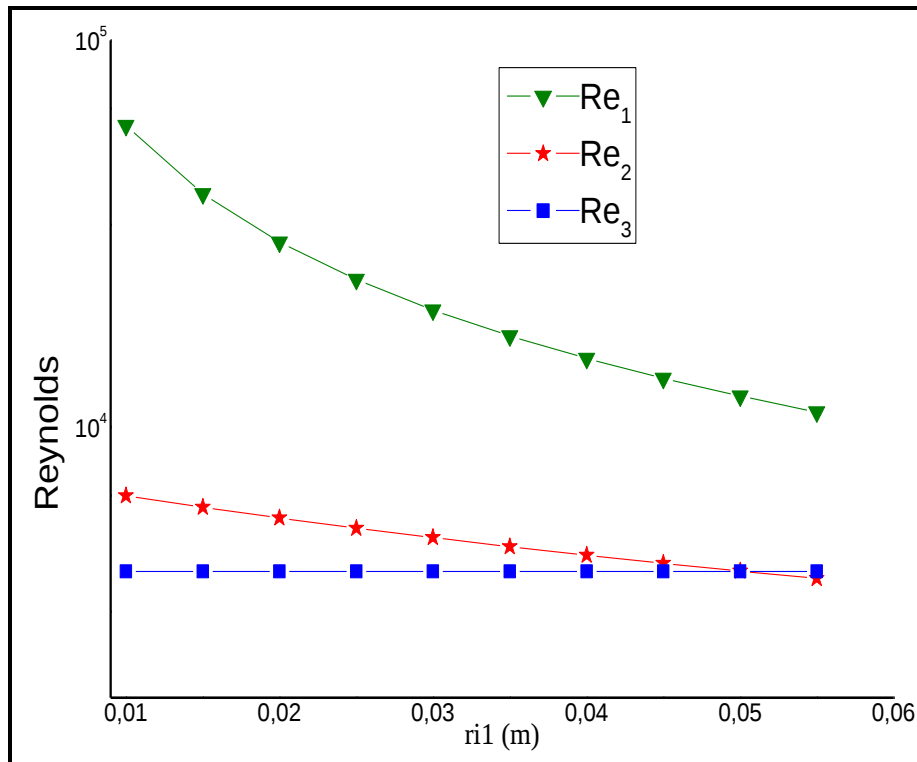


Figure IV-4 : Variation de nombre de Reynolds avec le rayon du tube interne

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

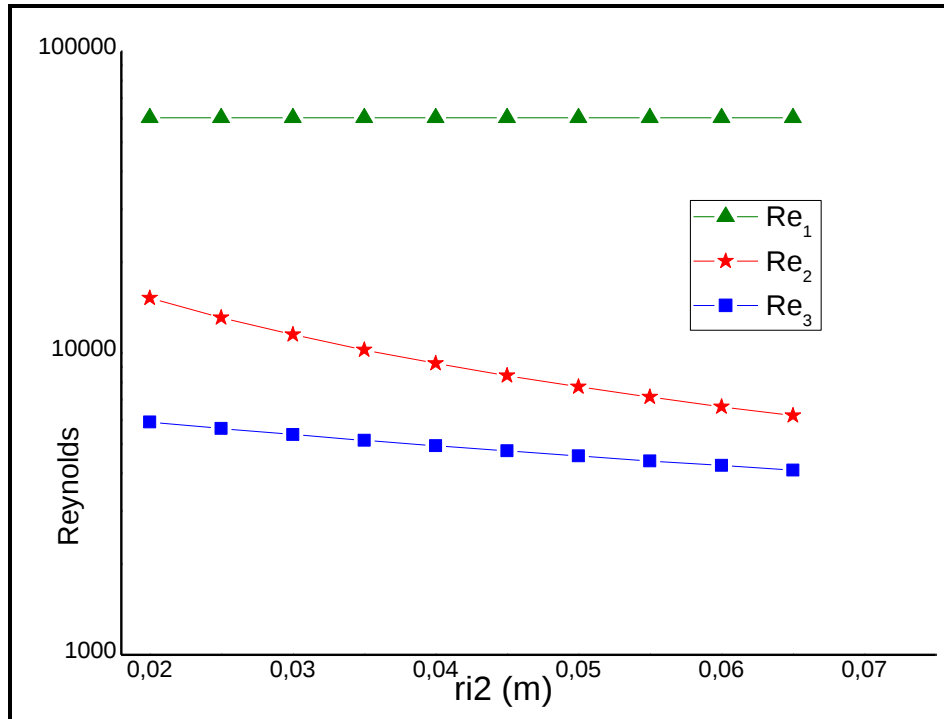


Figure IV-5 : Variation de nombre de Reynolds avec le rayon du tube intermédiaire.

Les Figures (IV-4 et IV-5) indiquent que le nombre adimensionnel de Reynolds varie selon la variation de la vitesse et du diamètre hydraulique.

IV-2.2. Coefficient d'échange surfacique

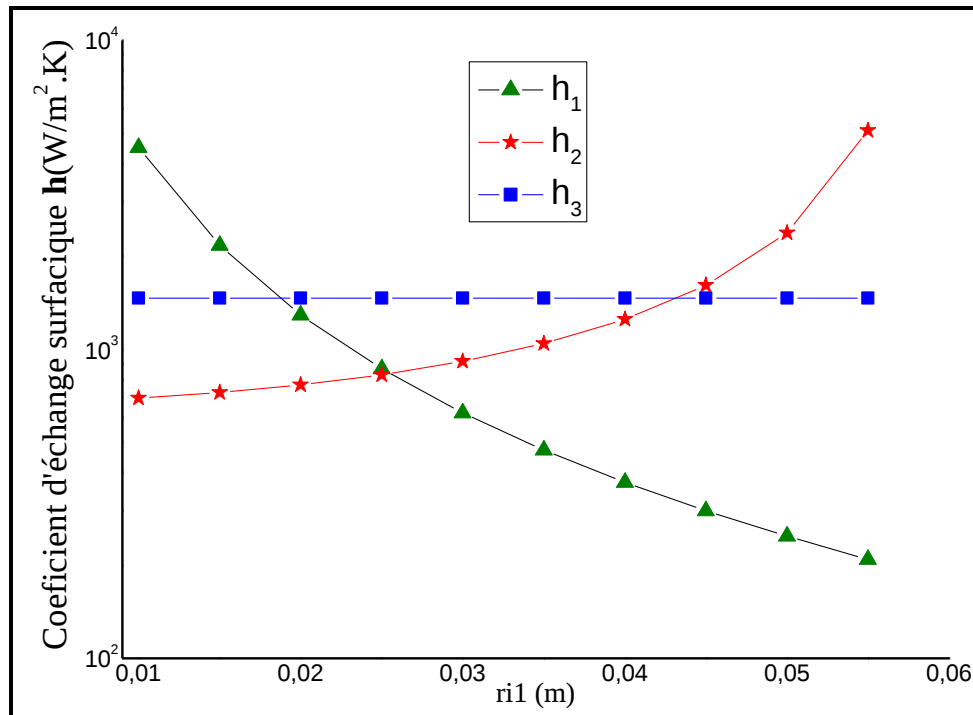


Figure IV-6 : Variation de coefficient d'échange surfacique avec le rayon du tube interne.

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

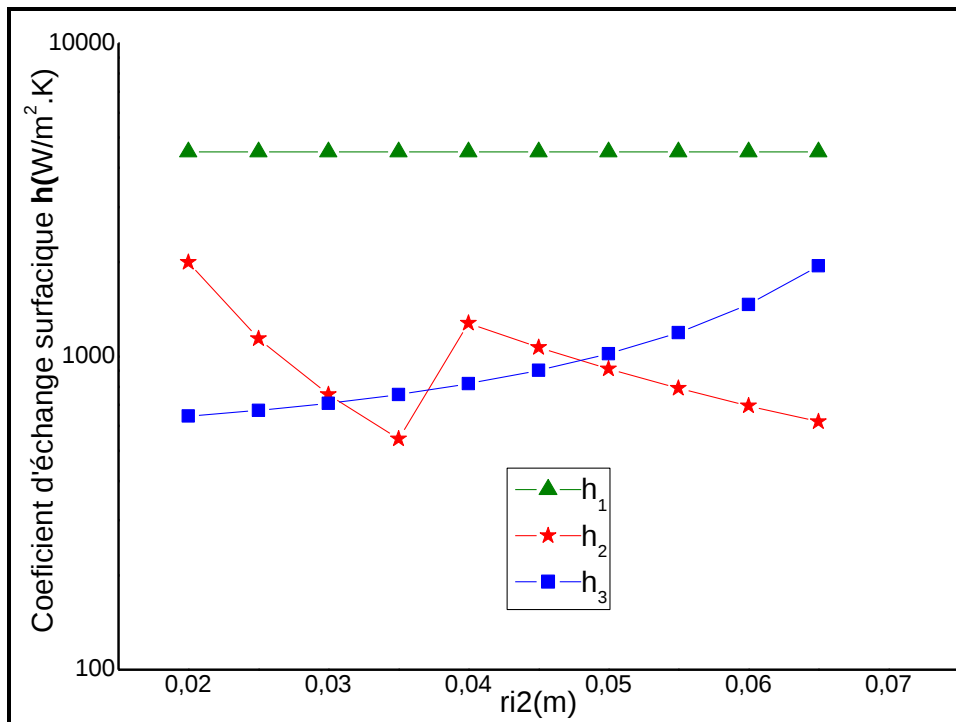


Figure IV-7 : Variation de coefficient d'échange surfacique avec le rayon du tube intermédiaire.

IV-2.3. Coefficient d'échange de chaleur global

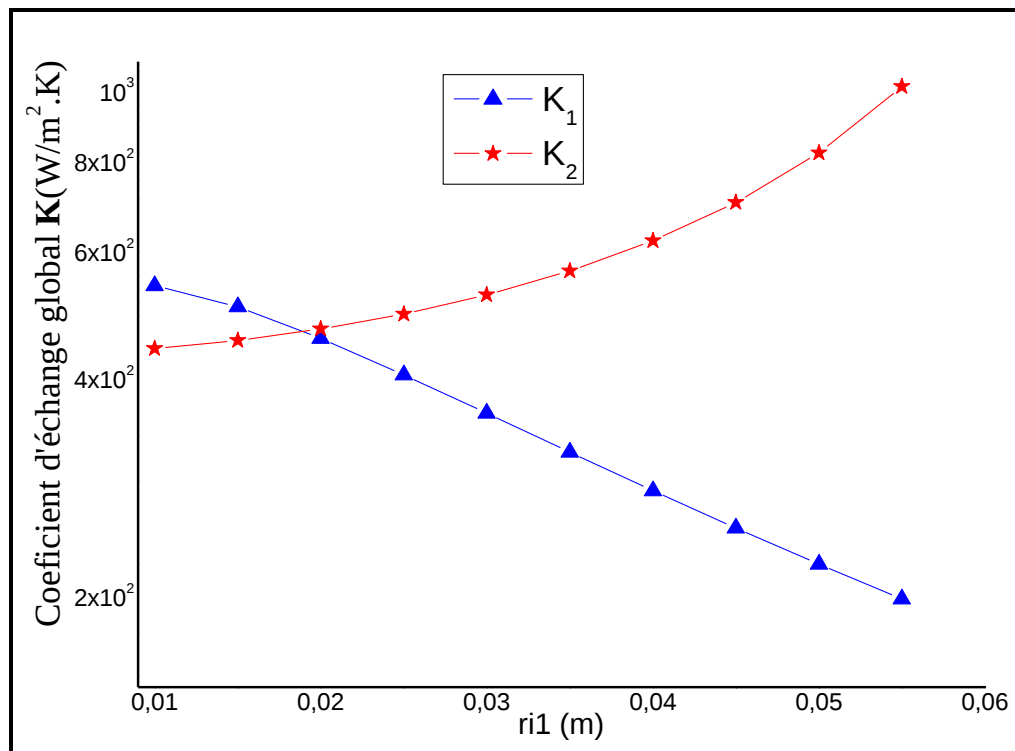


Figure IV-8 : Variation de coefficient d'échange de chaleur global avec le rayon du tube interne.

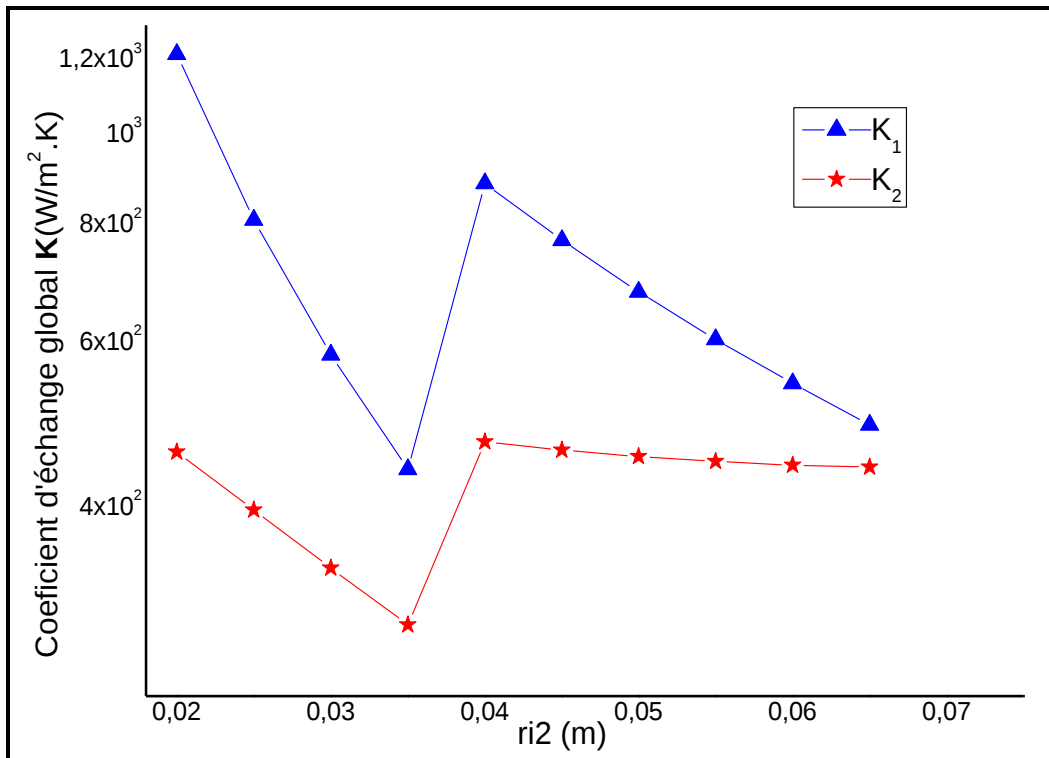


Figure IV-9 : Variation de coefficient d'échange de chaleur global avec le rayon du tube intermédiaire.

D'après les Figures (IV-6, IV-7) et (IV-8, IV-9), on constate que le coefficient d'échange de chaleur par convection h diminue si le diamètre hydraulique augmente et vice-versa. Mais le coefficient d'échange global K varie proportionnellement suivant le coefficient d'échange de chaleur par convection h le plus faible de deux fluides.

IV-2.4. Variation des pertes de charge

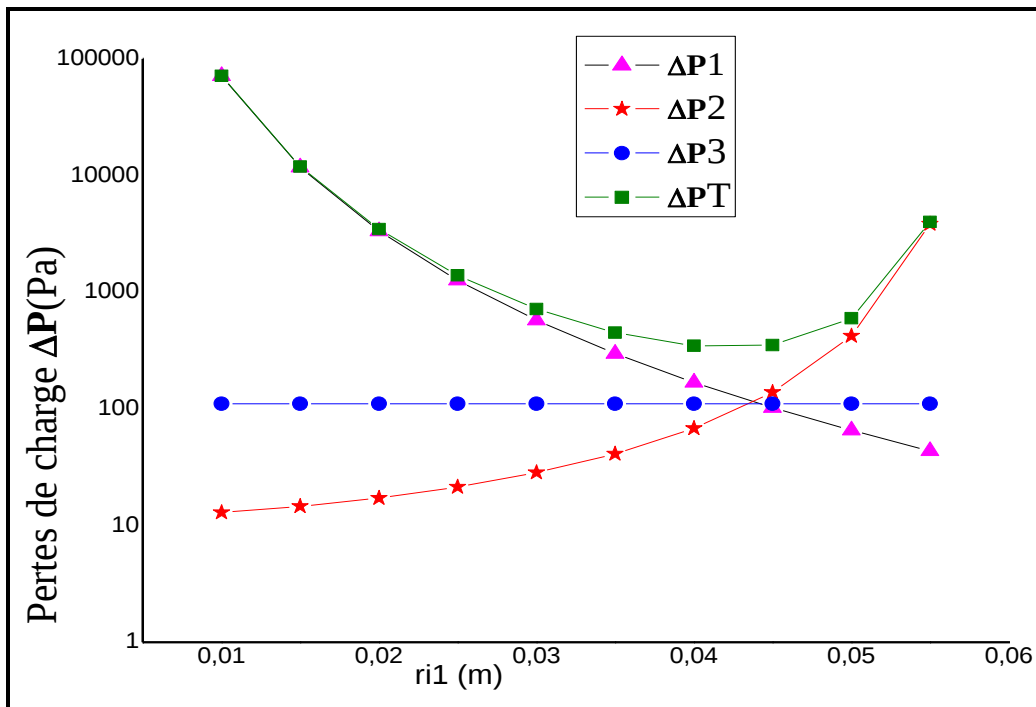


Figure IV-10 : Variation des pertes de charge avec le rayon du tube interne.

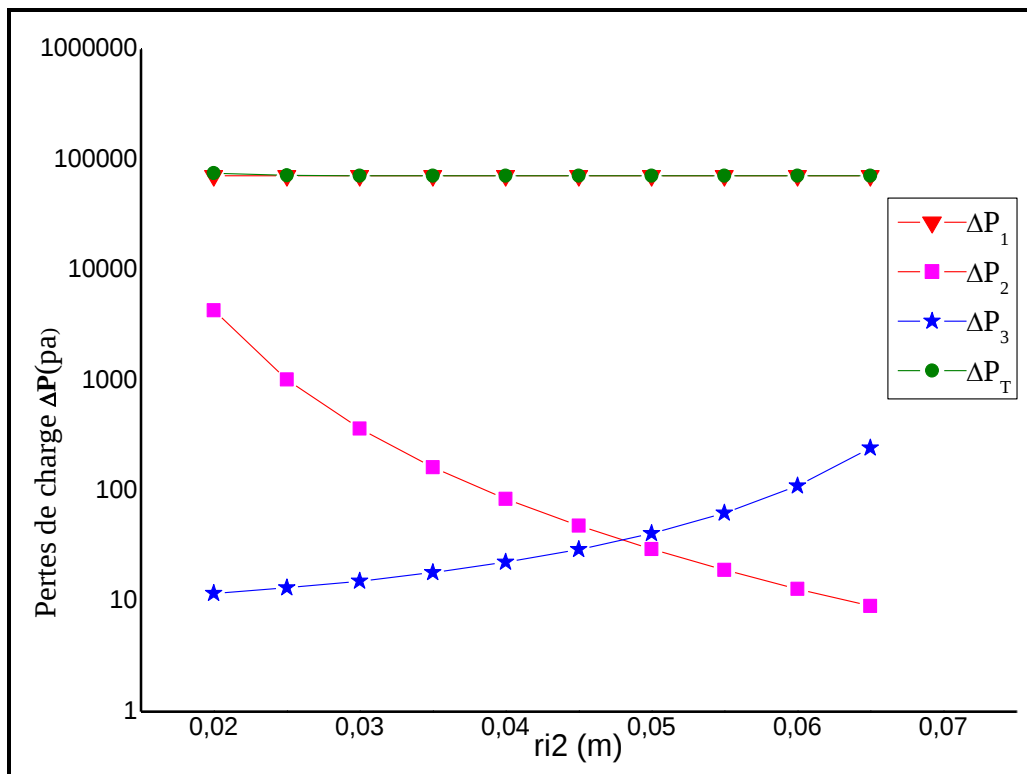


Figure IV-11 : Variation des pertes de charge avec le rayon du tube intermédiaire.

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

De la Figure (IV-10), la perte de charge du fluide « $F3$ » reste presque quasi-constante, parce que la vitesse du fluide « $F3$ » ne change pas (diamètre hydraulique $d_{H3} = \text{constant}$), par contre les pertes de charge des fluides « $F1$ » et « $F2$ » varient beaucoup avec la variation des vitesses d'écoulement et des diamètres hydrauliques d_{H1} et d_{H2} qui varient. La perte de charge du premier fluide « $F1$ » diminue et celle du second fluide « $F2$ » augmente, cela est dû à l'augmentation du diamètre du tube interne et la diminution du diamètre hydraulique du passage annulaire intermédiaire,

De la Figure (IV-11), on constate que la perte de charge de fluide « $F1$ » reste constante suite au diamètre hydraulique ($d_{H1} = \text{constant}$). La perte de charge du deuxième fluide « $F2$ » diminue et celle du troisième fluide « $F3$ » augmente, cela est dû à l'augmentation du diamètre du tube intermédiaire et la diminution du diamètre hydraulique du passage annulaire externe.

IV-2.5. Variation de la puissance de pompage

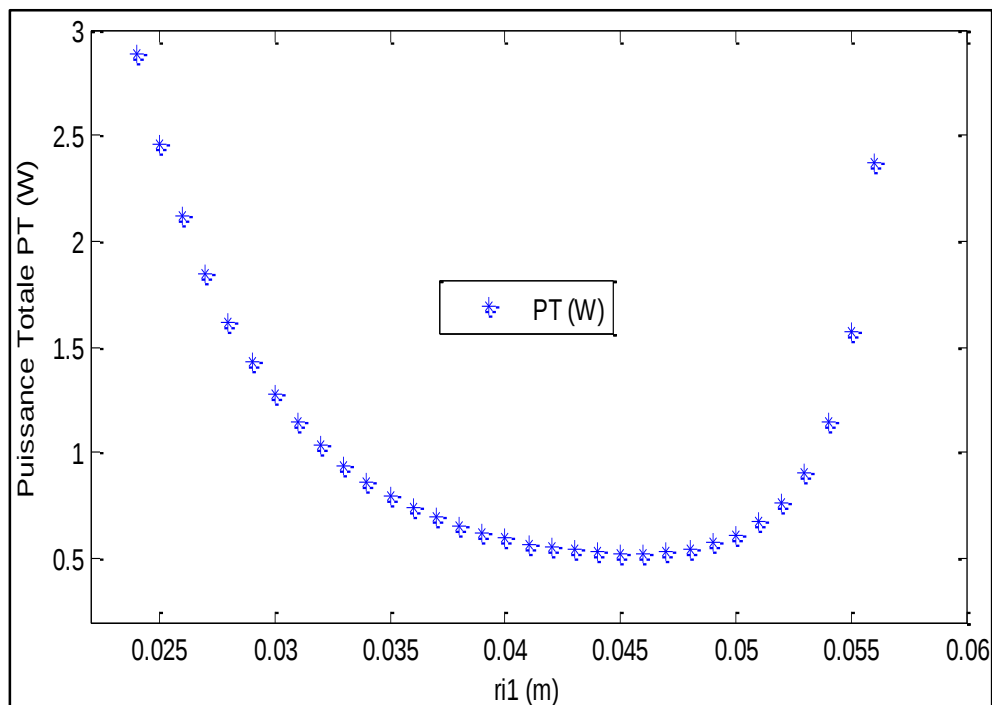


Figure IV-12 : Variation de la puissance de pompage avec le rayon du tube interne.

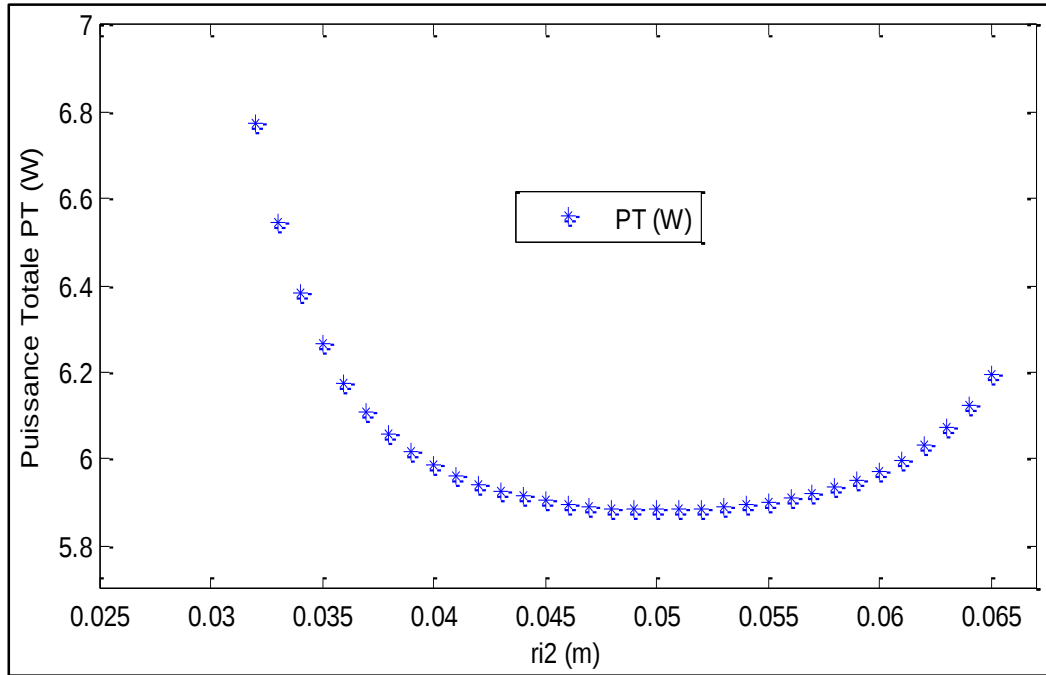


Figure IV-13 : Variation de la puissance de pompage avec le rayon du tube intermédiaire.

Des Figures (IV-12 et IV-13), on remarque que la puissance dépensée dans l'échangeur de chaleur diminue avec la diminution des rayons des tubes interne et intermédiaire jusqu'à une valeur minimale puis augmente de nouveau avec l'augmentation des rayons des tubes.

IV-2.6. Variation du coût énergétique

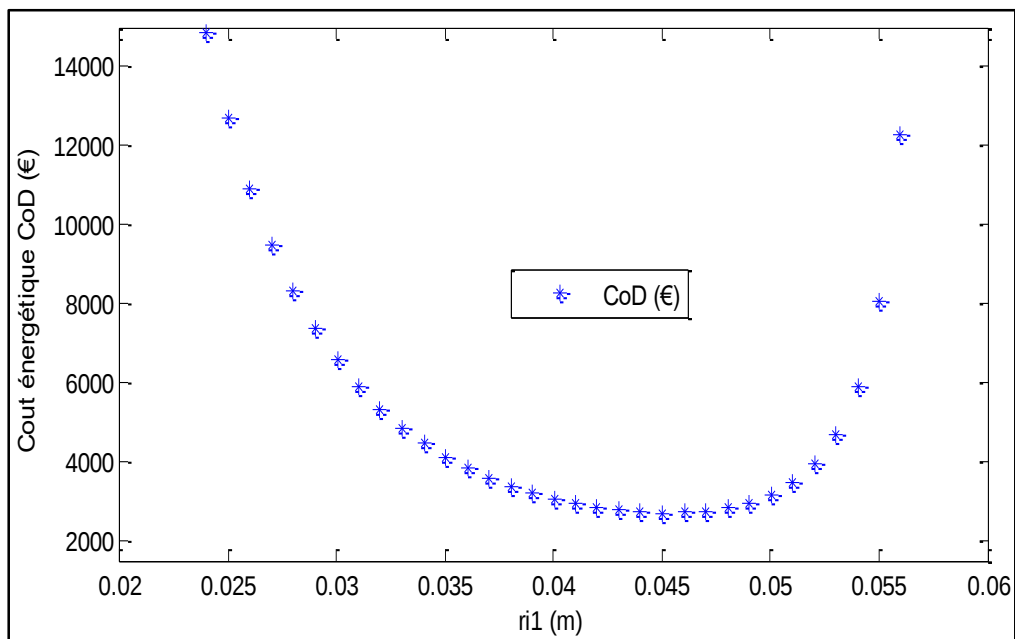


Figure IV-14 : Variation du coût énergétique avec le rayon du tube interne.

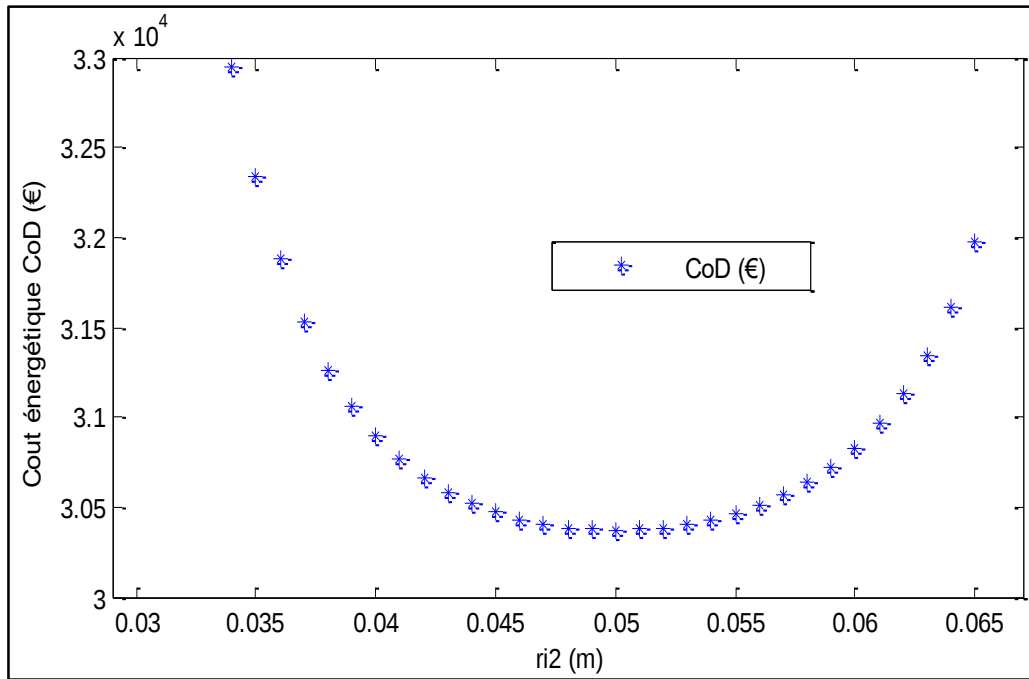


Figure IV-15 : Variation du coût énergétique avec le rayon du tube intermédiaire.

Des Figures (IV-14 et IV-15), on remarque que le coût énergétique dans l'échangeur de chaleur diminue avec la diminution des rayons des tubes interne et intermédiaire jusqu'à une valeur minimale puis augmente de nouveau avec l'augmentation des rayons des tubes suite à la variation de la puissance dépensée.

IV-2.7. Variation du coût d'investissement

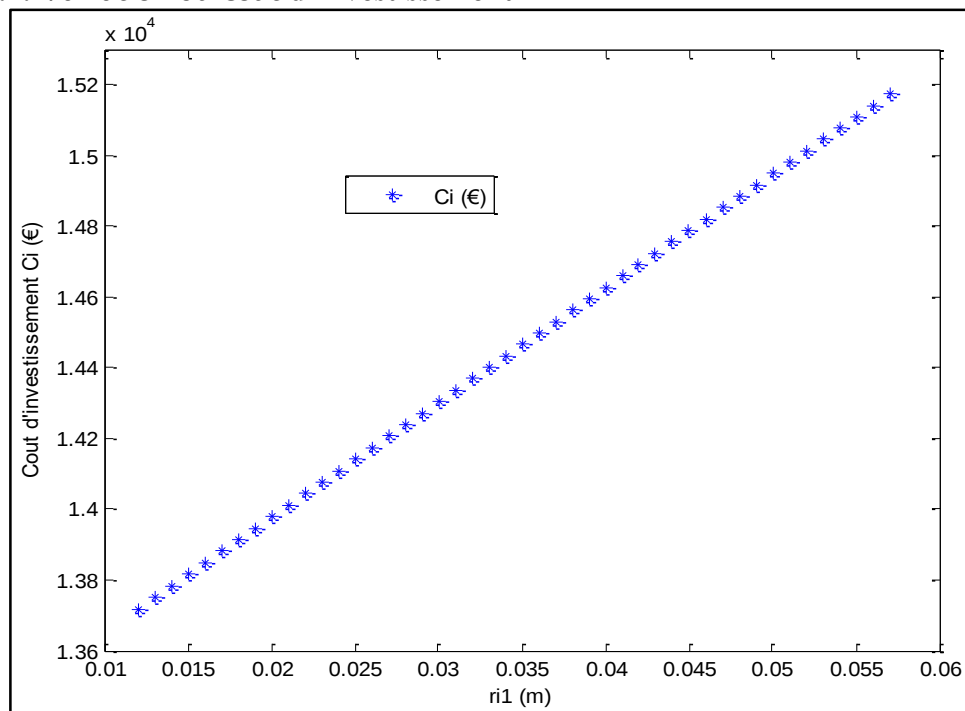


Figure IV-16 : Variation du coût d'investissement avec le rayon du tube interne.

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

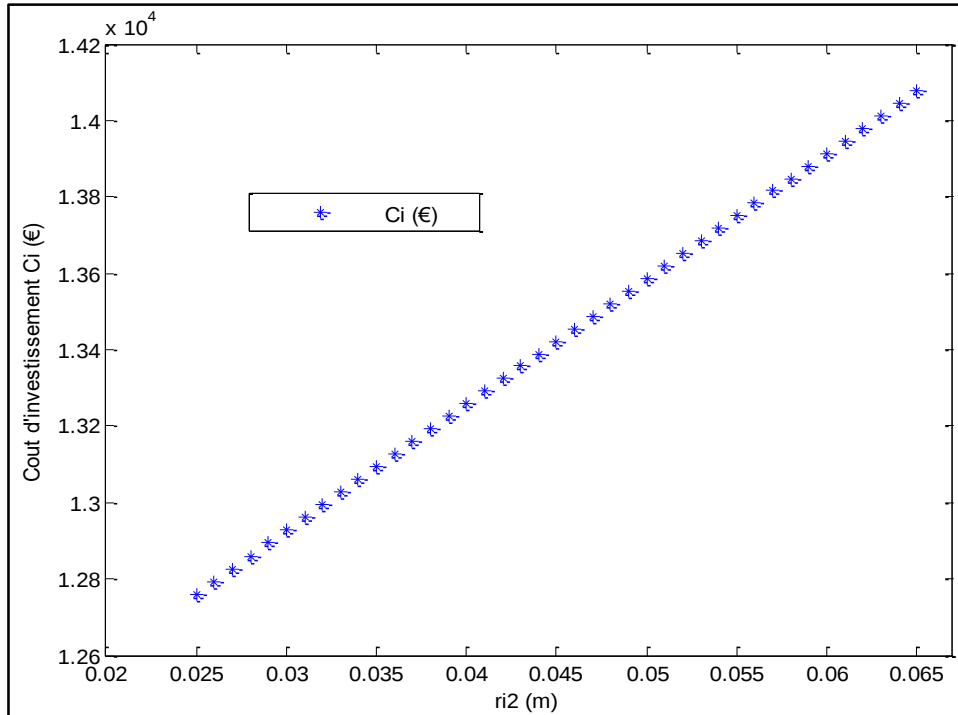


Figure IV-17 : Variation du coût d'investissement avec le rayon du tube intermédiaire.

Des Figures (IV-16 et IV-17), le coût d'investissement augmente proportionnellement avec l'augmentation des rayons des tubes interne et intermédiaire.

IV-2.8. Variation du coût total

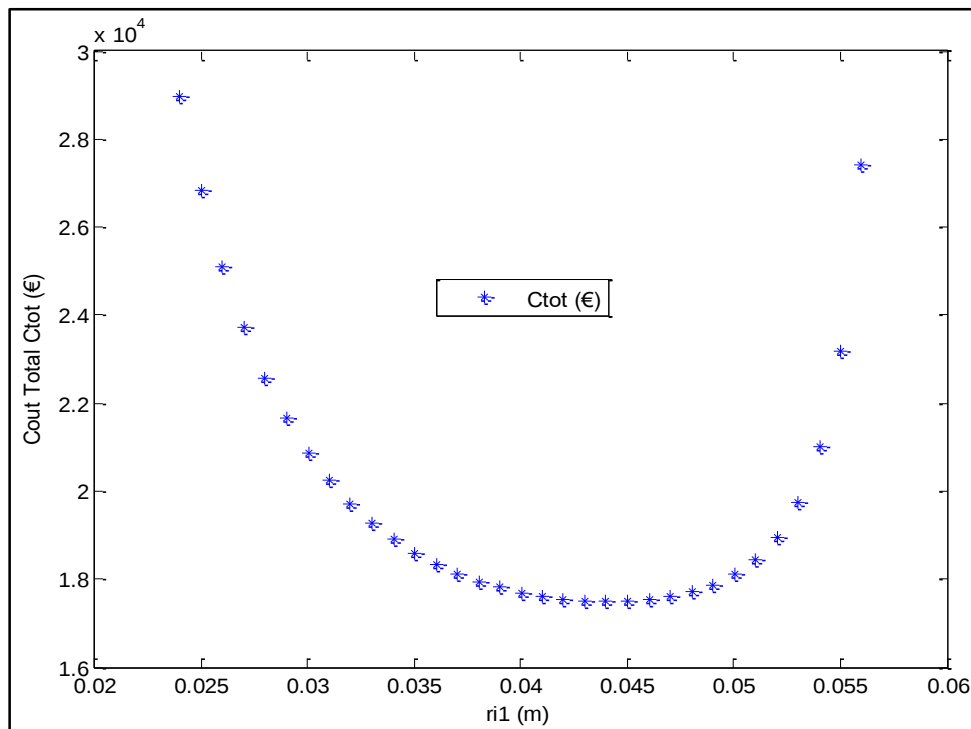


Figure IV-18 : Variation du coût total avec le rayon du tube interne.

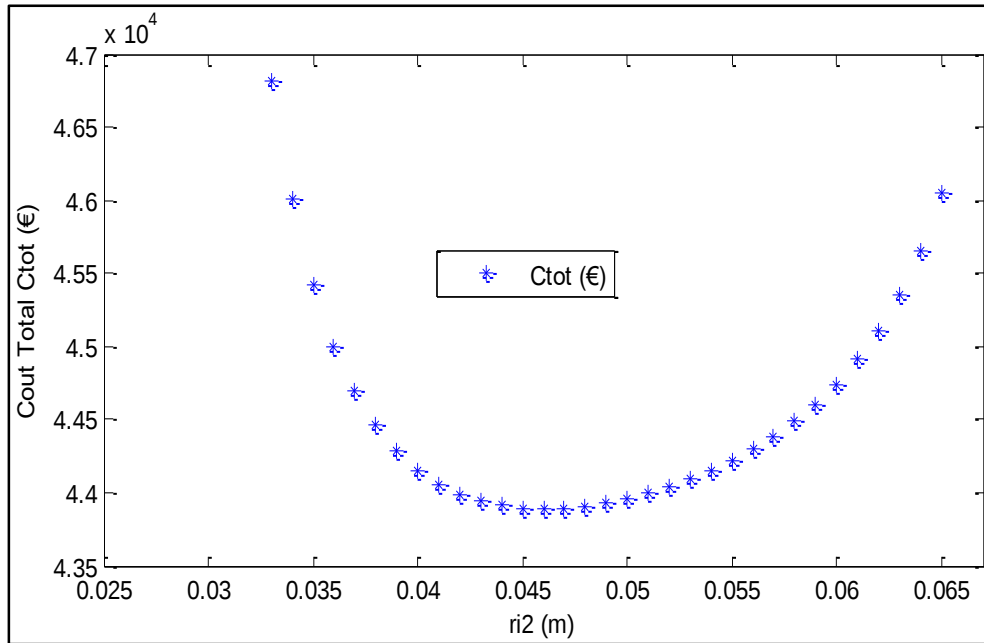


Figure IV-19 : Variation du coût total avec le rayon du tube intermédiaire.

Des Figures (IV-18 et IV-19), le coût total (fonctionnement et investissement) de l'échangeur de chaleur diminue jusqu'à une valeur minimale puis augmente de nouveau avec l'augmentation des rayons des tubes suite à la variation des coûts d'investissement et d'énergie.

IV-3. Comparaison de nos valeurs de la puissance

Pour les graphes et les tableaux ci-dessous, on utilise les caractéristiques et les dimensions de l'échangeur de chaleur utilisées par [16, 23] qui sont illustrées dans le Tableau (IV-4).

	Rayon r_i (m)	Epaisseur $r_e - r_i$ (m)	Fluide	Débit (kg/h)	Longueur L (m)	Température T_e (°C)
Tube 1	0.010-0.065	0.001	Eau	5000	30	15
Tube 2	0.030-0.07	0.002	P-Glycol	3000-5000	30	80
Tube 3	0.080	0.002	Eau	5000	30	15

Tableau IV-4 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur [16, 23].

IV-3.1. Pour $m_2 = 3000$ kg/h

Nous allons comparer nos valeurs de la puissance de pompage trouvées au changement des rayons interne et intermédiaire de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux avec celles de [16] et de [23], avec $m_2 = 3000$ kg/h.

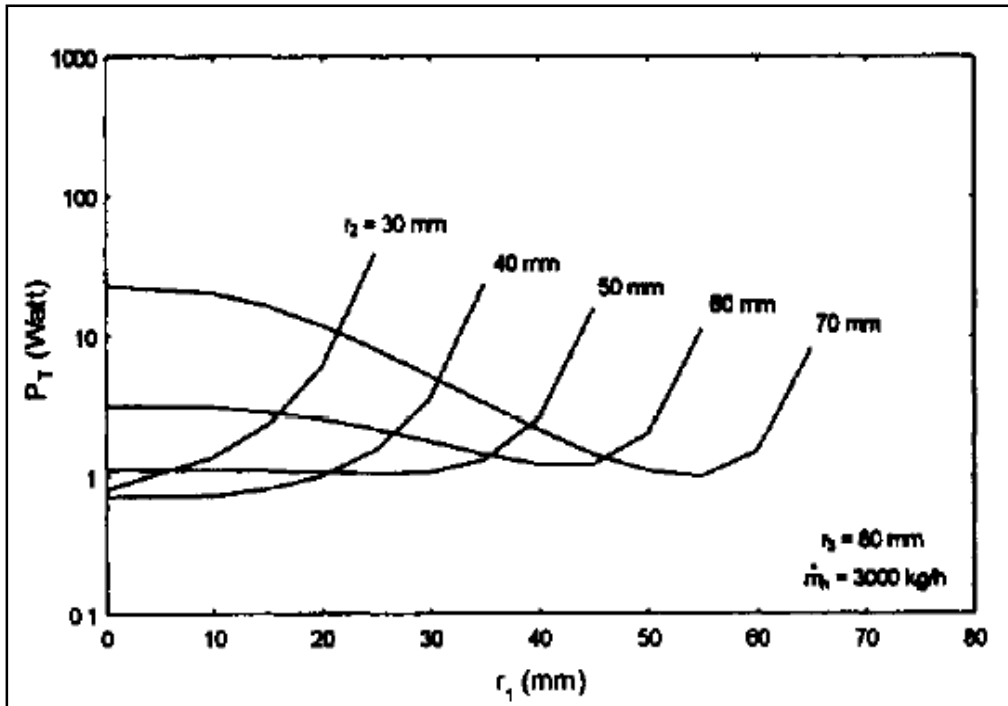


Figure IV-20 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons [16].

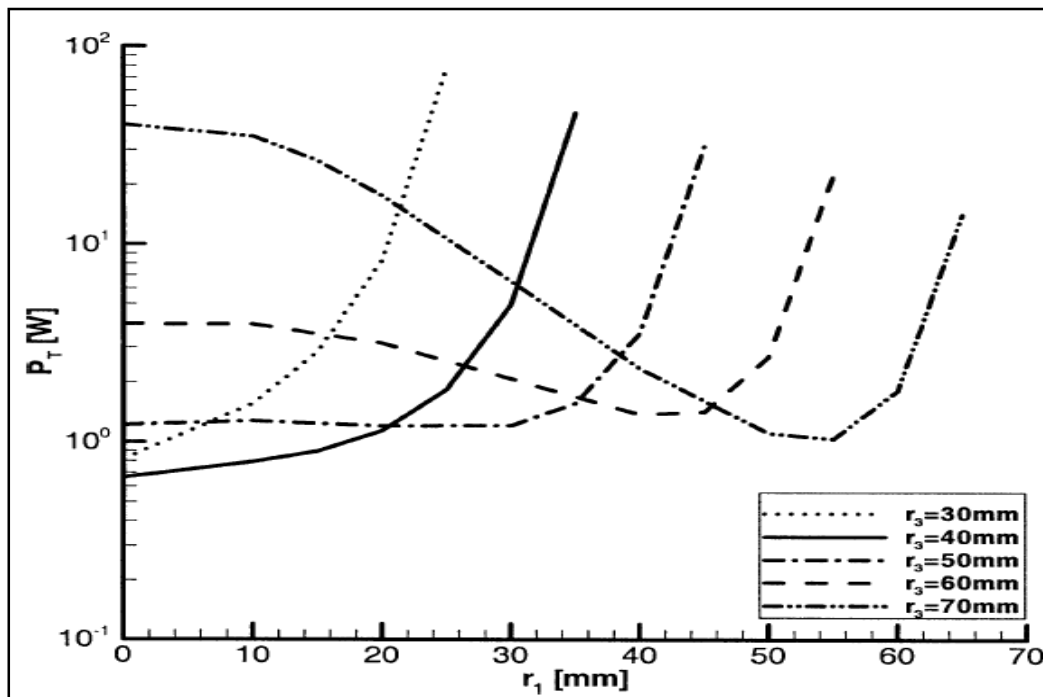


Figure IV-21 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons [23].

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

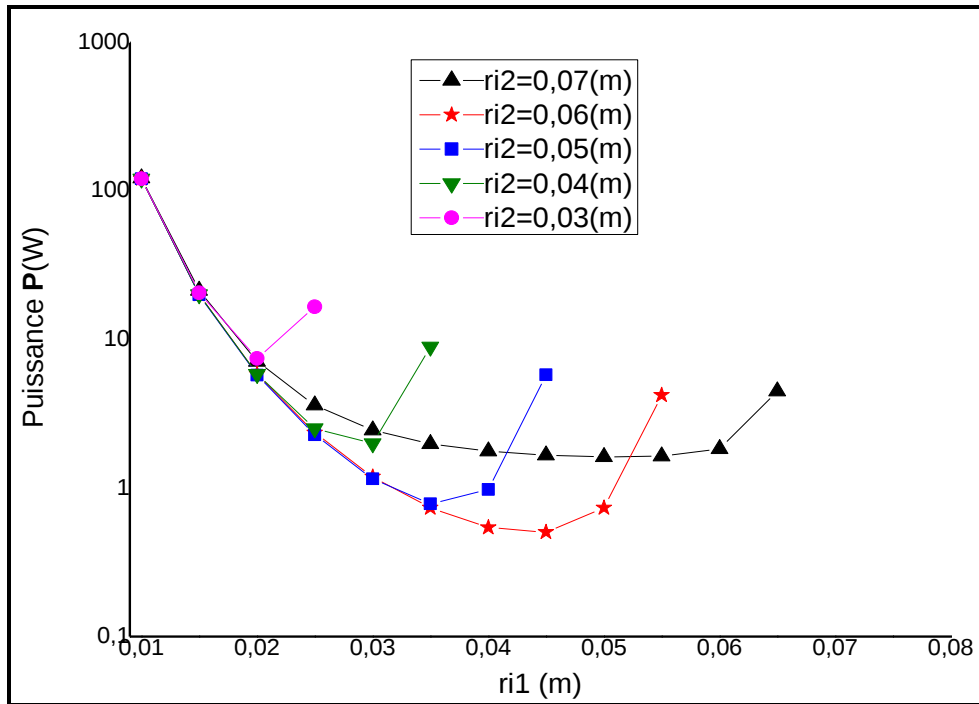


Figure IV-22 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons (Nos résultats)

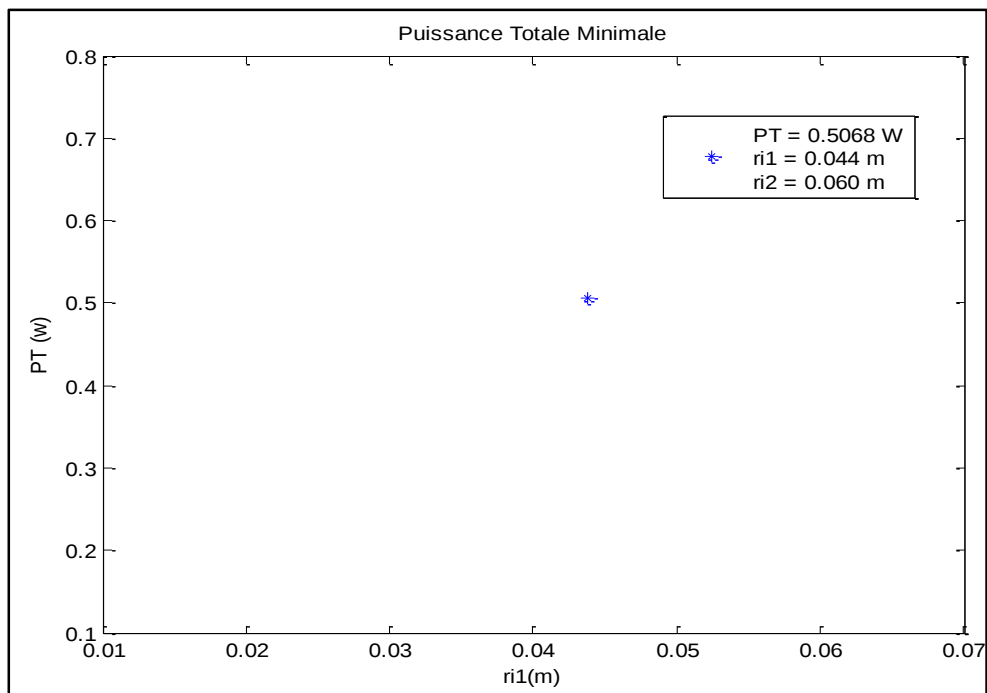


Figure IV-23 : Echangeur optimal en utilisant (AG)

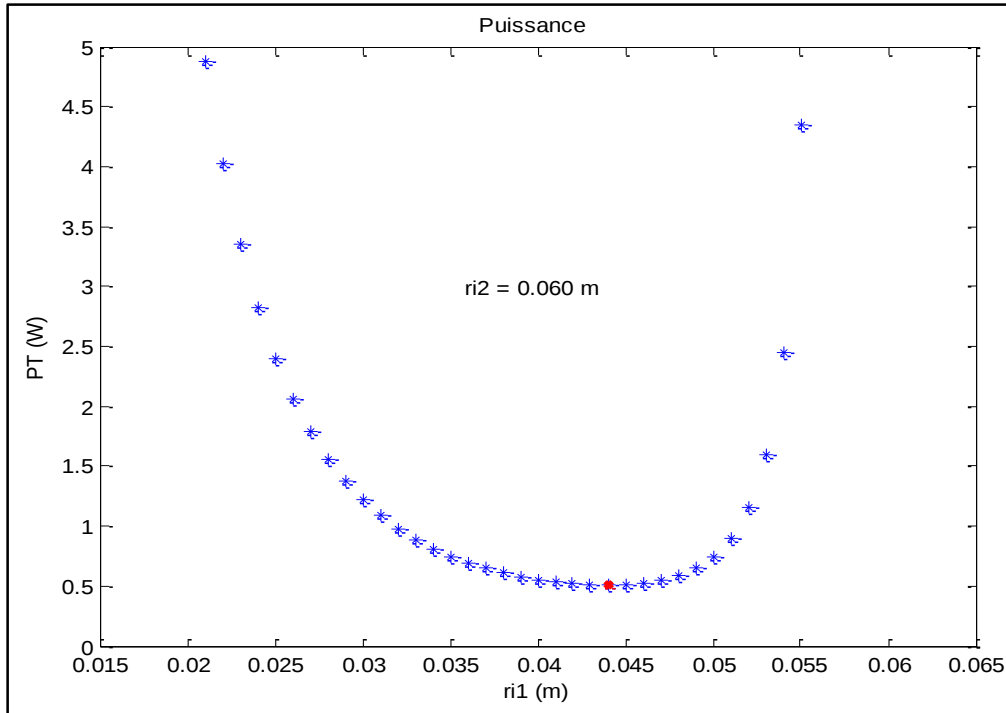


Figure IV-24 : Variation de la puissance de pompe avec r_{i1} (r_{i2} optimal = 0.060 m)

	$m_2 = 3000 \text{ kg/h}$			
	Rayon interne optimal r_{i1} (mm)	Rayon intermédiaire optimal r_{i2} (mm)	PT (r_{i1}, r_{i2}) (w)	$\mathcal{E}$ (r_{i1}, r_{i2})
Résultats d' "Unal (2001)" [16].	$r_{i1}=40 \text{ mm}$	$r_{i2}=50 \text{ mm}$	PT(40,50)= 2.611 W	$\mathcal{E}$ (40,50)= 0.879
	$r_{i1}=50 \text{ mm}$	$r_{i2}=60 \text{ mm}$	PT(50,60)= 2.022 W	$\mathcal{E}$ (50,60)= 0.893
Nos résultats utilisant (AG)			PT(40,50)= 0.9985W PT(50,60)= 0.7470W	$\mathcal{E}$ (40,50)= 0.88 $\mathcal{E}$ (50,60)= 0.90
	$r_{i1}=44 \text{ mm}$	$r_{i2}=60 \text{ mm}$	PT(44,60)= 0.506 W	$\mathcal{E}$ (44,60)= 0.87

Tableau IV-5 : Comparaison entre notre optimisation et celle de [16].

Des Figures (IV-20, IV-21 et IV-22), on constate que nos courbes de la variation de puissance sont identiques à celles de [16, 23], et du Tableau (IV-5) pour $m_2=3000\text{kg/h}$, la littérature a trouvé deux valeurs optimales pour le rayon interne et deux valeurs optimales pour le rayon intermédiaire qui sont, r_{i1} optimal = 40 et 50 mm, et r_{i2} optimal = 50 et 60 mm respectivement. Dans notre étude utilisant (AG) Figure (IV-23 et IV-24), nous avons trouvé une seule valeur optimale pour le rayon interne et une seule valeur pour le rayon intermédiaire qui sont r_{i1} optimal = 44 mm et r_{i2} optimal = 60 mm avec une puissance minimale dépensée $PT = 0.5 \text{ W}$.

IV-3.2. Pour $m_2 = 5000 \text{ kg/h}$

Nous allons comparer nos valeurs de la puissance trouvées aux variations des rayons interne et intermédiaire de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux avec celles de [16] et de [23], avec $m_2 = 5000 \text{ kg/h}$.

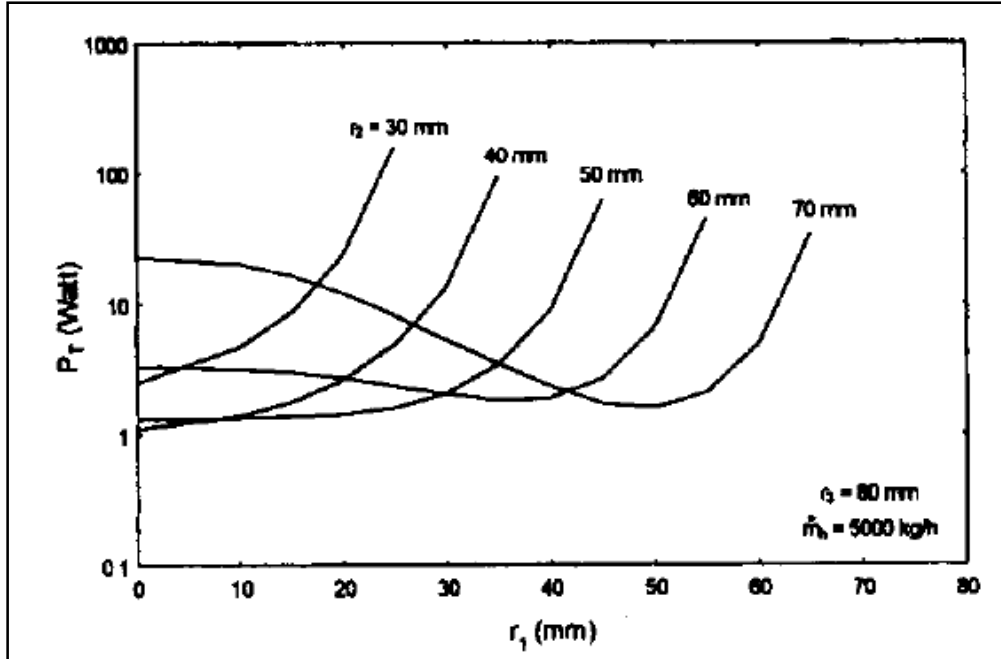


Figure IV-25 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons [16].

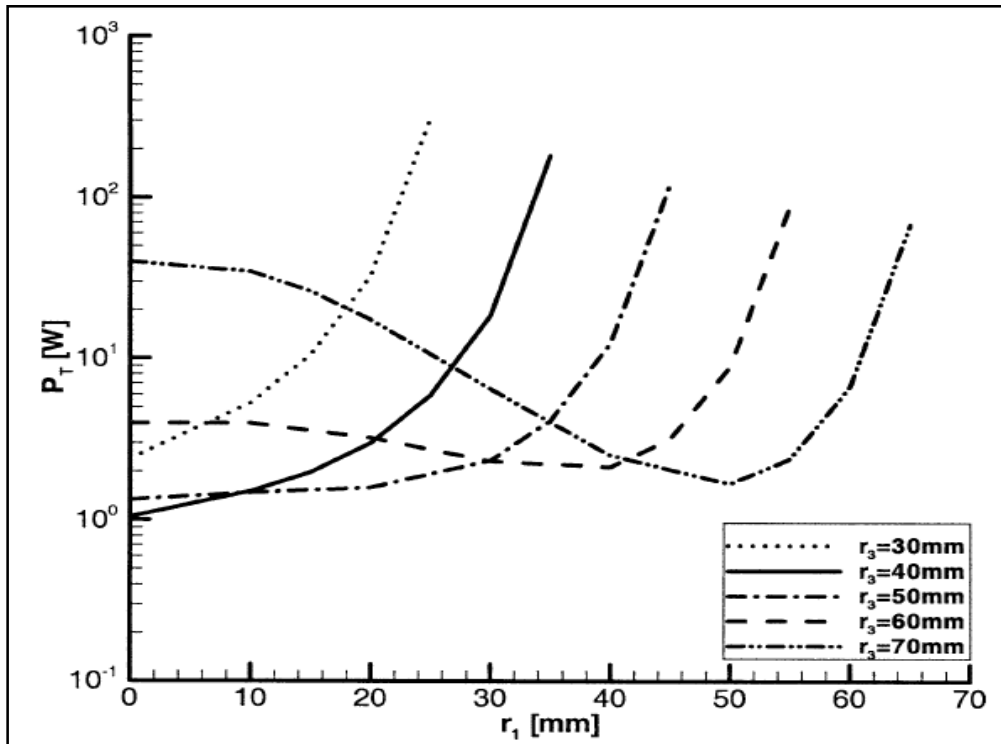


Figure IV-26 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons [23].

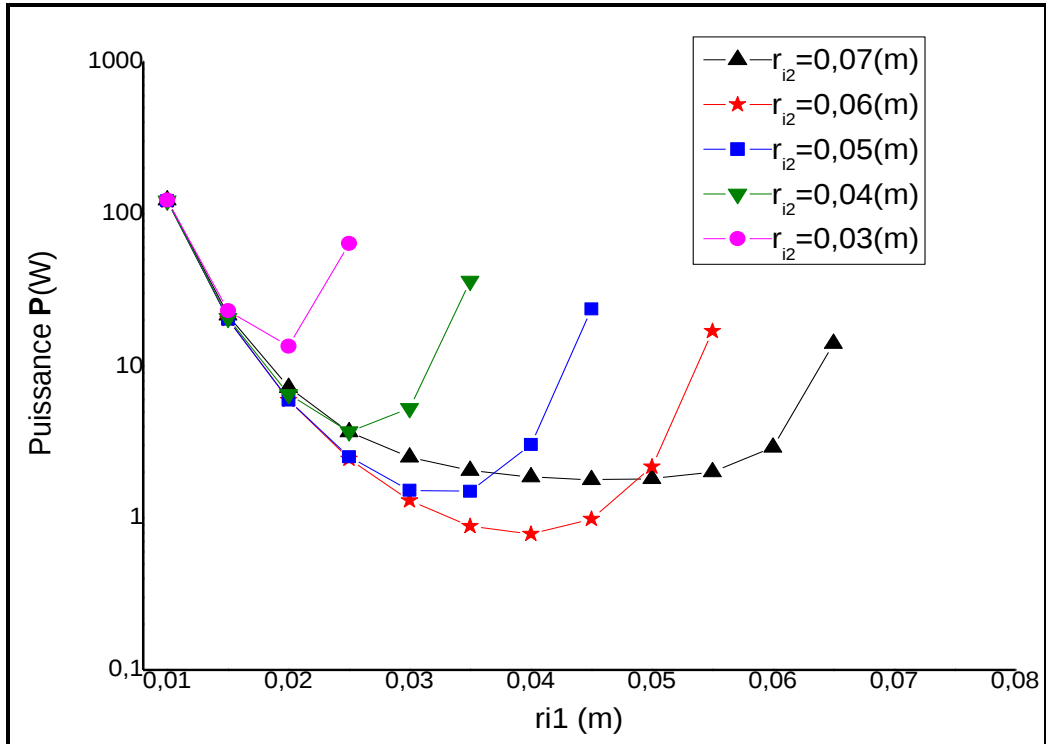


Figure IV-27 : Variation de la puissance de pompage avec les rayons (Nos résultats).

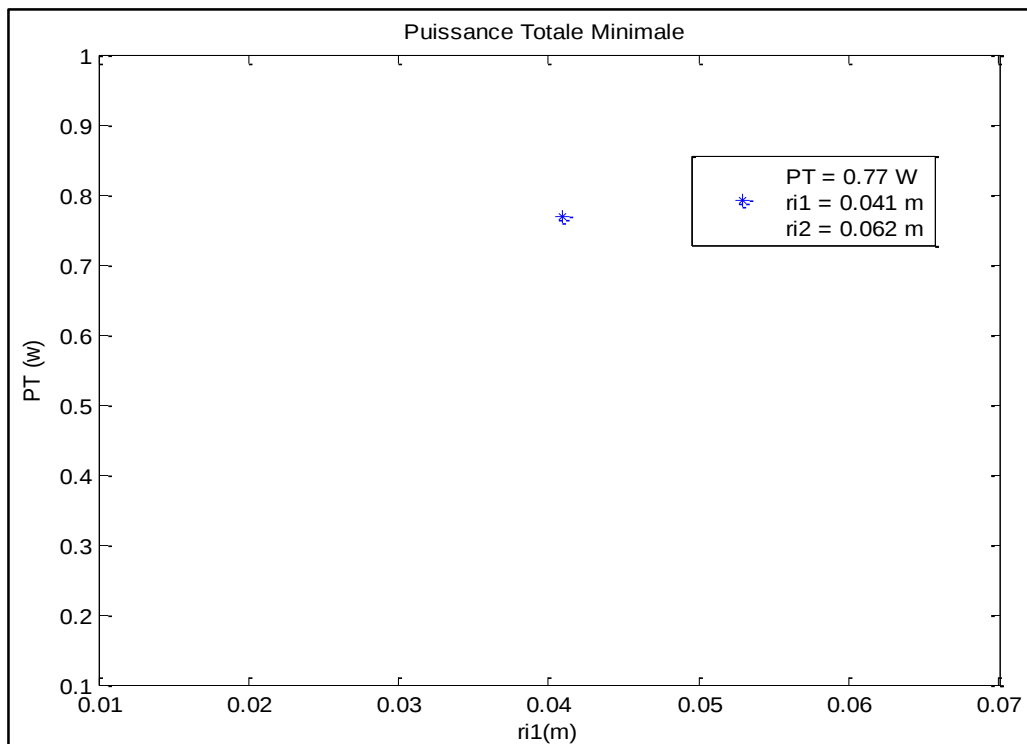


Figure IV-28 : Echangeur optimal en utilisant (AG).

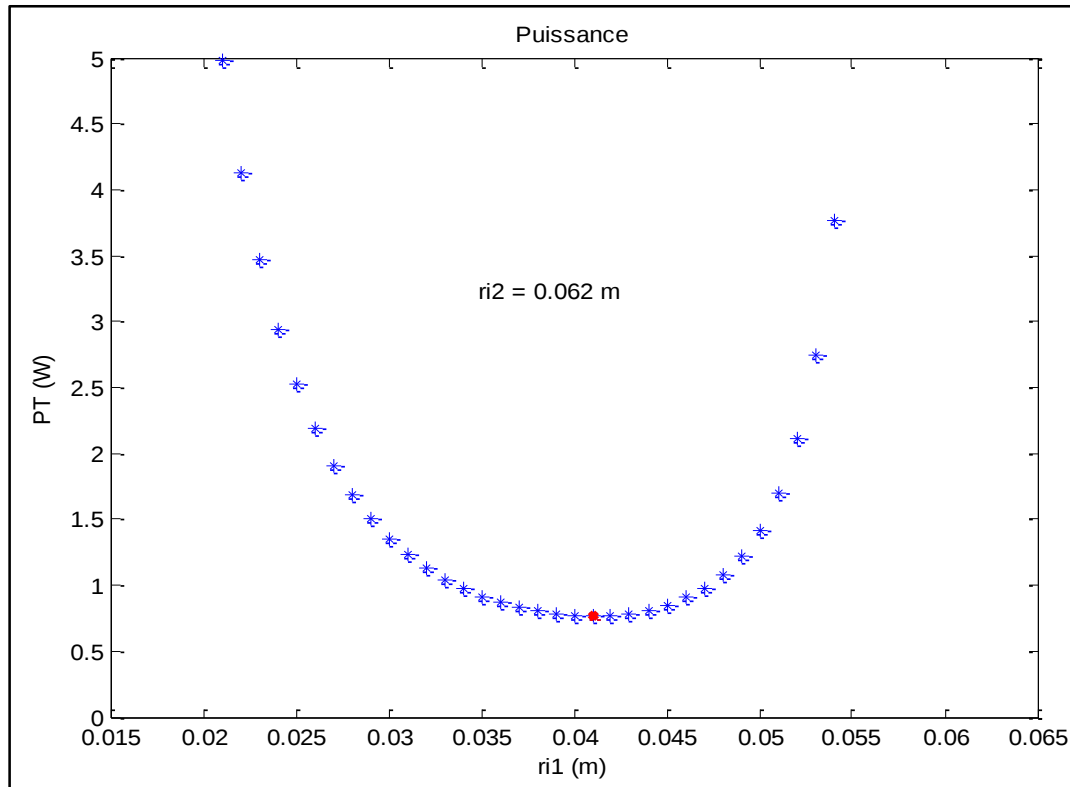


Figure IV-29 : Variation de la puissance de pompage avec r_{i1}
(r_{i2} optimal = 0.062 m).

$m_2 = 5000 \text{ kg/h}$				
	Rayon interne optimal r_{i1} (mm)	Rayon intermédiaire optimal r_{i2} (mm)	$P_T (r_{i1}, r_{i2})$ (W)	$\mathcal{E} (r_{i1}, r_{i2})$
Résultats d' "Unal (2001)" [16]	$r_{i1}=35 \text{ mm}$	$r_{i2}=50 \text{ mm}$	$PT(35,50)= 3.42 \text{ W}$	$\mathcal{E} (35,50)= 0.694$
	$r_{i1}=45 \text{ mm}$	$r_{i2}=60 \text{ mm}$	$PT(45,60)= 2.67 \text{ W}$	$\mathcal{E} (45,60)= 0.752$
Nos résultats utilisant (AG)	-	-	$PT(35,50)= 1.5028 \text{ W}$ $PT(45,60)= 0.9892 \text{ W}$	$\mathcal{E} (35,50)= 0.6843$ $\mathcal{E} (45,60)= 0.7007$
	$r_{i1}=41 \text{ mm}$	$r_{i2}=62 \text{ mm}$	$PT(41,62)= 0.7682 \text{ W}$	$\mathcal{E} (41,62)= 0.6919$

Tableau IV-6 : Comparaison entre notre optimisation et celle de [16].

Des Figures (IV-25, IV-26 et IV-27), on constate que nos courbes de la variation de puissance sont identiques à celles de [16, 23], et du Tableau (IV-6) pour $m_2=5000\text{kg/h}$, la littérature a trouvé deux valeurs optimales pour le rayon interne et deux valeurs optimales pour le rayon intermédiaire qui sont, $r_{i1 \text{ optimal}} = 35$ et 45 mm , et $r_{i2 \text{ optimal}} = 50$ et 60 mm respectivement. Dans notre étude utilisant (AG) Figures (IV-28 et IV-29), nous avons trouvé une seule valeur optimale pour le rayon interne

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

et une seule valeur pour le rayon intermédiaire qui sont $ri_{1 \text{ optimal}} = 41 \text{ mm}$ et $ri_{2 \text{ optimal}} = 62 \text{ mm}$ avec une puissance minimale dépensée $P_T = 0.76 \text{ W}$.

IV-4. Comparaison entre l'étude technique (étude classique) et l'étude technico-économique en utilisant (AG)

Au cours de comparaison entre l'étude technique et l'étude technico-économique dans le **Cas 1** on utilise les caractéristiques et les dimensions de l'échangeur utilisées [16,23], puis on garde dans le **Cas 2** les mêmes caractéristiques et les mêmes dimensions de l'échangeur sauf qu'on augmente les valeurs des débits pour voir leurs effets sur notre échangeur de chaleur.

a. Cas 1 : $m_2 = 0.56, 0.83$ et 1.39 kg/s

Pour les graphes et les tableaux du **Cas 1**, on utilise les caractéristiques et les dimensions de l'échangeur utilisées par [16, 23] qui sont illustrées dans le Tableau (IV-3).

	Rayon r_i (m)	Epaisseur $r_e - r_i$ (m)	Fluide	Débit (kg/s)	Longueur L (m)	Température T_e (°C)
Tube 1	0.010-0.065	0.001	Eau	1.39	30	15
Tube 2	0.030-0.07	0.002	P-Glycol	0.56, 0.83 et 1.39	30	80
Tube 3	0.080	0.002	Eau	1.39	30	15

Tableau IV-7 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur Cas 1.

b. Cas 2 : $m_2 = 6, 7$ et 9 kg/s

Pour les graphes et les tableaux du **Cas 2**, on utilise les caractéristiques et les dimensions de l'échangeur utilisées dans le **Cas 1** sauf les débits comme illustrées dans le Tableau (IV-8).

	Rayon r_i (m)	Epaisseur $r_e - r_i$ (m)	Fluide	Débit (kg/s)	Longueur L (m)	Température T_e (°C)
Tube 1	0.010-0.065	0.001	Eau	9	30	15
Tube 2	0.030-0.07	0.002	P-Glycol	6,7 et 9	30	80
Tube 3	0.080	0.002	Eau	9	30	15

Tableau IV-8 : Caractéristiques et dimensions de l'échangeur Cas 2

IV.4.1. Etude technique (étude classique)

IV-4.1.1. Cas 1

Effet des rayons des tubes interne et intermédiaire de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux sur la puissance totale dépensée en utilisant (AG).

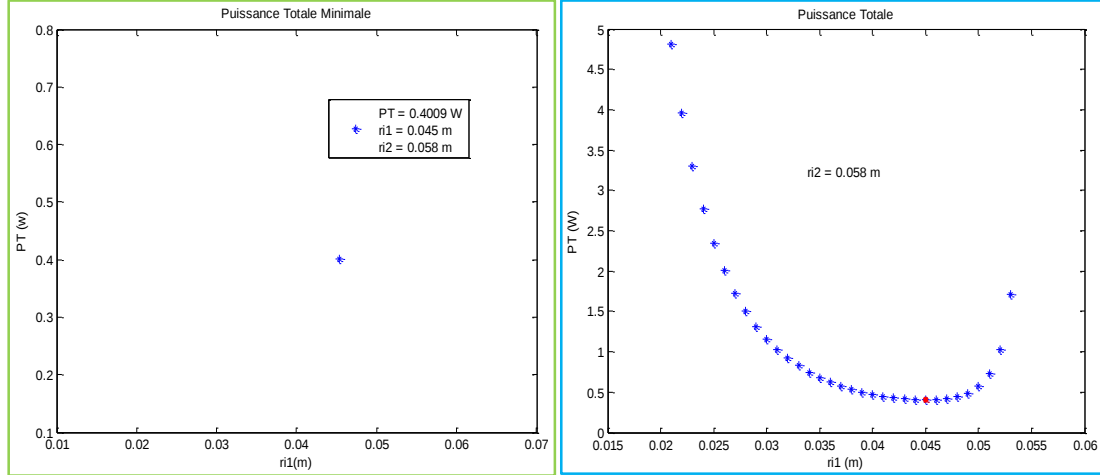


Figure IV-30 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2 = 0.56$ kg/s

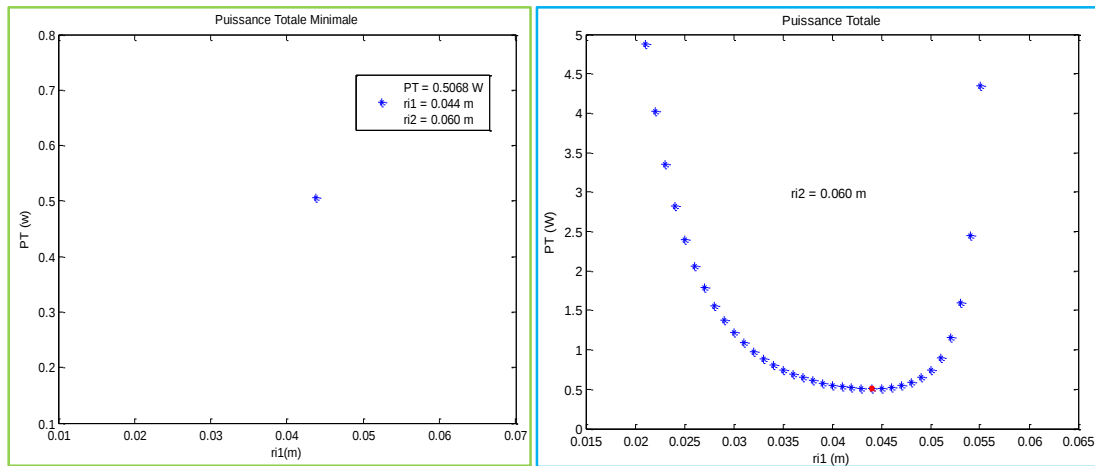


Figure IV-31 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2 = 0.83$ kg/s

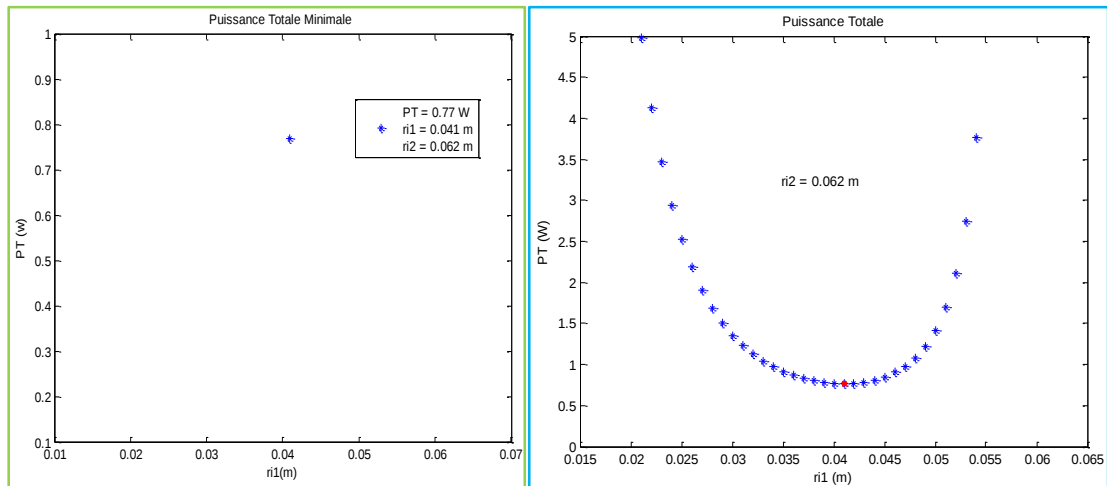


Figure IV-32 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2 = 1.39$ kg/s

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

Des Figures (IV-30, IV-31 et IV-32), concernant l'étude technique on conclut que pour $m_2=0.56, 0.83$ et 1.39 kg/s les rayons optimaux des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux sont respectivement ($r_{i1}=0.045, 0.44$ et 0.41 mm) et ($r_{i2}=0.058, 0.060$ et 0.062 mm).

IV-4.1.2. Cas 2

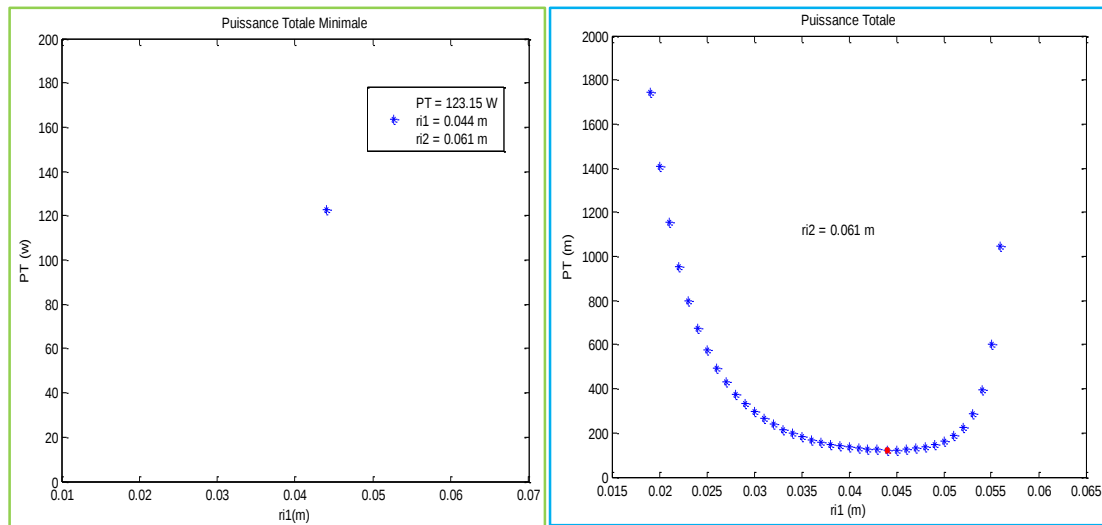


Figure IV-33 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2 = 6$ kg/s

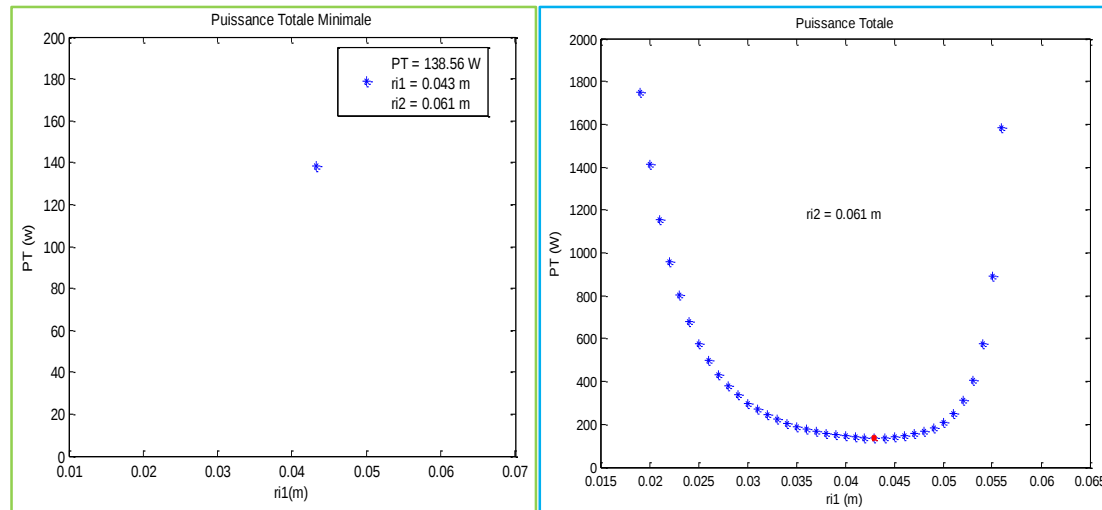


Figure IV-34 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2 = 7$ kg/s

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

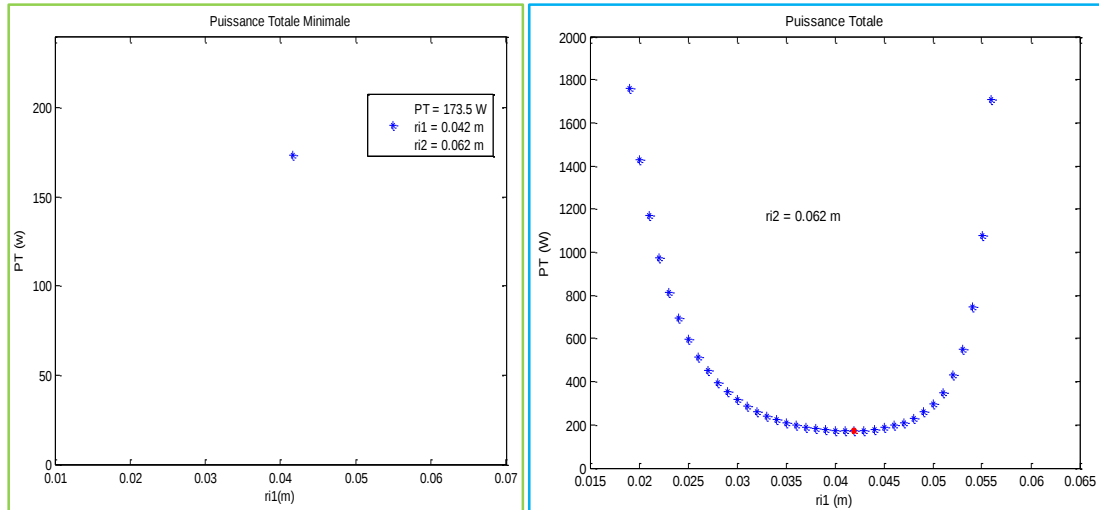


Figure IV-35 : Puissance optimale en utilisant (AG) $m_2 = 9 \text{ kg/s}$

Des Figures (IV-33, IV-34 et IV-35). Pour $m_2 = 6, 7$ et 9 kg/s les rayons optimaux des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux sont respectivement ($ri_1 = 0.044, 0.043$ et 0.042 mm) et ($ri_2 = 0.061, 0.061$ et 0.062 mm).

IV-4.2. Etude technico-économique

Effet des rayons des tubes interne et intermédiaire de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux sur le coût total en utilisant (AG).

IV-4.2.1. Cas 1

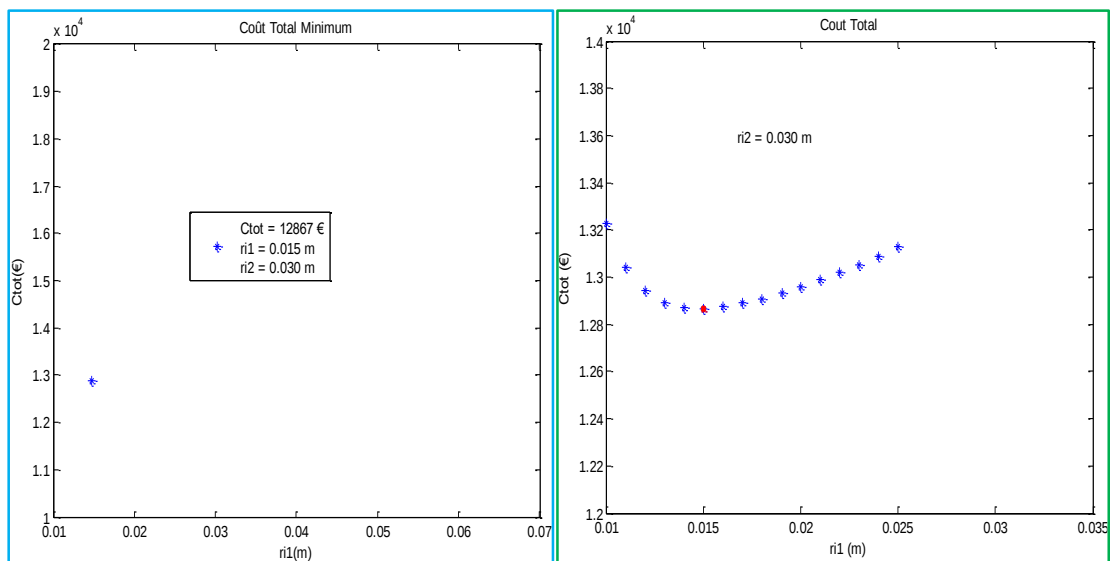


Figure IV-36 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2 = 0.56 \text{ kg/s}$

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

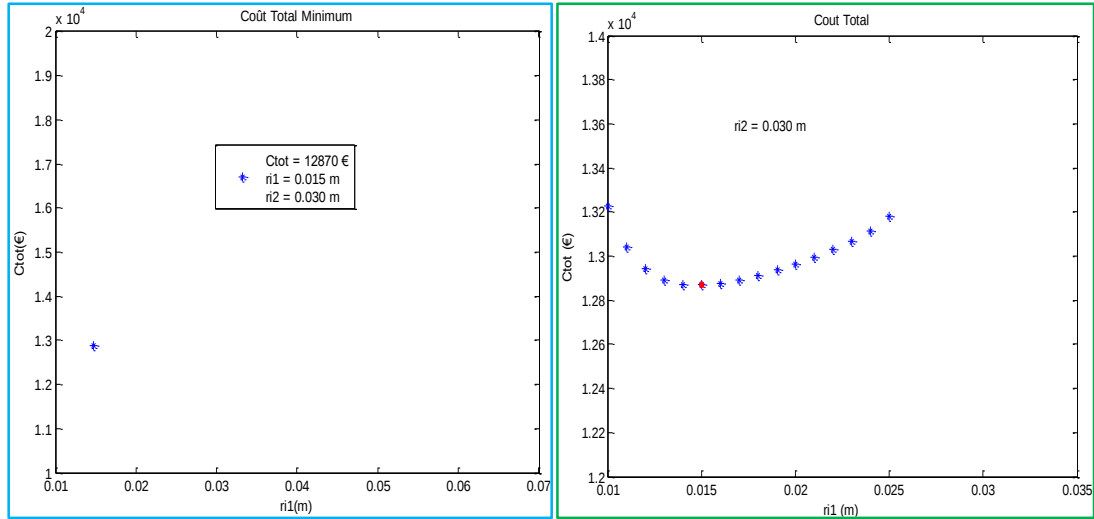


Figure IV-37 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2 = 0.83$ kg/s

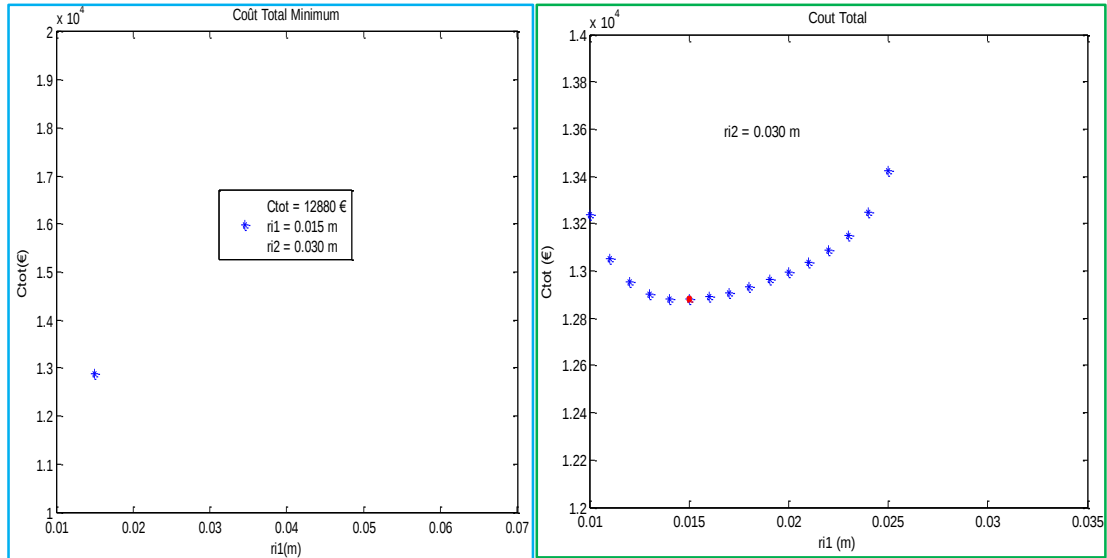


Figure IV-38 : Coût total optimal en utilisant (AG) $m_2 = 1.39$ kg/s

Des Figures (IV-36, IV-37 et IV-38), concernant l'étude technico-économique on conclut que pour $m_2 = 0.56, 0.83$ et 1.39 kg/s les rayons optimaux des échangeurs à trois tubes coaxiaux sont respectivement ($r_{11} = 0.015, 0.015$ et 0.015 mm) et ($r_{12} = 0.030, 0.030$ et 0.030 mm).

IV-4.2.2. Cas 2

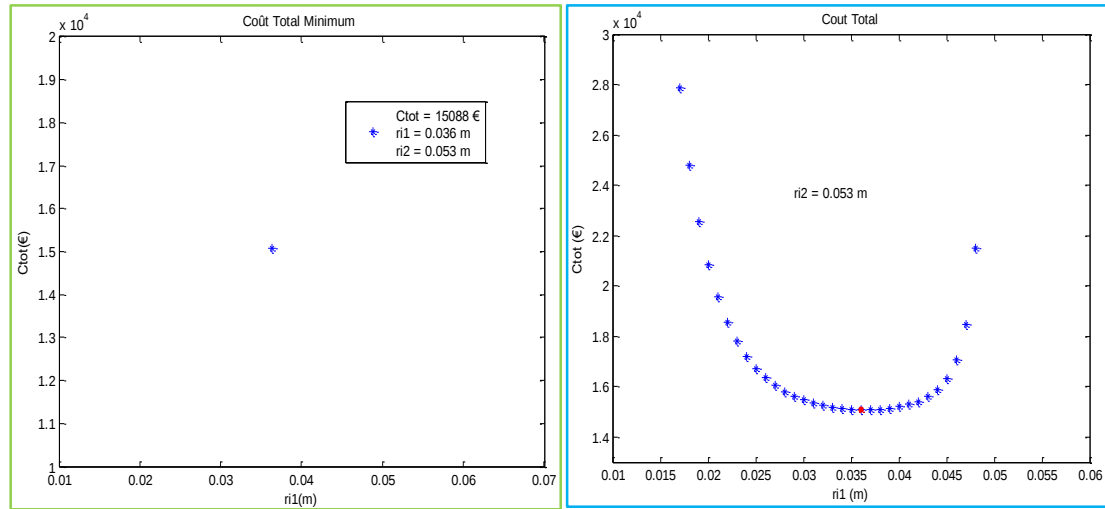


Figure IV-39 : Echangeur optimal en utilisant (AG) $m_2 = 6 \text{ kg/s}$

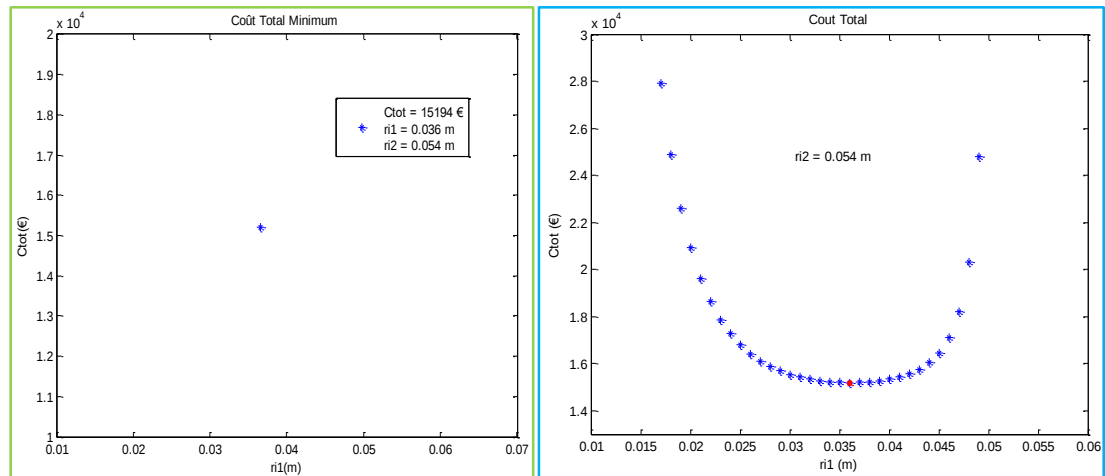


Figure IV-40 : Echangeur optimal en utilisant (AG) $m_2 = 7 \text{ kg/s}$

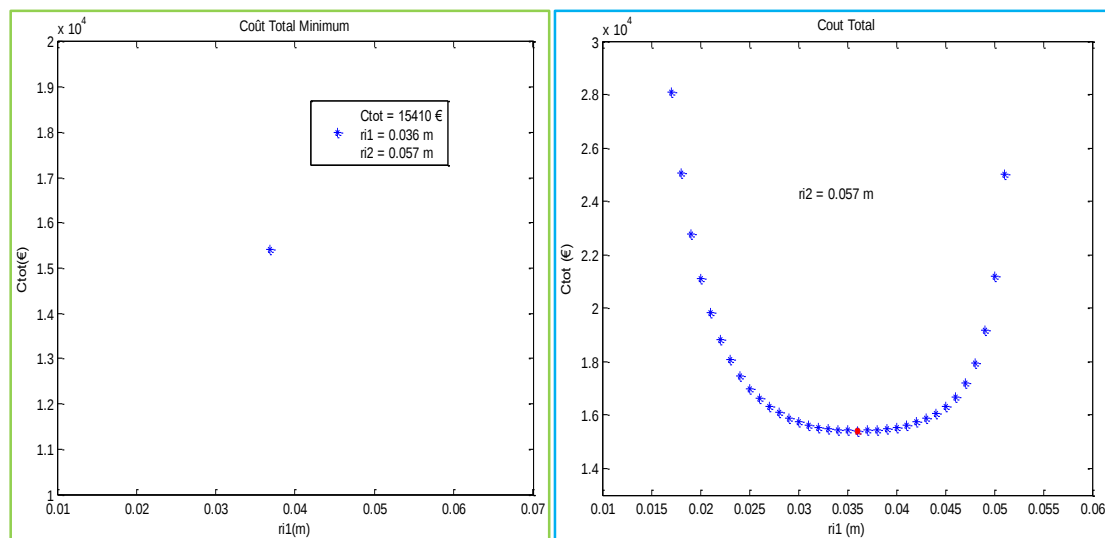


Figure IV-41 : Echangeur optimal en utilisant (AG) $m_2 = 9 \text{ kg/s}$

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

Des Figures (IV-39, IV-40 et IV-41), pour $m_2 = 6, 7$ et 9 kg/s les rayons optimaux des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux sont respectivement ($r_{i1} = 0.036, 0.036$ et 0.036 m) et ($r_{i2} = 0.053, 0.054$ et 0.057 m).

IV-4.3. Comparaison entre les deux études

IV-4.3.1. Cas 1

Paramètres	$m_1=m_3 = 1.39 \text{ kg/s}$					
	Etude technique			Etude technico-économique		
$m_2 \text{ (kg/s)}$	0.56	0.83	1.39	0.56	0.83	1.39
$r_{i1} \text{ (m)}$	0.045	0.044	0.041	0.015	0.015	0.015
$r_{i2} \text{ (m)}$	0.058	0.06	0.062	0.030	0.030	0.030
$d_{h1} \text{ (m)}$	0.09	0.088	0.082	0.030	0.030	0.03
$d_{h2} \text{ (m)}$	0.024	0.030	0.040	0.028	0.028	0.028
$d_{h3} \text{ (m)}$	0.04	0.036	0.032	0.096	0.096	0.096
$V_1 \text{ (m/s)}$	0.2187	0.2288	0.2635	1.97	1.97	1.97
$V_2 \text{ (m/s)}$	0.14	0.1645	0.2085	0.27	0.40	0.67
$V_3 \text{ (m/s)}$	0.1582	0.1733	0.1922	0.082	0.082	0.082
NTU_1	0.0022	0.0019	0.0014	0.0017	0.0016	0.0028
NTU_2	0.0024	0.0021	0.0046	0.0013	0.00096	0.0007
Re_1	17558	17957	19271	52673	52673	52673
Re_2	2331.9	3423.4	5788.2	5272.2	7814.2	13086
Re_3	5643.5	5564.0	5486.7	7054.4	7054.4	7054.4
$Pr_1 = Pr_3$	7.81	7.81	7.81	7.81	7.81	7.81
Pr_2	11.7	11.7	11.7	11.7	11.7	11.7
Nu_1	133.21	135.63	143.52	320.81	320.81	320.81
Nu_2	10.58	18.05	32.66	23.56	34.97	120.68
Nu_3	27.97	27.56	27.17	34.92	34.92	34.92
$h_1 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$	888.11	924.77	1050.1	6416.3	6416.3	6416.3
$h_2 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$	220.51	300.85	408.3	420.66	624.52	2154.9
$h_3 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$	419.48	459.39	509.5	218.25	218.25	218.25
$K_1 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$	173.49	223.05	288.71	371.17	535.79	1530.4
$K_2 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$	141.24	178.05	222.42	140.40	158.86	196.79
$S \text{ (m}^2\text{)}$	35.42	35.60	35.42	24.49	24.49	24.49
$\Delta P_1 \text{ (Pa)}$	102.23	112.43	151.67	11683	11683	11683
$\Delta P_2 \text{ (Pa)}$	110.32	120.88	149.89	319.21	685.01	1711.2
$\Delta P_3 \text{ (Pa)}$	84.76	108.25	143.27	15.22	15.22	15.22

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

ΔP_T (Pa)	297.34	341.56	444.83	12018	12357	13410
PT (W)	0.4009	0.5068	0.77	20.57	21.02	23.26
Ci (€)	14660	14692	14660	12760	12760	12760
Co (€/yr)	0.3368	0.4257	0.6454	17.27	17.65	19.54
C _{od} (€)	2.0695	2.6157	3.9655	106.15	108.47	120.06
C _{tot} (€)	14662	14694	14663	12867	12870	12880

Tableau IV-9 : Echangeur de chaleur optimal utilisant (AG) Cas 1.

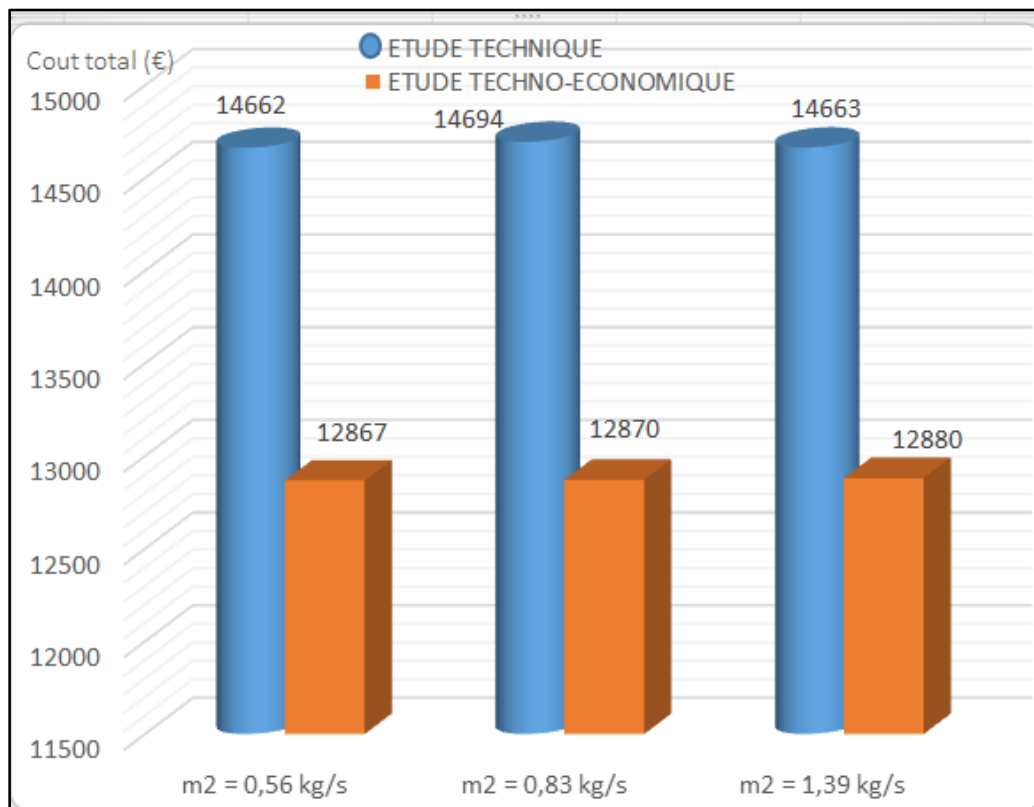


Figure IV-42 : Comparaison des coûts totaux du cas 1

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

IV-4.3.2. Cas 2

Paramètres	$m_1=m_3 = 9 \text{ kg/s}$					
	Etude technique			Etude technico-économique		
$m_2 \text{ (kg/s)}$	6	7	9	6	7	9
$r_{i1} \text{ (m)}$	0.044	0.043	0.042	0.036	0.036	0.036
$r_{i2} \text{ (m)}$	0.061	0.061	0.062	0.053	0.054	0.057
$dh_1 \text{ (m)}$	0.088	0.086	0.084	0.072	0.072	0.072
$dh_2 \text{ (m)}$	0.032	0.034	0.038	0.032	0.034	0.04
$dh_3 \text{ (m)}$	0.034	0.034	0.032	0.05	0.048	0.042
$V_1 \text{ (m/s)}$	1.481	1.551	1.626	2.2127	2.2127	2.2127
$V_2 \text{ (m/s)}$	1.104	1.224	1.408	1.3003	1.4121	1.4939
$V_3 \text{ (m/s)}$	1.180	1.180	1.245	0.8497	0.8786	0.9824
NTU_1	0.0021	0.0018	0.0015	0.0021	0.0019	0.0015
NTU_2	0.0029	0.0025	0.0022	0.0023	0.0021	0.0018
Re_1	116270	118970	121800	142100	142100	142100
Re_2	24514	28872	37121	28872	33313	41465
Re_3	35774	35774	35526	37894	37615	36804
$Pr_1 = Pr_3$	7.81	7.81	7.81	7.81	7.81	7.81
Pr_2	11.76	11.76	11.76	11.76	11.76	11.76
Nu_1	604.43	615.65	627.35	709.69	709.69	709.69
Nu_2	199.38	227.27	277.88	227.27	254.84	303.6
Nu_3	235.42	235.42	234.11	246.51	245.06	240.82
$h_1 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$	4121.1	4295.2	4481.1	5914	5914.1	5914.1
$h_2 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$	3115.4	3342.2	3656.3	3551	3747.6	3795.1
$h_3 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$	4154.4	4154.4	4389.6	2958	3063.3	3440.3
$K_1 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$	1743.8	1846.7	1977.5	2169	2242.8	2260.2
$K_2 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$	1732.7	1803.0	1941.5	1574.3	1644.5	1759.5
$S \text{ (m}^2 \text{)}$	35.80	35.61	35.61	32.79	33.14	33.62
$\Delta P_1 \text{ (Pa)}$	4261.5	4692.1	5178.4	9896.2	9896.2	9896.2
$\Delta P_2 \text{ (Pa)}$	3940.8	4609.1	5635.2	5366.8	6044.3	6136.2
$\Delta P_3 \text{ (Pa)}$	4100.9	4100.9	4709.2	1784.5	1940.5	2571.4
$\Delta P_T \text{ (Pa)}$	12303	13402	15523	17048	17881	18604
$P_T \text{ (W)}$	123.15	138.56	173.5	170.43	179.28	205.23
$C_i \text{ (€)}$	14724	14692	14692	14208	14269	14351
$Co \text{ (€/yr)}$	103.44	116.4	145.74	143.64	155.52	174.78
$CoD \text{ (€)}$	635.62	715.17	895.51	879.65	925	1059
Ctot (€)	15360	15407	15587	15088	15194	15410

Tableau IV-10 : Echangeur de chaleur optimal utilisant (AG) Cas 2.

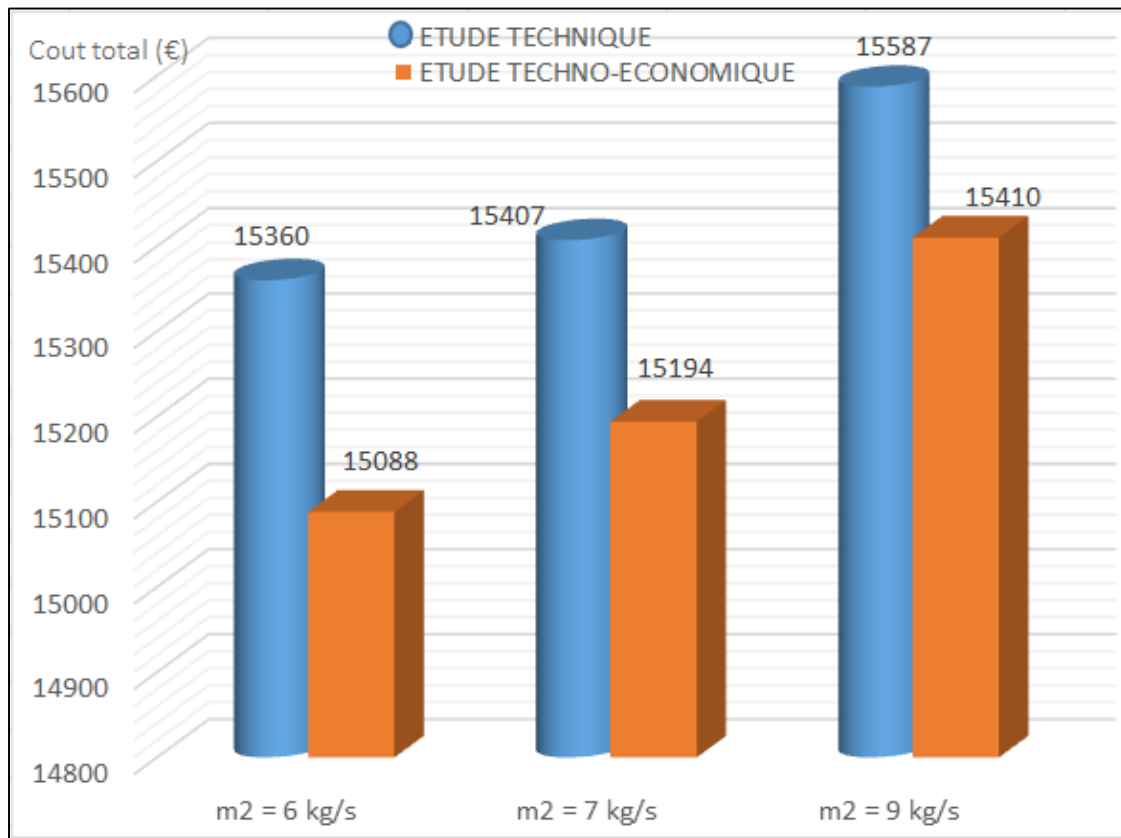


Figure IV-43 : Comparaison des coûts totaux du cas 2

Du Tableau (IV-9) cas 1, on constate pour l'étude technique que le rayon interne optimal r_{i1} de l'échangeur optimal diminue suite à l'augmentation du débit du fluide 2 « m_2 », et les autres paramètres optimaux r_{i2} , S , C_i , C_{oD} , C_{tot} et P_T augmentent proportionnellement suite à l'augmentation du débit du fluide 2 (m_2). Et pour l'étude technico-économique les rayons optimaux restent constants ($r_{i1} = 0.015\text{m}$) et ($r_{i2} = 20.030\text{m}$).

Du Tableau (IV-10), on constate pour l'étude technique que le rayon interne optimal r_{i1} d'échangeur optimal diminue suite à l'augmentation du débit du fluide 2 « m_2 », et les autres paramètres optimaux r_{i2} , S , C_i , C_{oD} , C_{tot} et P_T augmentent proportionnellement avec l'augmentation du débit du fluide 2 « m_2 ». Et pour l'étude technico-économique le rayon interne optimal r_{i1} reste constant ($r_{i1} = 0.015\text{m}$) et r_{i2} augmente proportionnellement avec l'augmentation du débit du fluide 2 « m_2 ».

CHAPITRE-IV : Résultats et Interprétations

Dans tous les cas étudiés, on constate que les coûts d'investissement à un pourcentage plus grand que celui des coûts énergétiques (pour $m_2 = 6 \text{ kg/s}$, C_{oD} présente 5.83% et C_i présente 94.17% du C_{tot}) et (pour $m_2 = 9 \text{ kg/s}$, C_{oD} présente 6.87% et C_i présente 93.13% du C_{tot}), donc la diminution des frais d'investissement menue a une économie du coût total, de cet effet on confirme l'efficacité de notre approche proposée. Et d'une autre part le pourcentage de C_{oD} augmente proportionnellement avec l'augmentation du débit du fluide 2 « m_2 », de ces résultats on indique en général une optimisation d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux avec des coûts aussi qui devraient être recherchées par la diminution des pertes de charge par un choix approprié des débits des fluides.

Des Tableaux (IV-9, IV-10), et des Figures (IV-42, IV-43), on constate que l'étude économique a toujours un gain par apport à l'étude technique, et nous avons dans le **Cas 1** un gain plus élevé de celui-ci du **Cas 2** suite au changement des débits des fluides qui ont influé sur la géométrie de l'échangeur optimal.

On compare entre l'étude technique et l'étude économique, on constate que la surface diminue par 30.85%, suite à la diminution des rayons optimaux. La puissance, les pertes de charges et C_{oD} augmentent suite à l'augmentation des vitesses. Le coût total diminue de 1824 euro.

De l'examen de ces tableaux et des résultats de la littérature [16, 23], on peut dire que l'échangeur de chaleur est optimal pour les petits rayons du tube intérieur r_{i1} . C'est-à-dire que pour la puissance le rayon optimal r_{i1} a plusieurs valeurs, par contre pour le coût total optimal, on n'a qu'un seul rayon r_{i1} constant.

Conclusion

Générale

Conclusion

Dans cette thèse de doctorat en sciences, on a donné une méthode technico-économique pour la conception des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux. Et on a présenté aussi une technique de dimensionnement basé sur l'algorithme génétique (**AG**) par l'exploitation de Toolbox de Matlab.

Notre programme donne les champs des températures des trois fluides et cela nous aide à choisir les températures désirées.

On a apprécié plus de confiance à nos résultats trouvées par des validations avec celles présentés dans la littérature.

L'utilisation de l'Algorithme Génétique (**AG**) a deux variables (r_1 et r_2) nous permet d'obtenir les diamètres optimaux correspondant au coût total minimal de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux (coût de réalisation plus coût d'énergie consommée pour vaincre les pertes de charge) et cela pour la même puissance thermique transférée.

Une comparaison faite entre l'étude technique (étude traditionnelle) et l'étude technico-économique sur l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux de mêmes paramètres utilisant l'Algorithme Génétique (**AG**).

L'Algorithme Génétique (**AG**) a été utilisé avec succès au dimensionnement de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux. Les résultats trouvés par la méthode technico-économique sont comparés avec ceux trouvés par la méthode traditionnelle, et un gain important de 30.85% de la surface est gagné par rapport à la méthode traditionnelle ce qui représente 1824 euros.

Dans tous les cas on a constaté que l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux est plus performant en utilisant les faibles débits, c'est-à-dire les pertes de charge sont faibles et les coûts énergétiques sont plus faibles.

Et de ces résultats on a exposé une optimisation d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux avec des coûts (minimisés) trouvés par la diminution des pertes de charge par un choix approprié des débits des fluides.

Le modèle développé en utilisant l'Algorithme Génétique (**AG**) peut être un excellent outil pour optimiser l'investissement des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux, et par conséquent la consommation d'énergie.

Cette étude fait clairement apparaître l'efficacité des applications de l'Algorithme Génétique (**AG**) en économie, concernant leur puissance et leur pertinence sur l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux.

Pour les perspectives futures :

On propose de réaliser cet échangeur de chaleur et de refaire la même étude avec changement de phase des fluides (condenseur et évaporateur) en employant l'Algorithme Génétique (**AG**).

Références

Bibliographies

REFERENCES BIBLIOGRAPHIES

- [1] : Bougriou C. *Etude du transfert de chaleur par condensation d'air humide sur des tubes à ailettes*. PhD thesis, INSA de Lyon ISAL87, (1991).
- [2] : Benoit A. *Optimisation d'échangeurs de chaleur : condenseur à calandre, réseau d'échangeurs de chaleur et production d'eau froide*. (M.Se). l'Université Laval, (2010).
- [3] : Gilles M. *Optimisation Topologique des Transferts de Chaleur et de Masse Application aux Échangeurs de Chaleur*. Thèse doctorat, Ecole nationale supérieure des Mines de Paris, (2012).
- [4] : Chouchani I. *Utilisation d'un algorithme génétique pour la composition de services web*. Mémoire université du Québec, (2010).
- [5] : Thomas V. et Murat Y. *Présentation des algorithmes génétiques et de leurs applications en économie*. Université bordeaux (2001).
- [6] : Jean-Marc A. et Nicolas D. *algorithmes génétiques*. Technical report, laboratoire d'optimisation globale d'Enac, (2005).
- [7] : Nicolas D. *Algorithmes génétiques et autres méthodes d'optimisation appliqués à la gestion de trafic aérien*. PhD thèses, CENA-ENAC Toulouse (2004).
- [8] : Kakac S. et Liu H. *Heat exchanger selection, Rating and Thermal design*, second Edn, CRC Press, (2002).

- [9] : Bontemps A. et al. *Définitions et architecture générale des échangeurs de chaleur*. Université Joseph Fourier, Institut Universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble), B 2 340.
- [10] : Morley T. *Exchange of heat between three fluids*, *Engineer*, 134-155, (1933).
- [11] : Bellotti J.J., Stock D.E. *A numerical design scheme for concentric heat exchangers*. *GIA-44*, 252-261, (1979).
- [12] : Escanes F., Pérez-Segarra C.D. Oliva A. *Thermal and fluid-dynamic behaviour of double-pipe condensers and evaporator a numerical study*, *Int. J. Num. Methods Heat Fluid Flow*, 5, 781–795, (1995).
- [13] : Zuritz C. *On the design of triple concentric-tube heat exchangers*. *Food Process Engineering*, 12, 113–130, (1990).
- [14] Sekulic D. *A compact solution of the parallel flow three-fluid heat exchanger problem*. *Int. J. of Heat and Mass Trans.* 37 (14), 2183-2187, (1994).
- [15] : Unal A. *Theatrical analysis of triple concentric tube heat exchanger part 1, mathematical modeling*, *Int. Comm. Heat Mass Trans.* Vol. 25, 949 – 958, (1998).
- [16] : Unal A. *Theoretical analysis of triple concentric tube heat exchanger part 2 case studies*. *Int. Comm. Heat Mass Trans.* Vol. 28 (2), 243 – 256, (2001).
- [17] : Unal A. *Effectiveness-NUT relations for triple concentric-tube heat Exchangers*, *Int. Comm. Heat Mass Trans.* Vol. 30 (2), 261–272, (2003).
- [18] : Seo Y.C., Gwang H.R., Hyung J.S. *Direct numerical simulation of turbulent concentric annular pipe flow: Part 1: Flow field*. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 23 (4), 426-440, (2002).

- [19] : Seo Y.C. Hyung J. S. Large-eddy simulation of turbulent flow in a concentric annulus with rotation of an inner cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 26 (2), 191-203. (2005).
- [20] : Sahoo P.K., Ansari Md. I.A., Datta A.K. Computer-aided design and performance evaluation of an indirect type helical tube ultra-high temperature (UHT) milk sterilizer. *Journal of Food Engineering*, Vol. 51 (1), 13-19, (2002).
- [21] : Sahoo P. K., Ansari Md. I. A., Datta A. K. A computer based iterative solution for accurate estimation of heat transfer coefficients in helical tube heat exchanger. *Journal of Food Engineering*, Vol. 58 (3) 211-214, (2003).
- [22] : Sahoo P.K., Ansari I.A., Datta A.K. Milk fouling simulation in helical triple tube heat exchanger. *Journal of Food Engineering*, Vol. 69 (2), 235-244, (2005).
- [23] : Garcia-Valladares O. Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers, *Int. J. of Thermal Sciences*. Vol. 43 (21), 979–991, (2004).
- [24] : Garcia-Valladares O., Velazquez N. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, 597–609, (2009).
- [25] : Batmaz E., Overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution of fluids in a triple tube heat exchanger, M. S. Thesis, Faculty of North Carolina State University, (2003).
- [26] : Batmaz E., Sandeep K. P. Calculation of overall heat transfer coefficients in a triple tube heat exchanger. *Heat and Mass Transfer*, Vol.41, 271–279, (2005).

- [27] : Batmaz E., sandeep1 k.p. Overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution in a triple tube heat exchanger, *J. Food Process Eng.* Vol. 31, 260–279, (2008).
- [28] : Bielskit S., Malinowski L. An analytical method for determining transient temperature field in a parallel-flow three-fluid heat exchanger. *Heat Mass Trans.* Vol. 32, 1034–1044, (2005).
- [29] : Nema P.K., Datta A. A computer based solution to check the drop in milk outlet temperature due to fouling in a tubular heat exchanger. *J. Food Eng.* Vol. 71, 133–142, (2005).
- [30] : Nema P.K., Datta A.K. Improved milk fouling simulation in helical triple tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Trans.* Vol. 49 (19-20), 3360–3370, (2006).
- [31] : Radulescu S., Negoita I. Heat transfer coefficient solver for a triple concentric-tube heat exchanger in transition regime. *Rev. Chim. (Buchar)*, Vol. 8, 820–824, (2012).
- [32] : Peigné P., Inard C., Druette L. Experimental study of a triple concentric tube heat exchanger integrated into a wood-based air-heating system for energy-efficient dwellings *Energies*, Vol. 6, 184–203, (2013).
- [33] : Quadir G., Jarallah S., Salman N. Badruddin I. Experimental investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Trans.* (62), 562–566, (2013).
- [34] : Quadir G., Badruddin I. Salman N., Numerical investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Trans.* (75), 165–172, (2014).

- [35] : Behera V., Das D., Nayak A. Numerical analysis of triple tube heat exchanger using ANSYS. *Int. J. Sci. Eng. Res.* Vol. 5 (11), 1226–1231, (2014).
- [36] : Patrascioiu C., Radulescu S. Prediction of the outlet temperature in triple concentric-tube heat exchangers in laminar flow regime: case study. *Heat Mass Trans.* (51), 59–66, (2015).
- [37] : Boultif N., Bougriou C. Steady and Unsteady State Thermal Behaviour of Triple Concentric-Tube Heat Exchanger. *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, Vol. 53 (3), 849-863, (2017).
- [38] : Antonio C. C., Pacifico M. Pelagagge, P. S. Heat exchanger design based on economic optimization. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28 (10), 1151-1159, (2008).
- [39] : Prabhat K. G., Kush P.K., Ashesh T. Design and optimization of coil finned-tube heat exchangers for cryogenic applications. *Cryogenics*, Vol. 47 (5-6), 322-332, (2007).
- [40] : Hao P., Xiang L. Optimal design approach for the plate-fin heat exchangers using neural networks cooperated with genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28 (5- 6), 642-650, (2008).
- [41] : Xie G.N., Sunden B., Wang Q.W. Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, Vol.28 (8-9), 895-906, (2008).
- [42] : Patel V.K., Rao R.V. Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique, *Applied Thermal Engineering*, Vol.30 (11-12), 1417-1425, (2010).

- [43] : Baadache K., Bougriou C. Optimization of the design of shell and double concentric tubes heat exchanger using the Genetic Algorithm, *Heat Mass Trans.*, Vol. 51, 1371-1381,(2015).
- [44] : Muhammad I., Nugroho A. P., Muhammad F. Thermal and hydraulic optimization of plate heat exchanger using multi objective genetic algorithm. *Case Studies in Therm. Engineering*. Vol. 10, 570-578, (2017).
- [45] : Bontemps A., et al. *Traité Mécanique et Chaleur. Techniques de l'ingénieur*, B2340 à B2344, France, (1993).
- [46] : François F., et al. *Echangeurs thermiques : Enjeux, marchés, technologie et politique d'innovation*. Editions européennes Thermique et Industrie (EETI), (1993).
- [47] : Bougriou C. *Calcul et technologie des échangeurs de chaleur*. Offices des Publications Universitaires, 200P, (2012).
- [48] : Lee P.S., Garimella S.V., Liu D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *Int. J. of Heat and Mass Trans.*Vol. 48, 1688–1704, (2005).
- [49] : Kern D.Q., *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, (1984).
- [50] : Taal M., Bulatov I., Klemes J., Stehlik P. Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects. *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 23, 1819–1835 (2003).
- [51] : The MathWorks, *Genetic algorithm and direct search toolbox, for use with Matlab*. MathWorks, Natick, (2013).

Annexe A

Optimal diameters of triple concentric-tube heat exchangers

Achour Touatit, Cherif Bougriou

Mechanical Engineering Department, Faculty of Technology, University of Batna 2, Algeria

Corresponding Author Email: c.bougriou@univ-batna2.dz

<https://doi.org/10.18280/ijht.360149>

Received: 7 July 2017

Accepted: 20 March 2018

Keywords:

heat exchanger, concentric-tube, design, energy, cost.

ABSTRACT

A Fortran code of calculation is used to determine the temperature profiles of three fluids, as well the various heat transfer coefficients, the total frictional power expenditure in a triple concentric-tube heat exchanger in steady state. The system is composed of three concentric tubes, hydrogen flows into the central tube, nitrogen passes through the inner annulus and oxygen flows into the outer annulus passage in cocurrent and counter-current flows. The thermophysical properties used in this study are supposed variables with the temperature. We use in this study a techno-economic method to optimize the heat exchanger by determining the optimal diameter corresponding to the minimal total cost of the heat exchanger (functioning and investment). Now we have only one optimum tube diameter for each heat exchanger which corresponds to the minimum total cost of the heat exchanger (total frictional power expenditure and the fabrication of the heat exchanger), unlike previous studies in the literature, where we had two optimal tube diameters: the first corresponds to the maximal heat exchanger efficiency and the last one to the minimal energy consumption required to overcome the pressure drop in the heat exchanger.

1. INTRODUCTION

The hydrogen engine in a hypersonic vehicle propulsion system can be composed of three concentric tubes wherein hydrogen is reactive with oxygen to be conditioned, a leak safe arrangement of concentric tubes disposed across the conditioned fluid flow (oxygen) path having the hydrogen in a central tube surrounded by nitrogen in the inner annulus so that single failure leak of hydrogen or nitrogen presents no risk of harmful reaction with oxygen [1-4]. Due to the wide use of heat exchangers in different processes, minimization their cost is very important for designers and users. This type of heat exchangers can be used for the cooling of nitrogen and oxygen (air) since it operates with three fluids. In this study, we propose a method for optimum design of triple concentric-tube heat exchangers, using a computer program (TTC) written in Fortran in order to minimize the cost of the device. The total cost is the sum of the investment cost (heat exchanger construction) and operating cost (annual energy costs for pumping and maintenance).

The major contribution of researchers from literature, are as follows. Zuritz [5] performed a set of analytical equations for fluid temperatures of a triple concentric-tube heat exchanger. Unal [6-8] have treated a case study for the counter-current arrangement based on a simplified physical model with a fully analytical expression for the variations of the bulk temperatures of the three fluids streams along the triple concentric-tube heat exchanger. A series of case studies for counter-current arrangement proved that the heat exchanger performance or size is dependent on the relative sizes of the diameters of the three tubes. The previously temperature distribution expressions have been completed with a fully analytical expression for the effectiveness of triple concentric-tube heat exchangers with both the counter-current and co-

current arrangements. Garcia-Valladares [9] studied a one-dimensional numerical model of the thermal performance of the triple concentric-tube heat exchangers, in both transient and steady states. The efficiency comparison between Solar Parabolic Trough Collector (PTC) with double pass and with single pass was carried out by Garcia-Valladares and Velazquez [10]. Nema et al. [11] suggested various models for the prediction of fouling thickness and milk outlet temperature in a triple helical tube heat exchanger. Helical triple tube heat exchanger was numerically studied by Sahoo et al. [12], this study was limited to investigate the milk fouling factor and discussed the influencing parameters. Batmaz et al. [13] determined the overall heat transfer coefficients in a triple concentric-tube heat exchanger. The temperature profiles of all streams in a triple concentric-tube heat exchanger in the axial direction were given. Batmaz et al. [14] developed a new procedure and utilized the overall heat transfer coefficients of a triple tube heat exchanger. The axial temperature distribution of fluids was computed for a cooling process for different flow rates and inlet temperatures of the fluid streams. Caputo et al. [15] used a new procedure for the optimal design of the shell and tube heat exchanger. They proposed a genetic algorithm to minimize the total cost of equipment, including investments capital and annual fees spent for pumping. Caputo et al., have achieved significant cost reductions (saving more than 50 %). An experimental investigation was conducted by Lee et al. [16] to explore the validity of classical correlations based on conventional sized channels for predicting the thermal behaviour in single phase flow through rectangular microchannel. Başal et al. [17] proposed a numerical study of a new type of thermal energy storage system consisting of a triple concentric-tube heat exchanger. The phase change material (PCM) annulus is in contact with both inner and outer surfaces of the heat exchanger, that provide a larger heat

transfer area. The performance of a triple concentric-pipe heat exchanger under steady state conditions for different flow arrangements was experimentally studied by Quadir et al. [18]. Quadir et al. [19] carried out a numerical study using finite element for different flow arrangements and for insulated and non-insulated conditions of the triple tube heat exchanger. Singh et al. [20] studied experimentally the thermo-hydraulic behaviour of a triple tube heat exchanger for different flow arrangements. Patrascioiu et al. [21] developed a numerical model for predicting the outlet temperatures in a triple tube heat exchanger. Abdalla et al. [25-26] are investigated experimentally and numerically the triple concentric-tube heat exchanger to present a clear view on the thermo-fluid characteristics of this type of heat exchangers with different key design parameters leading to design optimization, to evaluate the performance characteristics of the triple concentric-tube heat exchanger with rib inserts. A numerical model of a three concentric tubes combustion chamber was developed and investigated to evaluate its thermal performances by Valerio et al. [27]. An experimental investigation to evaluate the performance characteristics of the triple concentric-tube heat exchanger with inserted coiled tube is studied by Taraprasad et al. [28].

The aim of this numerical study is to find only one optimal tube diameter of the triple concentric-tube heat exchanger, corresponding to the minimum total cost of the heat exchanger (total frictional power expenditure and fabrication of the heat exchanger). In the previous studies [6-8], we had two different optimal tube diameters, the first diameter corresponds to the maximum heat exchanger efficiency and the second diameter corresponds to the minimal energy consumption required to overcome the pressure drop in the heat exchanger.

The thermophysical properties used in this study are supposed variables with the temperature.

This paper is organized as follows. Section 2 presents the calculation of the triple concentric-tube heat exchanger. Section 3 presents the results and a conclusion.

2. CALCULATION OF THE TRIPLE CONCENTRIC-TUBE HEAT EXCHANGER

The Number of Transfer Units (*NTU*) method is used for the heat exchanger calculation. This method bases on the definition of the maximum transferable thermal flow on one hand and the heat exchanger efficiency on the other hand.

The studied heat exchanger, of length L consists of three concentric tubes. The cold fluid (hydrogen) circulates in the internal tube, the oxygen flows in the outside annular passage and the nitrogen passes in the internal annulus passage.

For the mathematical formulation of our studied problem, we make the following hypotheses

- 1- Steady-state operating regime.
- 2- Monophasic and incompressible fluids.
- 3- Thermophysical properties of the fluids depend on the temperature.
- 4- Completely insulated heat exchanger.
- 5- Constant cross sections.
- 6- Unimportant thermal conduction in the fluid.

The energy balances in the triple concentric-tube heat exchanger is given by:

$$\Phi_T = m_2 C_{p2} \Delta T_2 = m_1 C_{p1} \Delta T_1 + m_3 C_{p3} \Delta T_3 \quad (1)$$

2.1 Main temperatures

The main necessary temperatures for the sizing of a triple concentric-tube heat exchanger are schematized on figures 1 and 2.

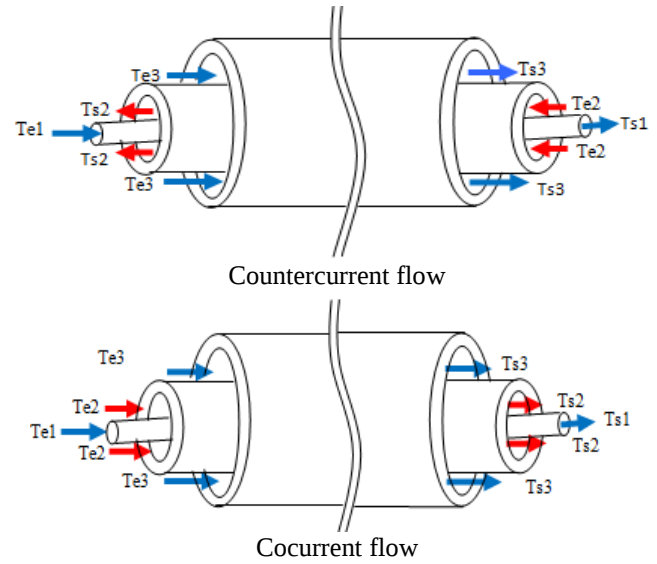


Figure 1. Triple concentric-tube heat exchanger

2.2 Maximum heat flux

The maximum transferable heat flux by a triple concentric-tube heat exchanger are reached for an infinitely long heat exchanger. In such configuration, one of the fluids undergoes the highest rise or the highest reduction of temperature.

$$\Phi_{I,\max} = \min(m_1 C_{p1}, m_2 C_{p2}) \Delta T_{I,\max} \quad (2)$$

$$\Phi_{II,\max} = \min(m_3 C_{p3}, m_2 C_{p2}) \Delta T_{II,\max} \quad (3)$$

2.3 Heat exchanger efficiency

The heat exchanger efficiency is a dimensionless number less or equal of the unity ($0 \leq E \leq 1$).

$$E_I = \max(\Delta T_1, \Delta T_2) / \Delta T_{I,\max} \quad (4)$$

$$E_{II} = \max(\Delta T_2, \Delta T_3) / \Delta T_{II,\max} \quad (5)$$

2.4 Heat capacity ratio

According to the case of the fluid which commands the transfer, the expressions of the heat capacity ratio are given by:

$$\begin{cases} Z_I = \min(C_1, C_2) / \max(C_1, C_2) \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} Z_{II} = \min(C_2, C_3) / \max(C_2, C_3) \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \min(\Delta T_1, \Delta T_2) / \max(\Delta T_1, \Delta T_2) \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} Z_{II} = \min(\Delta T_2, \Delta T_3) / \max(\Delta T_2, \Delta T_3) \end{cases} \quad (9)$$

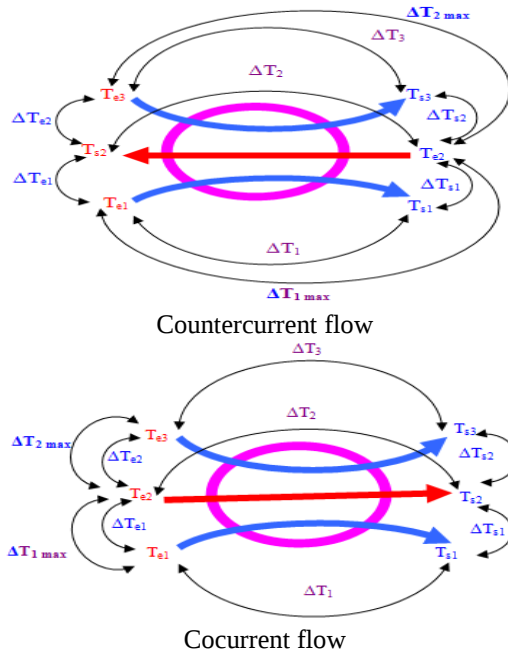


Figure 2. Main temperatures in a triple concentric-tube heat exchanger.

2.5 Number of transfer unit

The number of transfer unit is a dimensionless number. It represents the relationship between the thermal conductance and the minimal heat capacity of the fluid:

$$NUT_I = (K_I S_I) / \min(C_1, C_2) \quad (10)$$

$$NUT_{II} = (K_{II} S_2) / \min(C_2, C_3) \quad (11)$$

2.6 Expression of the efficiency (E) according to (Z and NTU)

We can thus use the valid general expression in every case.

2.6.1 Countercurrent flow

$$NUT_{II} = \frac{1}{1 - Z_{II}} \ln \frac{1 - Z_{II} E_{II}}{1 - E_{II}} \quad (12)$$

$$E_I = \frac{1 - \exp \left[(1 - Z_I) NUT_I \right]}{1 - Z_I \exp \left[(1 - Z_I) NUT_I \right]} \quad (13)$$

$$NUT_I = \frac{1}{1 - Z_I} \ln \frac{1 - Z_I E_I}{1 - E_I} \quad (14)$$

$$E_{II} = \frac{1 - \exp \left[(1 - Z_{II}) NUT_{II} \right]}{1 - Z_{II} \exp \left[(1 - Z_{II}) NUT_{II} \right]} \quad (15)$$

2.6.2 Cocurrent flow

$$NUT_{II} = \frac{1}{1 + Z_{II}} \ln \frac{1}{1 - E_{II} (1 + Z_{II})} \quad (16)$$

$$NUT_I = \frac{1}{1 + Z_I} \ln \frac{1}{1 - E_I (1 + Z_I)} \quad (17)$$

$$E_I = \frac{1 - \exp \left[- (1 + Z_I) NUT_I \right]}{1 + Z_I} \quad (18)$$

$$E_{II} = \frac{1 - \exp \left[- (1 + Z_{II}) NUT_{II} \right]}{1 + Z_{II}} \quad (19)$$

2.7 Overall heat transfer coefficient

For our study, we have two overall heat transfer coefficients, the first one concerns both fluids in the central tube and the internal annulus and the second corresponds to both fluids in the annular passages (intermediate and outside). Their expressions are respectively given by the following expressions:

$$\frac{1}{K_I} = \left(\frac{1}{h_1} + R_{i,f1} \right) \frac{d_{e1}}{d_{i1}} + R_{p1} \frac{d_{e1}}{d_{i1}} + R_{e,f1} + \frac{1}{h_{21}} \quad (20)$$

$$\frac{1}{K_{II}} = \left(\frac{1}{h_{23}} + R_{i,f2} \right) \frac{d_{e2}}{d_{i2}} + R_{p2} \frac{d_{e2}}{d_{i2}} + R_{e,f2} + \frac{1}{h_3} \quad (21)$$

The heat transfer coefficient by convection is calculated according to the Nusselt number.

$$h = \frac{\lambda Nu}{d_h} \quad (22)$$

The Nusselt number in tubes is given according to the flow regime by the following correlations

a- for $Re < 2300$, we apply the relation of Stephan et Preuber [16]:

$$Nu = \left[3.657 + \frac{0.0677 (Re Pr \frac{d_i}{L})^{1.33}}{1 + 0.1 Pr (Re \frac{d_i}{L})^{0.67}} \right] \quad (23)$$

b- for $2300 < Re < 10^5$, we apply Gnielinski's relation [16]:

$$Nu = \left[\frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left(1 + \frac{d_i}{L} \right)^{0.67} \right] \quad (24)$$

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (25)$$

2.8 Pressure drop calculation

The total pressure drop in the triple concentric-tube heat exchanger is obtained by adding all the pressure drops (inlet, singular and by friction), thus we obtain the following expression [15].

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_e \quad (26)$$

$$\Delta P_T = \Omega \frac{L}{2 d_h} \frac{m^2}{\rho S_p^2} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} + \frac{3 m^2}{4 \rho S_{p+}^2} \quad (27)$$

2.9 Calculation of costs

The objective of this paper is the estimation and the comparison of the total costs of triple concentric-tube heat exchangers C_{tot} for the same thermal load but for the heat exchangers having different intermediate and central tube diameters. The total cost of the heat exchanger is given by [23]:

$$C_{tot} = C_i + C_e \quad (28)$$

Capital costs (construction of the heat exchanger) C_i , which depends on the heat exchanger surface, which varies with the central tube diameter [15].

$$C_i = a_1 + a_2 S^{a_3} \quad (29)$$

For a stainless-steel heat exchanger, we set by agreement [15]: $a_1=8000$ DZD, $a_2=259.2$ DZD.m⁻² and $a_3=0.9$.

The electric energy cost of pumping is established according to the invoice of Sonelgaz applied for factories, craftsmen and factories working in three-phase tension of 380 V [15].

$$C_e = \sum_{k=1}^{n_{TR}} \frac{CTE}{(1+i)^k} \quad (30)$$

By agreement, we take $i = 0$.

The electric power expenditure P by pumps is given by:

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_1}{\rho_1} \Delta P_1 + \frac{m_2}{\rho_2} \Delta P_2 + \frac{m_3}{\rho_3} \Delta P_3 \right) \quad (31)$$

3. RESULTS

The obtained results by a calculation code of triple concentric-tube heat exchanger (TTC) developed in the Laboratory of Studies of Industrial Energetic Systems are given below in the form of graphs. This allows us to distinguish better the effects of the various geometrical and hydraulic parameters on the performances and the costs of triple concentric-tube heat exchangers according to the various flow-rates of the fluids and diameters of the heat exchanger tubes. On one hand, we validated our results with the experimental results obtained by Batmaz [13-14,24] and on the other hand, we assumed the thermophysical properties of the fluids constant to study the effects of the physical quantities quoted below on the performances and the costs of triple concentric-tube heat exchangers by comparing our results with those of Unal [8]:

- ✓ 1- Effect of the intermediate tube radius of the heat exchanger on the thermal and electric power expenditures and the economic costs.
- ✓ 2- Effect of the central tube radius of the heat exchanger on the thermal and electric power expenditures and the economic costs.
- ✓ 3- Effect of the central tube radius by changing the intermediate tube diameter of the heat exchanger on the power expenditure and the economic costs.
- ✓ 4- Effect of the flowrate passing in the intermediate tube of the heat exchanger on the power expenditure and the economic costs.

3.1 Validation of results

The figure 3 represent the three fluid temperature profiles (internal, intermediate and external) along the triple concentric-tube heat exchanger in co-current and countercurrent flows. The obtained results are validated by comparison to the experimental study of Batmaz [13-14,24].

The temperature rise of the cooling fluids "1" and "3" which are similar (glycol), is not the same as the flow cross sectional area and the two flow velocities are different, Figure 3. A temperature rise of glycol flowing in the outer annular passage is higher than that of glycol flowing in the central tube in cocurrent and counter-current arrangements.

In co-current flow and a distance of about 17 m from the inlet of the exchanger the product temperature intersects the temperature of the glycol circulating in the outer annular passage, normally the heat transfer will stop, but the temperature of the product continues to fall because its heat is always subtracted by the cold fluid flowing within the central fluid, Figure 3. So, the product temperature becomes lower than the cooling fluid which will warm farther the product instead of cooling it!

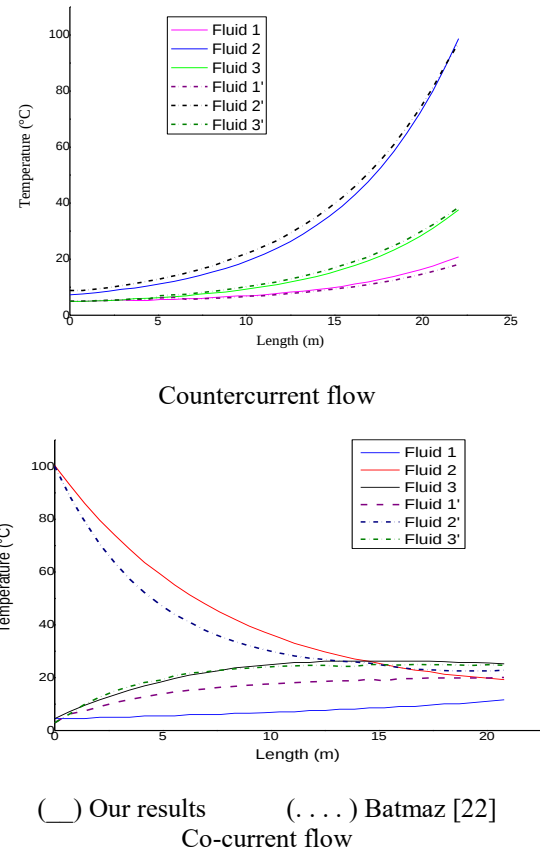


Figure 3. Temperature profiles along a heat exchanger of 22.5 m of length

3.2 Effect of intermediate tube radius

The effect of the intermediate tube radius is represented on Figures 4-6. The studied geometry corresponds to the following dimensions: $r_{i1}=0.010$ m, thickness $r_{e1}-r_{i1}=0.001$ m, $r_{i2}=(0.020-0.065)$ m, thickness $r_{e2}-r_{i2}=0.002$ m, step=0.005 m, $r_{i3}=0.080$ m, $L=30$ m, $m_2=3000$ kg/h, $m_1+m_3=10000$ kg/h and $m_1=m_3$, $T_{e2}=80^\circ\text{C}$ and $T_{e1}=T_{e3}=15^\circ\text{C}$.

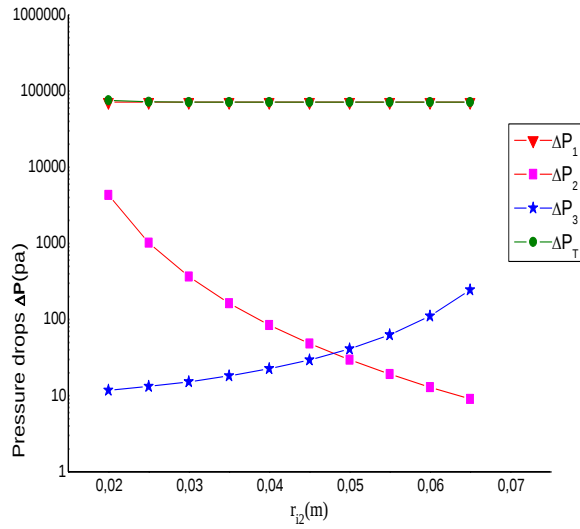


Figure 4. Pressure drop versus the intermediate tube radius

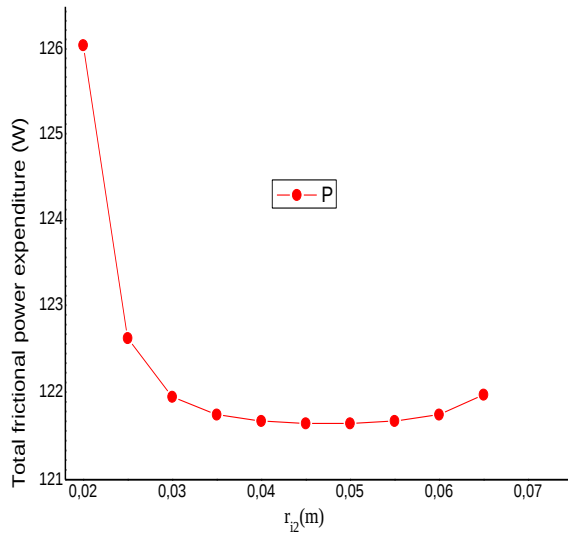


Figure 5. Transferred heat flux versus the intermediate tube radius

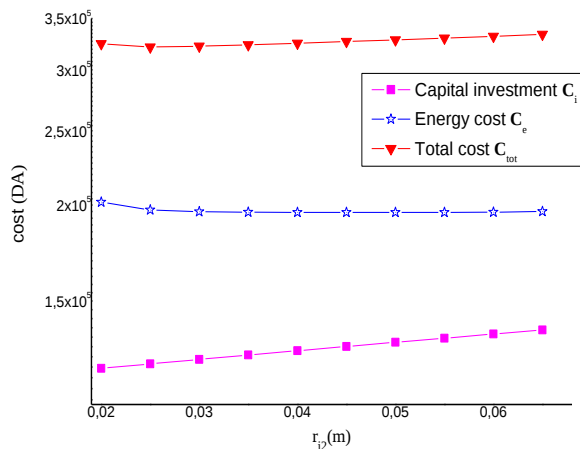


Figure 6. Cost variations versus the intermediate tube radius

The dimensionless number of Reynolds varies according to the variation of the fluid velocity and the hydraulic diameter. By increasing the intermediate tube radius r_{i2} , the Reynolds number Re_2 in the internal annulus passage decreases and the Reynolds number Re_1 in the central tube remains constant. Normally, the Reynolds number Re_3 in the annular passage increases rather than decreases as the fluid velocity increases v_3 , this is due to the decrease in hydraulic diameter d_h .

One notice that the heat transfer coefficient by convection h decreases if the hydraulic diameter increases and vice versa. But, the overall heat transfer coefficient K varies proportionally according to the weakest heat transfer coefficient by convection h of the two fluids. With increasing intermediate tube radius r_{i2} , the heat transfer coefficient by convection h_1 in the central tube remains constant, the exchange coefficient h_2 decreases, and the convective coefficient h_3 increases proportionally with the intermediate tube radius r_{i2} because the passage section narrows.

The two overall heat transfer coefficients (K_1 and K_2) decrease due to the fall of the heat transfer coefficient by convection h_2 of the fluid passing through the inner annular space which greatly diminishes with radius r_{i2} .

The efficiency of the heat exchanger decreases and then increases beyond radius $r_{i2} = 35$ mm, this is due to the decrease in the heat transfer coefficient by convection h_2 with the increase of the interior annular passage section.

The variation of the pressure drops in the three flow sections is similar to the variation of the heat transfer coefficient by convection, Figure 4.

We notice that the power expenditure in the heat exchanger and the energy costs decrease with the intermediate tube radius until a minimal value for $r_{i2} = 0.045$ m then increase again with the intermediate tube radius r_{i2} , Figures 5. The pumping power and its cost decrease rapidly and reach a minimum value in the middle of the vein.

The heat exchanger cost increases proportionally with the intermediate tube radius r_{i2} , Figure 6. The total cost (functioning and investment) of the heat exchanger has a minimal value for the intermediate tube radius $r_{i2} = 0.025$ m, there is now only one optimal radius (radius closest to the central tube radius), Figure 6.

3.3 Effect of central tube radius

The effect of the central tube radius is represented on Figures 7-10. The studied geometry corresponds to the following dimensions $r_{i1} = (0.010 \text{ to } 0.055)$ m, thickness $r_{e1} - r_{i1} = 0.001$ m, step $= 0.005$ m, $r_{i2} = 0.060$ m, thickness $r_{e2} - r_{i2} = 0.002$ m, $r_{i3} = 0.080$ m, $L = 30$ m, $T_{e2} = 80$ °C and $T_{e1} = T_{e3} = 15$ °C, $m_2 = 3000$ kg/h, $m_1 + m_3 = 10000$ kg/h and $m_1 = m_3$.

By increasing the central tube radius r_{i1} , the Reynolds number Re_1 decreases proportionally as the flow rate decreases (increase in passage section), the Reynolds number Re_2 of the annular passage decreases because the hydraulic diameter decreases and Reynolds number Re_3 remains constant because of the annular passage section and the fluid velocity are constant. In this case, the heat transfer coefficient by convection decreases in the central tube and rises in the annular gap because of the decrease in the passage section. The heat transfer coefficient by convection remains constant in the outer annular passage. The overall heat transfer coefficient is a function of the lower heat transfer coefficient by convection, thus increasing of the central tube radius, the overall heat

transfer coefficient K_1 decreases (h_1 decreases) and the overall heat transfer coefficient K_2 increases (h_2 increases), Figure 7.

The efficiency increases with increasing radius r_{i1} , the inner annular passage section decreases the flow velocity v_2 and the heat transfer coefficient by convection increases thereby increasing the hot fluid cooling.

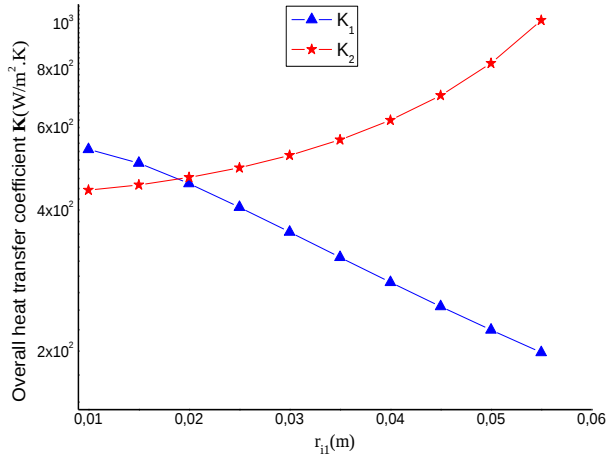


Figure 7. Overall heat transfer coefficient versus the central tube radius

The variations of pressure drops (Δp_1 , Δp_2 and Δp_3) are similar to those of convective heat coefficients (h_1 , h_2 and h_3), Figure 8. The minimum total pressure drops and the total expenditure cost to defeat pressure drops correspond to the radius $r_{i1} = 45$ mm, that is at the intersection of the three curves of the pressure drop, Figures 8.

The investment cost increases with the increase of the central tube cost, Figure 9. The total cost is minimal for the central tube radius $r_{i1} = 25$ mm (about the middle of the intermediate tube radius), Figure 9.

The results given in Figure 10, are obtained upon variation of radii of the central tube and the intermediate tube, they are very close and similar to the results obtained by Unal [8].

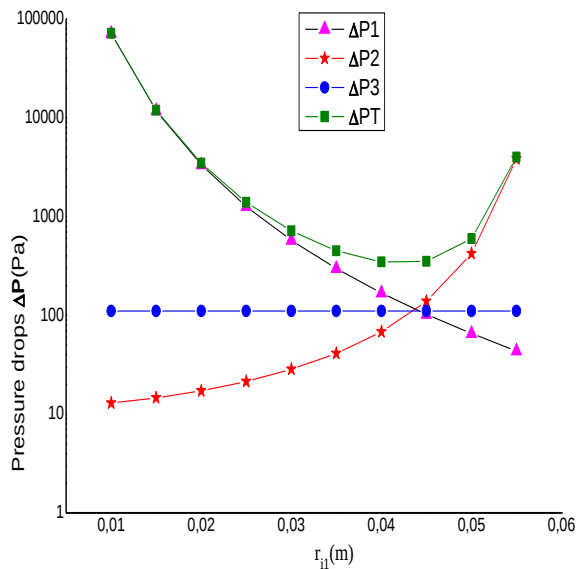


Figure 8. Pressure drop versus the central tube radius

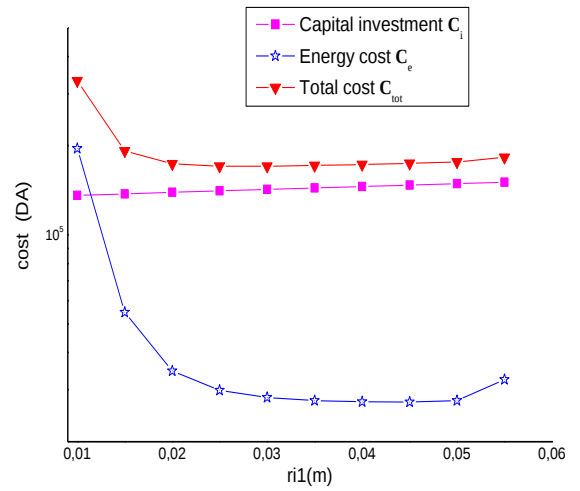


Figure 9. Costs versus the central tube radius

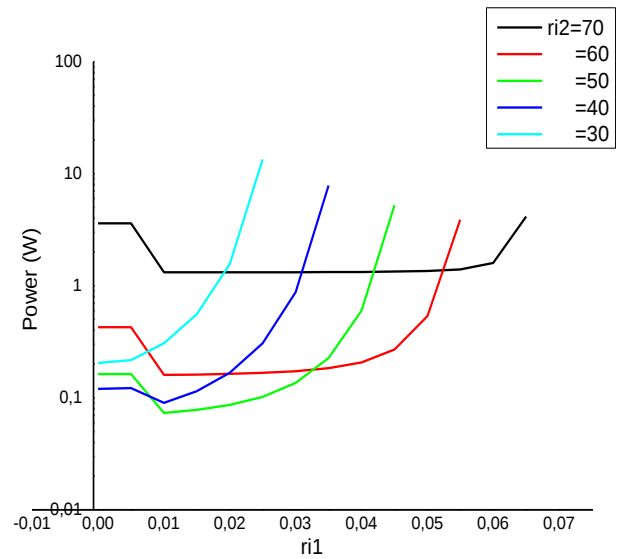


Figure 10. Power expenditure versus the central tube radius

3.4 Effect of central and intermediate tube radius

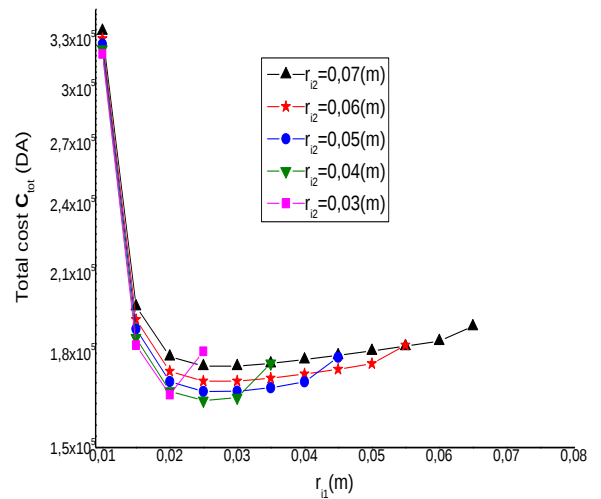


Figure 11. Total cost versus the central tube radius

The effect of central and intermediate radii is represented in Figures 11-12. The studied geometry corresponds to the following dimensions: $r_{i1} = (0.010-0.065)$ m, thickness $r_{e1} - r_{i1} = 0.001$ m, step $= 0.005$ m, $r_{i2} = (0.030, 0.040, 0.050, 0.060$ and $0.070)$ m, thickness $r_{e2} - r_{i2} = 0.002$ m, $r_{i3} = 0.080$ m, $L = 30$ m, $T_{e2} = 80$ °C, $T_{e1} = T_{e3} = 15$ °C, $m_2 = 3000$ kg/h, $m_1 + m_3 = 10000$ kg/h and $m_1 = m_3$.

The efficiency increases with increasing radii r_{i1} and r_{i2} , the inner annular passage section decreases, the flow velocity v_2 and the heat transfer coefficient by convection increases thereby increasing the hot fluid cooling. The total cost is minimal when the central tube radius is equal to the middle of the intermediate tube radius, Figure 11.

3.5 Effect of the flow rate passing in the intermediate annulus

The effect of the flow rate passing in the intermediate annulus is represented in Figure 12. The dimensions of the studied geometry are: $r_{i1} = (0.01-0.055)$ m, thickness $r_{e1} - r_{i1} = 0.001$ m, step $= 0.005$ m, $r_{i2} = 0.06$ m, thickness $r_{e2} - r_{i2} = 0.002$ m, $r_{i3} = 0.08$ m, $L = 30$ m, $m_1 + m_3 = 10000$ kg/h, $m_1 = m_3$, $T_{e2} = 80$ °C and $T_{e1} = T_{e3} = 15$ °C.

The optimum radius of the central tube corresponding to the minimum electrical power pumping decreases with the increase of the hot fluid flowing in the central tube, Figure 11.

The optimal radius of the central tube of the minimum total cost is independent of the hot fluid rate, Figure 12. The efficiency increases with the radius r_{i1} because the convective heat transfer coefficient increases and lowering temperature decreases with the increase of the hot fluid rate.

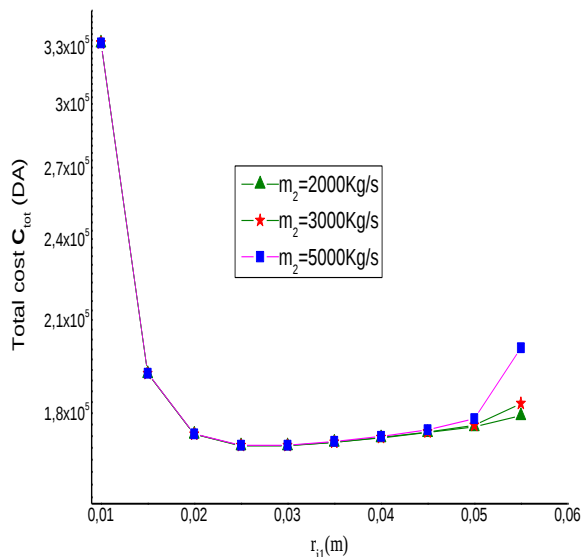


Figure 12. Total cost versus central tube radius

Now we have only one optimum diameter which corresponds to the minimum total cost, unlike previous studies [6-8], where we had two optimal diameters, the first diameter corresponds to the maximum efficiency and the second diameter corresponds to the minimal energy consumption required to overcome the pressure drop in the heat exchanger.

In all the cases examined, the investment costs have a higher percentage than the total frictional power expenditure cost (C_e), for $m_2 = 3000$ kg/h, energy costs (C_e) are less than 10% and the investment costs (C_i) are greater than 90% of (C_{tot}), so

the reduction in investment costs leads to an economy of the total cost. This confirms the effectiveness of our proposed economic approach which is a more realistic optimization than the majority of the approaches used in the literature where it exits two optimal central tube diameters, the first corresponds to the heat exchanger efficiency and the last one to the total frictional expenditure.

4. CONCLUSION

The technical-economic calculation is required for the design of economic hydrogen engine.

The computer program developed in Fortran language provides us the optimal diameter corresponding to the minimum total cost of the heat exchanger (production and pumping costs to overcome pressure drops) for the same transferred thermal power. The obtained temperature fields help us to choose the desired temperatures. The effectiveness of the heat exchanger increases proportionally with the central tube radius. The developed model can be an excellent tool to optimize the efficiency of triple concentric tube heat exchangers, and therefore the consumption of energy and matter. We have one optimum diameter, unlike previous studies, where they had two different optimal diameters, the first corresponds to the maximal heat exchanger efficiency and the last one to the minimal energy consumption required to overcome the pressure drop in the heat exchanger.

ACKNOWLEDGMENT

We thank the Algerian Ministry of Higher Education and Research for the realization of this study.

REFERENCES

- [1] Bond WH. (1991). Leak-safe hydrogen/air heat exchanger in an ACE system, US Patent(5048597).
- [2] Baadache K, Bougriou C. (2015). Optimisation of the design of shell and double concentric tubes heat exchanger using the genetic algorithm. Heat and Mass Transfer 51: 1371-1381. <https://doi.org/10.1007/s00231-015-1501-y>
- [3] Bougriou C, Baadache K. (2010). Shell-and-double concentric-tube heat exchangers, Heat and Mass Transfer 46: 315-322. <https://doi.org/10.1007/s00231-010-0572-z>
- [4] Litouche B, Bougriou C. (2017). Effects of convective instabilities on heat exchangers, International Journal of Hydrogen Energy 42(8): 5381-5389. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.01.203>
- [5] Zuritz CA, (1990). On the design of triple concentric-tube heat exchanger, Journal of Food Process Engineering 12: 113-130. <https://doi.org/10.1111/j.1745-4530.1990.tb00045.x>
- [6] Unal A. (1998). Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers, part-1: mathematical modelling, Int. Communications in Heat and Mass Transfer 25: 949-958. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(98\)00086-4](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(98)00086-4)
- [7] Unal A. (2003). Effectiveness-NTU relations for triple concentric-tube heat exchanger, Int. Communications in Heat and Mass Transfer 30: 261-272. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(03\)00037-x](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(03)00037-x)

- [8] Unal A. (2001). Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers, part-2: case studies, *Int. Comm. in Heat and Mass Transfer* 28: pp. 243-256. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(01\)00231-7](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(01)00231-7)
- [9] Garcia-Valladares O. (2004). Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers, *Int. Journal of Thermal Sciences* 43: 979–991. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.02.006>
- [10] Garcia-Valladares O, Velazquez N. (2009). Numerical simulation of parabolic trough solar collector Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 52: 597–609. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.08.004>
- [11] Nema PK, Datta AK. (2006). Improved milk fouling simulation in a helical triple tube heat exchanger, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 49: 3360–3370. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.03.021>
- [12] Sahoo PK, Ansari IA, Datta AK. (2005). Milk fouling simulation in helical triple tube heat exchanger, *Journal of Food Engineering* 69: 235–244. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2004.08.014>
- [13] Batmaz E, Sandeep KP. (2005). Calculation of overall heat transfer coefficients in a triple tube heat exchanger, *Heat Mass Transfer* 41: 271–279. <https://doi.org/10.1007/s00231-004-0546-0>
- [14] Batmaz E, Sandeep KP. (2008). Overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution in a triple tube heat exchanger, *Journal of Food Process Engineering* 31: 260–279. <https://doi.org/10.1111/j.1745-4530.2007.00154.x>
- [15] Caputo AC, Pelagagge PC, Salini P. (2008). Heat exchanger design based on economic optimization, *Applied Thermal Engineering* 28: 1151–1159. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.08.010>
- [16] Lee PS, Garimella SV, Liu D. (2005). Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 48: 1688–1704. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.019>
- [17] Basal B, Ünal A. (2013). Numerical evaluation of a triple concentric-tube latent heat thermal energy storage, *Solar Energy* 92: 196–205. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.02.032>
- [18] Quadir GA, Jarallah SS, Salman NJ, Badruddin IA. (2013). Experimental investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 62: 562–566. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.033>
- [19] Quadir GA, Badruddin IA, Salman NJ. (2014). Numerical investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 75: 165–172. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.042>
- [20] Singh SK, Mishra M, Jha PK. (2014). Experimental investigation on thermo-hydraulic behavior of triple concentric-tube heat exchanger, *Journal of Process Mechanical Engineering, Part-E Vol. 299*: 29–308. <https://doi.org/10.1117/0954408914531118>
- [21] Pătrăscioiu C, Rădulescu S. (2015). Prediction of the outlet temperatures in triple concentric-tube heat exchangers in laminar flow regime case study, *Heat and Mass Transfer* 51: 59–66. <https://doi.org/10.1007/s00231-014-1385-2>
- [22] Kern DQ. (1950). *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill,
- [23] Taal M, Bulatov I, Klemes J, Stehlik P. (2003). Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects, *Applied Thermal Engineering* 23: 1819–1835. [https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(03\) 00136-4](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(03) 00136-4)
- [24] Batmaz E. (2003). Overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution of fluids in a triple tube heat exchanger, M. S. Thesis, Faculty of North Carolina State University.
- [25] Abdalla G, Halim M, Ashraf ME. (2016). Experimental and numerical investigations of a triple concentric-tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 99: 1303–1315. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.053>
- [26] Abdalla G, Halim MA, Ashraf ME. (2017). Enhancement of cooling characteristics and optimization of a triple concentric-tube heat exchanger with inserted ribs, *Int. Journal of Thermal Sciences* 120: 106–120. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.06.002>
- [27] Valerio G, Rajnish NS, Robert RR. (2017). Numerical prediction of thermal performances in a concentric triple tube heat exchanger, *Int. Journal of Thermal Sciences* 120: 86–105. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.06.003>
- [28] Taraprasad M, Biranchi NP, Sudhansu SS. (2017). Experimental investigation of convective heat transfer in an inserted coiled tube three fluid heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 117: 297–307. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.023>
- [29] De Rossi F, Marigliano M, Marino C, Francesco M. (2016). A technical and economic analysis on optimal thermal insulation thickness for existing office building in Mediterranean climates, *International Journal of Heat and Technology* 34: 561–568. <https://doi.org/10.18280/ijht.34Sp0251>
- [30] Pesteei SM, Mashoofi N, Pourahmad S, Roshan A. (2017). Numerical investigation on the effect of a modified corrugated double tube heat exchanger on heat transfer enhancement and exergy losses, *International Journal of Heat and Technology* 35: 243–248. <https://doi.org/10.18280/ijht.350202>
- [31] Sarma PK, Konijeti R, Subramanyam T, Prasad LSV, Korada VS, Srinivas V, Vedula DR, Prasad VSRK. (2017). Fouling and its effect on the thermal performance of heat exchanger tubes, *International Journal of Heat and Technology* 35, pp. 509–519. <https://doi.org/10.18280/ijht.350307>

NOMENCLATURE

a_1	Constant, DZD
a_2	Constant, DZD.m ⁻²
a_3	Constant
C	Heat capacity, W.K ⁻¹
C_e	Electric energy cost, DZD
C_i	Capital cost, DZD
C_p	Specific heat, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
CTE	Total cost of the electrical energy by slice, DZD.kWh ⁻¹
C_{tot}	Total cost, DZD
d	Diameter, m
d_h	Hydraulic diameter, m
E	Efficiency

f	Friction coefficient
h	Heat transfer coefficient by convection, $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
i	Updating of the electricity price
K	Overall heat transfer coefficient, $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
L	Heat exchanger length, m
m	Masse flowrate, kg.s^{-1}
n_{TR}	Slice number
NUT	Number of transfer units
P	Electric power expenditure, W
R	Thermal resistance, $\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$
R_f	Fouling resistance, $\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$
S	Exchange surface, m^2
S_p	Flow cross sectional area, m^2
T	Temperature, $^{\circ}\text{C}$
V	Fluid velocity, m.s^{-1}
Z	Heat capacity ratio

Greek letters

ΔP	Pressure drop, Pa
ΔT	Temperature difference, $^{\circ}\text{C}$
η	Pump efficiency, %
λ	Heat conductivity, $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
μ	Dynamic viscosity, Pa.s
ρ	Density, kg.m^{-3}
Φ	Heat flux, W

Ω	Darcy coefficient
----------	-------------------

Dimensionless numbers

Nu	Nusselt number, $Nu = \frac{h d_h}{\lambda}$
Pr	Prandtl number, $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$
Re	Reynolds number, $Re = \frac{\rho V d_h}{\mu}$

Subscript

e	Entrance, outside
f	Friction
I	Heat exchanger formed by the internal tube and the central tube
II	Heat exchanger formed by the central tube and the outside tube
i	Inside
max	Maximum
min	Minimum
p	Metal wall
s	Exit
T	Total
1	Fluid or wall relative to the internal tube
2	Fluid or wall relative to the intermediate tube
3	Fluid or wall relative to the external tube

Résumé

ملخص

نقدم في هذه الأطروحة نموذج رقمي بلغة الرقمنة (MATLAB) يمكننا على تحديد حقول درجات الحرارة لثلاثة موائع. أيضا مختلف معاملات التبادل الحراري، الطاقة المستهلكة والضياع في الضغط لمبادل حراري ذات ثلاثة أنابيب متمحورة ومركزية يعمل بنظام مستقر، وفي اتجاهات متعاكسة. وأعطينا طريقة تقنية اقتصادية لتحسين الاستثمار، لمبادلات حرارية ذات ثلاث أنابيب متمحورة، وذلك باستخدام الخوارزمية الجينية (AG) لتحديد الأقطار المثالية والمناسبة لأقل تكلفة، كما اثبتت النتائج ان هذه الطريقة الحديثة أكثر فعالية اقتصاديا من الطرق القديمة.

مفاتيح الكلمات: مبادل حراري، ثلاثة أنابيب متمحورة ومركزية، خوارزمية جينية (AG)، تكلفة الطاقة، تكلفة الاستثمار، اقتصاد.

Abstract

We present in this thesis a numerical model in language (MATLAB) used for the determination of the temperatures of the three fluids, as well as the different heat exchange coefficients, the consumed power and the losses of load in a heat exchanger with three coaxial tubes, operating in steady state in counter-current arrangement. A technical-economic method for the optimization of three coaxial tube heat exchangers was given by determining the optimal diameters corresponding to the minimum total cost (objective function) using the Genetic Algorithm (GA). This method is more economical than traditional methods and the use of the Genetic Algorithm improves the compactness of this new geometry of the exchanger

Keywords: Heat exchanger, Triple concentric tube, Genetic Algorithm (A.G), Energy Cost, Investment cost, Economy.

Résumé

Nous présentons dans cette thèse un modèle numérique en langage (MATLAB) utilisé pour la détermination des températures des trois fluides, ainsi que les différents coefficients d'échange de chaleur, la puissance consommée et les pertes de charge dans un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux, fonctionnant en régime permanent en arrangement contre-courant. On a donné une méthode technico-économique pour l'optimisation des échangeurs de chaleur à trois tubes coaxiaux en déterminant les diamètres optimaux correspondant au coût total minimal (fonction objectif) en utilisant l'Algorithme Génétique (AG). Cette methode est plus economique que les methodes traditionnelles et l'utilisation de l'Algorithme Génétique permet d'améliorer la compacite de cette nouvelle géométrie de l'échangeur.

Mots clés : Echangeur de chaleur, Triple tube concentrique, Algorithme Génétique (AG), Coût d'énergie, Coût d'investissement, Economie.