

N° d'ordre : /2015/DM

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DE BATNA

FACULTE DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE

THÈSE PRÉSENTÉE POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

DOCTORAT EN SCIENCES
EN
MÉCANIQUE
Option: **ENERGÉTIQUE**

PAR
BAADACHE KHIREDDINE

Etude des Performances des Echangeurs de Chaleur à Doubles Tubes Concentriques et Calandre

Soutenue le :
Devant le Jury :

M. RAHAL Samir	Professeur	Université de Batna	Président
M. BOUGRIOU Cherif	Professeur	Université de Batna	Rapporteur
M.SI AMEUR Mohamed	Professeur	Université de Batna	Examineur
M. BESSAIH Rachid	Professeur	Université de Constantine	Examineur
M. KHOLAI Omar	Professeur	Université de Constantine	Examineur
Mme. MATAOUI Amina	Professeur	USTHB Alger	Examineur

Remerciements

Mes remerciements vont tout premièrement à dieu tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il m'a donné durant tous ces années d'études.

Ce travail de thèse a été effectué au Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels (LESEI) du département de mécanique, Faculté de Technologie, Université de BATNA. Au cours de ces travaux, j'ai été encadré par le Professeur BOUGRIOU Cherif (Directeur de thèse), je tiens à le remercier pour la qualité de sujet qu'il m'a proposé, pour m'avoir fait bénéficier de ses connaissances scientifiques, ses conseils et son énorme aide.

- Je remercie M. RAHAL Samir, notre professeur à l'Université de BATNA, d'avoir accepté de présider le jury*
- Je remercie M. SI AMEUR Mohamed notre professeur à l'Université de BATNA, M^{me} MATAOUI Amina, professeur à l'USTHB Alger, M. BESSAÏH Rachid professeur à l'université de Constantine, M. KHOLAI Omar professeur à l'université de Constantine, d'avoir accepté de faire parti du jury ainsi que pour leur participation à l'évaluation du présent travail.*

En fin, mes remerciements vont également à tous ceux et celles qui de près ou de loin m'ont apporté aide et encouragement, qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents

A ma femme et ma chère petite fille "Soundous"

A mes frères et sœurs

A toutes la famille BAADACHE

A tous mes enseignants

Et a tous mes amis et collègues

SOMMAIRE

Nomenclature.....	i
Liste des figures.....	v
Liste des tableaux.....	vii
Introduction générale.....	1
CAPITRE I : <u>Généralités et revue bibliographique</u>	
I.1 Problématique Générale.....	5
I.2 Notions fondamentales	6
I.2.1 Coefficients de transfert de chaleur.....	6
I.2.2 Transferts de chaleur sous forme adimensionnelle.....	8
I.3 Classification et mode d'écoulement.....	9
I.3.1 Principaux modes d'écoulement des deux fluides.....	9
I.3.1.1 Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens.....	9
I.3.1.2 Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires.....	10
I.3.1.3 Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage.....	11
I.4 Classification des échangeurs.....	12
I.5 Echangeurs tubulaires	12
I.5.1 Echangeur monotube.....	12
I.5.2 Echangeur coaxial.....	13
I.6 Echangeur multitubulaire.....	13
I.6.1 Echangeur à tubes séparés.....	13
I.6.2 Echangeurs à tubes et calandre	14
I.7 Echangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre.....	14
I.7.1 Mode de réalisation.....	18
I.8 Critères et exigences de sélection.....	18
I.8.1 Critères de sélection.....	18
I.8.2 Exigences de sélections	19
I.9 Revue bibliographique	19

CHAPITRE II : Les algorithmes génétiques

II.1 Introduction	27
II.2 Problème d'optimisation.....	28
II .2.1 Définition du problème.....	28
II .2.2 Variables de conception.....	29
II .2.3 Fonction d'évaluation.....	29
II.3 Algorithmes génétiques (AG)	29
II.3.1 Introduction.....	29
II.3.2 Outils évolutionnaires de base d'un (AG)	30
II.3.3 Optimisation par les algorithmes génétiques.....	30
II.3.4 Mécanismes de fonctionnement d'un (AG)	32
II.3.4.1 Génération de la population initiale.....	32
II.3.4.2 Codage des données.....	33
II.3.4.3 Operateur de croisement.....	35
II.3.4.4 Operateur de mutation.....	36
II.3.4.5 Principes de sélection.....	37
II.3.4.6 Insertion des nouveaux individus dans la population.....	39
II.4 Avantages et inconvénients.....	40
II.5 Exemple d'application.....	40

CHAPITRE III : Echangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre

III.1 Introduction.....	45
III.2 Etude de l'échangeur de chaleur à double tube concentrique et calandre	47
III.2.1 Exemple de calcul	47

CHAPITRE IV: Optimisation des échangeurs de chaleur à double tubes concentriques et calandre

IV.1 Introduction	61
IV.2 Organigramme	62
IV.3 Modélisation thermique	64

IV.3.1 Tube intérieur	66
IV.3.2 Passage annulaire	66
IV.3.3 Cote calandre.....	67
IV.4 Fonction objective	68
IV.5 Perte de charge	70
IV.5.1 Coté tube intérieur	70
IV.5.2 Coté passage annulaire	71
IV.5.3 Côté calandre.....	71
IV.6 Variable De Conception	72
IV.7 Effet des variables de conception sur la fonction objective	72
IV.7.1 Effet du diamètre extérieur du tube extérieur	72
IV.7.2 Effet du diamètre extérieur du tube intérieur	75
IV.7.3 Effet de l'espace entre chicanes	77
IV.7.4 Effet du diamètre de la calandre	80
IV.8 Implémentation de l'algorithme génétique	82
IV.9 Validation	83
IV.10 Résultats.....	84
IV.10.1 Analyse des études de cas.....	84
IV.11 Discussion	89
Conclusion générale.....	90
Référence	92
Annexe A : Publication internationale	
Annexe B : Publication internationale	
Annexe C	
Résumé	

Nomenclature

a1	constante numérique (€)
a2	constante numérique (€/m ²)
a3	constante numérique
b	Distance entre chicane (m)
c	constant numérique
c_p	chaleur spécifique (J/kg K)
C	capacité calorifique (W/K)
Ci	cout d'investissement (€)
CE	cout de l'énergie (€/Kw h)
Co	cout de consommation par an (€/yr)
CoD	cout total de consommation (€)
Ctot	cout total (€)
d	diamètre de tube intérieur (m)
d_h	diamètre hydraulique (m)
D	diamètre intérieur de tube (m)
De	diamètre équivalent coté calandre (m)
Dc	diamètre de la calandre (m)
E	distance entre chicanes (m)
F	facteur de correction

f_t	coefficient de Darcy coté tube
f_s	coefficient de Darcy coté calandre
h	coefficient de convection ($W/m^2 K$)
H	temps de travail annuel (h/yr)
i	taux d'intérêt annuel (%)
k_a	Coefficient
$K_{1,2}$	coefficient d'échange global (tube intérieur/passage annulaire) ($W/m^2 K$)
$K_{2,3}$	coefficient d'échange global (passage annulaire/coté calandre) ($W/m^2 K$)
L	longueur des tubes (m)
m	débit massique (kg/s)
m_f	débit de fluide froid (kg/s)
n	Constante numérique
ny	durée de vie de l'échangeur (année)
Nu	nombre Nusselt
Nt	nombre de tubes total
P	puissance de pompage (W)
p	Pas triangulaire (m)
Pr	nombre de Prandtl
R_{Encr}	Resistance d'encrassement ($m^2 K/W$)
Re	nombre de Reynolds
S_p	Section de passage (m^2)

s	nombre de tubes par passe
S_t	Distance entre tubes
S	surface d'échange (m^2)
T	température ($^{\circ}C$)
V	volume de l'échangeur (m^3)
v	Vitesse de fluide (m/s)
Z	rapport des capacités calorifiques

Symboles Greques

ΔP	différence de pression (Pa)
ΔT_{ML}	différence de température moyenne logarithmique ($^{\circ}C$)
η	efficacité globale de pompage
λ	conductivité thermique (W/m K)
μ	viscosité dynamique (Pa s)
ν	viscosité cinématique (m^2/s)
π	constante numérique
ρ	masse volumique (Kg/m^3)
δ	Epaisseur de la chicane (m)
Φ	flux de chaleur échangé (W)
Ω	coefficient de Darcy

Indices

1	calandre
2	tube annulaire
3	tube centrale
f	fluide froid
i	intérieur
o	extérieur

Liste des figures

Figure I.1 : Analogie conduction convection.....	7
Figure I.2 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant.....	10
Figure I.3 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre-courants	10
Figure I.4 : Exemples d'échangeurs à courants croisés	11
Figure I.5 : Echangeur monotube	13
Figure I.6 : Echangeur coaxial cintré	13
Figure I.7 : Echangeur à tubes séparés	13
Figure I.8 : Principales technologies d'échangeurs a tubes et calandre	14
Figure 1.9 : Vue en perspective et une coupe longitudinale de l'échangeur à doubles tubes concentriques et calandre	16
Figure I.10 : Coupe A-A et B-B de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentrique et calandre	17
Figure I.11 : Coupe droite de l'échangeur de chaleur suivant la direction C-C	17
Figure I.12 : Plaque tubulaire des doubles tubes	17
Figure II.1 : Organigramme AG.....	31
Figure II.2 : Croisement en un point d'un individu de 14 bits	35
Figure II.3 : Croisement en deux points d'un individu de 14 bits	35
Figure II.4 : Croisement uniforme.....	36
Figure II.5 : La mutation	36
Figure II.6 : Schéma d'une roulette	38
Figure II.7 : l'application de la méthode de sélection de la loterie biaisée sur la population.....	41
Figure III.1 : Coefficient d'échange de chaleur global $K_{1,2}$ en fonction du débit m_1 et de diamètre du tube central	54
Figure III.2 : Coefficient d'échange de chaleur global $K_{2,3}$ en fonction du débit m_1 et de diamètre du tube central	55

Figure III.3 : Longueur de l'échangeur à doubles tubes en fonction du débit m_1 et de diamètre du tube.....	55
Figure III.4 : Ecart relatif entre la longueur de l'échangeur à tubes et calandre et celle de l'échangeur à doubles tubes et calandre en fonction du débit m_1 et de diamètre du tube central.....	55
Figure III.5 : Perte de charge dans le passage annulaire (côté eau)	57
Figure III.6 : Rapport de la puissance de pompage au flux de chaleur échangé pour $m_1=30$ m ³ /h	58
Figure III.7 : Rapport du volume du nouveau échangeur de chaleur à l'échangeur de chaleur à tubes et calandre	58
Figure III.8 : Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction de la fraction du débit du fluide primaire transitant coté calandre	59
Figure III.9 : Longueur et rapport de longueur du nouveau à l'ancien changeur.....	59
Figure III.10 : Rapport des masses et de la puissance de pompage au flux de chaleur échangé.....	60
Figure IV .1 : Organigramme du programme proposé.....	62
Figure IV .2 : Arrangement alignée et quinconcé	65
Figure IV.3 : Cout de fonctionnement en fonction de diamètre extérieur du tube extérieur.....	73
Figure IV .4 : Cout d'investissement en fonction de diamètre extérieur du tube extérieur.....	73
Figure IV .5 : Cout total en fonction de diamètre extérieur du tube extérieur.....	74
Figure IV .6 : Différents couts en fonction de diamètre extérieur du tube extérieur	74
Figure IV .7 : Cout de fonctionnement en fonction de diamètre extérieur du tube intérieur.....	75
Figure IV .8 : Cout d'investissement en fonction de diamètre extérieur du tube intérieur.....	76
Figure IV .9 : Cout total en fonction de diamètre extérieur du tube intérieur.....	76
Figure IV .10 : Ensemble des couts en fonction de diamètre extérieur du tube intérieur.....	77
Figure IV .11 : Cout d'investissement en fonction de l'espace entre chicanes	78
Figure IV .12 : Cout de fonctionnement en fonction de l'espace entre chicanes.....	78
Figure IV .13 : Cout total en fonction de l'espace entre chicanes.....	79

Figure IV .14 : Ensemble des couts en fonction de l'espace entre chicanesv	79
Figure IV .15 : Cout d'investissement en fonction du diamètre de la calandre.....	80
Figure IV .16 : Cout de fonctionnement en fonction du diamètre de la calandre.....	81
Figure IV .17 : Cout total en fonction du diamètre de la calandre.....	81
Figure IV .18 :Ensemble des couts en fonction du diamètre de la calandre.....	82
Figure IV .19 :Comparaison des coûts du deuxième cas	87
Figure IV.20 :Comparaison des coûts du premier cas	87
Figure IV.21 : Comparaison des compacités.....	88

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Variables de décision	22
Tableau II.1 : une population initiale	41
Tableau II.2 : individus sélectionnés par la méthode de la loterie biaisée	42
Tableau II.3 : résultat de l'application de l'opérateur de croisement avec un point de crossover sur les individus.....	43
Tableau II.4 : la nouvelle population après application des différents opérateurs.....	43
Tableau III.1 : Propriétés thermo-physiques des deux fluides	47
Tableau III.2 : Résultats numériques de l'exemple	53
Tableau IV.1 : Propriétés thermophysiques et paramètres d'entrées et de sortie des deux cas étudiés.....	63
Tableau IV.2 : Coefficients C et n [39]	65
Tableau IV-3 : Paramètres d'optimisation	83
Tableau IV.4 : Paramètres de conception	85
Tableau IV.5 : Résultats de la comparaison des deux échangeurs et la validation	85_86

Introduction générale

Introduction générale

Actuellement, la valeur de l'énergie ne cesse d'augmenter. 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 nombreuses 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 divers sources d'énergie nouvelle et renouvelables sont utilisables : l'énergie solaire, l'hydroélectricité, l'énergie éolienne et la géothermie. Mais, ces sources d'énergies ne peuvent couvrir toutes 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 [1].

Pour être pratique, 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 terme 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, [2].

Dans cette thèse, nous allons intéresser à un nouveau type d'échangeur de chaleur, c'est l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre, qui est une version modifiée de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre.

Cette étude est divisée en deux grands axes :

- Présentation et étude paramétrique de l'échangeur de chaleur à double tubes concentriques et calandre.
- Dimensionnement de même échangeur en utilisant les algorithmes génétiques

En effet, la diminution des couts de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre 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 nous permettent d'utiliser l'énergie d'une manière intelligente par diminution des couts des équipements et d'appareils existants.

Dans ce but, la thèse est organisée de la façon suivante :

- Le premier chapitre représente des notions et classification des échangeurs de chaleur et les critères et exigence de sélection, suivie d'une présentation détaillée des échangeurs à tubes et calandre, et à doubles tubes concentriques et calandre. Le chapitre est clôturé par une étude bibliographique qui présente les principaux récents travaux.
- Le deuxième chapitre est consacré à la définition d'un problème d'optimisation, puis à une illustration sur l'optimisation par les algorithmes génétique (AG), et pour bien éclaircir la méthode (AG), on présente au même chapitre le mécanisme et les opérateurs d'un (AG) ainsi que leurs avantages et inconvénients.
- Le troisième chapitre présente en détail les caractéristiques et les avantages de ce nouveau échangeur par une étude paramétrique et comparative au même temps. L'étude présente surtout l'effet des paramètres géométriques tels que le diamètre et les débits des deux fluides sur les coefficients d'échange de chaleur, la longueur, le poids et la puissance de pompage.
- L'objectif principal de chapitre quatre consiste à développer une méthode pour minimiser le cout global (total) qui est la somme du cout de réalisation et du cout de fonctionnement d'échangeurs de chaleur. L'optimisation de la géométrie de cet échangeur de chaleur est fonction du régime d'opération (pressions, débits, températures). Le principal outil de travail utilisé pour atteindre les objectifs de ce travail est Matlab. Tous les modèles permettant de calculer les coûts d'achat et d'opérations des systèmes seront implantés dans ce logiciel. Afin d'atteindre les objectifs mentionnés précédemment, nous devons d'abord déterminer toutes les variables géométriques en jeu et établir les valeurs limites que nous accorderons à ces variables. Les seules informations de départ dont nous disposons sont les conditions d'opération. On identifiera donc les relations permettant d'exprimer les valeurs des coefficients de transfert de chaleur et les puissances de pompage dans les échangeurs en fonction des variables géométriques et des conditions d'opération qui varient selon le cas étudié. Les relations empiriques disponibles dans la littérature seront utilisées. Les valeurs des coefficients de transfert de chaleur et des puissances de pompage sont requises pour dimensionner l'échangeur de chaleur et déterminer les coûts d'achat du matériel. Nous serons alors en mesure d'implanter un modèle dans Matlab. Ce modèle pourra nous donner les coûts de l'échangeur

pour une géométrie donnée. Étant donné que notre but consiste à optimiser cette géométrie, nous couplerons le modèle obtenu à un algorithme génétique. Ainsi, à partir du régime d'opération (débits massiques des fluides, températures d'entrée et de sortie, pressions d'opération) associé à un cas spécifique, nous serons en mesure d'obtenir la géométrie de l'échangeur de chaleur offrant un coût total minimal dans cette situation.

CHAPIRE I:

Généralités et revue bibliographique

Sommaire :

- I.1 Problématique Générale
- I.2 Notions fondamentales
 - I.2.1 Coefficients de transfert de chaleur
 - I.2.2 Transferts de chaleur sous forme adimensionnelle
- I.3 Classification et mode d'écoulement
 - I.3.1 Principaux modes d'écoulement des deux fluides
 - I.3.1.1 Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens
 - I.3.1.2 Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires
 - I.3.1.3 Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage
- I.4 Classification des échangeurs
- I.5 Echangeurs tubulaires
 - I.5.1 Echangeur monotube
 - I.5.2 Echangeur coaxial
- I.6 Echangeur multitubulaire
 - I.6.1 Echangeur à tubes séparés
 - I.6.2 Echangeurs à tubes et calandre
- I.7 Echangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre
 - I.7.1 Mode de réalisation
- I.8 Critères et exigences de sélection
 - I.8.1 Critères de sélection.
 - I.8.2 Exigences de sélections
- I.9 Revue bibliographique

I.1 Problématique Générale

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. Une grande part de l'énergie thermique (90%) 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. Ils sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel (chauffage, climatisation, etc.). [3].

Ils constituent donc un des dispositifs clé du thermicien, et sont un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie [3]. Compte-tenu de leurs multiples utilisations, les difficultés rencontrées par les concepteurs d'échangeurs de chaleur sont diverses et variées. Toutefois, un des principaux problèmes de conception auxquels ils se heurtent a trait au cout total (coût de fonctionnement et coût d'investissement). En effet, le coût total reste encore, et toujours, l'un des préoccupations des chercheurs.

I.2 Notions fondamentales

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement [4].

En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide et la paroi.

I.2.1 Coefficients de transfert de chaleur

Les échanges de chaleur par convection, qu'elle soit forcée ou naturelle, sont la conséquence de mouvements du fluide provoqués respectivement par une action extérieure ou de la différence de densité entre les parties chaudes et froides du fluide [4]. Le concept de coefficient de transfert repose sur la proportionnalité entre les flux échangés entre les phases et les différences de leurs températures [5].

Ainsi, la densité surfacique de flux de chaleur convectée entre deux phases solide et fluide à deux températures moyennes différentes s'écrit selon la loi de Newton telle que :

$$\Phi_{\text{conv}} = h (T_{\text{solide}} - T_{\text{fluide}}) \quad \text{I-1}$$

Le coefficient d'échange h ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), traduit de manière empirique les échanges de chaleur du solide avec le fluide.

Il représente une conductance par analogie avec le transfert de chaleur par conduction. En effet, dans le cas d'un mur plan homogène et isotrope (Figure I.1), d'épaisseur δ et de conductivité thermique λ_{paroi} dont les deux faces sont soumises respectivement aux

températures T_e et T_s , la densité surfacique de flux de chaleur s'écrit selon la loi de Fourier

telle que :

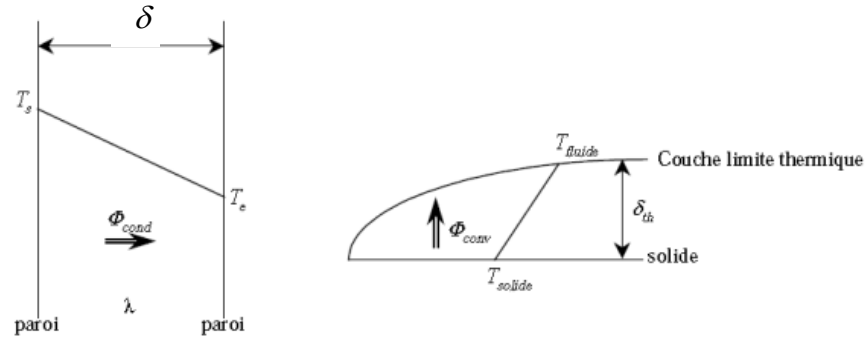
$$\phi_{cond} = \frac{\lambda_p}{e} (T_s - T_e)$$


Figure I.1 Analogie conduction convection [1]

D'autre part, en assimilant le profil de température à une droite dans la couche limite thermique qui se développe lorsqu'un écoulement fluide frotte sur une paroi solide (Figure I.1), la densité de flux convectée peut aussi s'écrire :

$$\Phi_{conv} = h.(T_{solide} - T_{fluide}) = \frac{\lambda_{gaz}}{\delta_{th}} (T_{solide} - T_{fluide}) \quad \text{I-2}$$

Cette notion de coefficient d'échange convectif est très controversée. En effet, il faut remarquer que les considérations concernant ce coefficient d'échange sont uniquement valables en régime établi. Généralement, les valeurs du coefficient d'échange h dépendent des conditions hydrodynamiques et thermiques de la phase fluide en présence :

- viscosité, conductivité, chaleur volumique, vitesse d'écoulement, température, ... etc.

En régime instationnaire, les effets d'inertie du transfert de chaleur sont à prendre en compte dans le fluide, et ne peuvent plus être considérés aussi simplement. En effet, le coefficient d'échange n'est pas une caractéristique intrinsèque de la couche limite puisqu'elle dépend de la nature des conditions aux limites thermiques. Il constitue ainsi une grandeur d'un emploi commode mais non totalement significative du point de vue physique.

I.2.2 Transferts de chaleur sous forme adimensionnelle

Lorsque le fluide est en écoulement forcé, l'écriture sous forme universelle des corrélations de convection fait intervenir trois groupements adimensionnels :

- Le nombre de Nusselt qui représente le rapport entre les flux de chaleur transmis par convection et par conduction :

$$\mathbf{Nu} = \frac{hL}{\lambda_{\text{gaz}}} = \frac{q_{\text{conv}}}{q_{\text{cond}}} \quad \mathbf{I-3}$$

où L est la grandeur caractéristique du système, λ_{gaz} la conductivité thermique du gaz en présence et h le coefficient d'échange local ou global suivant les cas considérés.

- Le nombre de Reynolds qui traduit, d'une part, la compétition qui existe entre convection et diffusion, et d'autre part, le type d'écoulement du fluide :

$$\mathbf{Re} = \frac{Lu}{\nu} = \frac{\rho Lu}{\mu} \quad \mathbf{I-4}$$

où L et u représentent les longueur et vitesse caractéristiques de l'écoulement, et ρ , ν et μ représentent respectivement la masse volumique, la viscosité cinématique et la viscosité dynamique du fluide.

- Le nombre de Prandtl qui caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux d'un fluide dans un état donné :

$$\mathbf{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad \mathbf{I-5}$$

Le coefficient de transfert de chaleur, traduit par le nombre de Nusselt, est généralement exprimé en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl :

$$\mathbf{Nu} = \mathbf{f(Re, Pr)} \quad \mathbf{I-6}$$

Quel que soit le régime d'écoulement, il existe, dans la littérature, une multitude de relations empiriques ou semi-empiriques permettant d'exprimer le nombre de Nusselt.

I.3 Classification et mode d'écoulement

De par leurs différentes applications, les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue, en puissance échangée, en pression et en température. Les exigences de fonctionnement, les différentes normes imposées par le législateur pour la conception de tels appareils, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variés et difficilement comparables.

Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Le plus souvent, les échangeurs de chaleur sont classifiés selon la configuration d'écoulement des fluides considérés et selon leur type de construction.

I.3.1 Principaux modes d'écoulement des deux fluides

On peut distinguer 3 modes d'écoulement différents [3].

I.3.1.1 Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens

Il s'agit d'échangeurs dits à co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante.

La Figure I.2 donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à co-courants très simple. La longueur de l'échangeur a été portée en abscisse [4-5]. Les températures sont repérées à l'aide d'indices « e » signifiant *entrée* et « s » *sortie*, « 1 » désignant le fluide *chaud* et « 2 » le fluide *froid*.

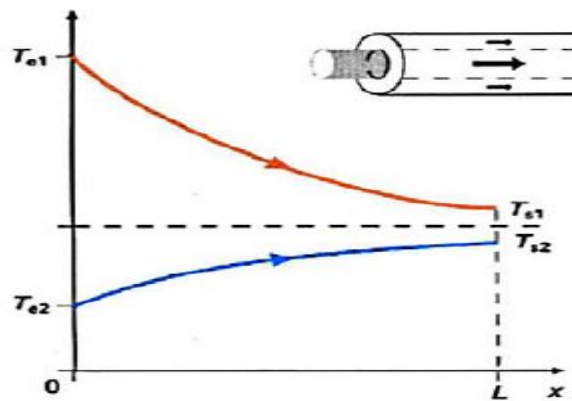


Figure I.2 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courants [3]

I.3.1.2 Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires

Il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est la plus favorable pour l'échange thermique. De la même façon que précédemment, la longueur de l'échangeur considéré a été portée en abscisse (Figure I.3). Les températures sont repérées à l'aide d'indices « e » signifiant *entrée* et « s » *sortie* [6-7].

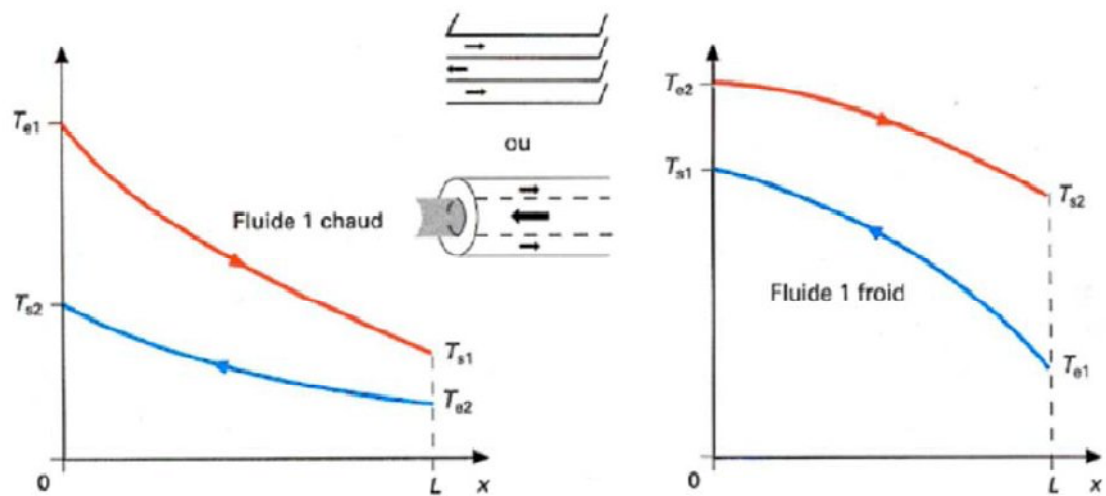


Figure I.3 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre-courants [3]

L'avantage de l'échangeur à contre-courants sur l'échangeur à co-courants est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.

I.3.1.3 Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure I.4). Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeurs à courants croisés est donnée (Figure I.4).

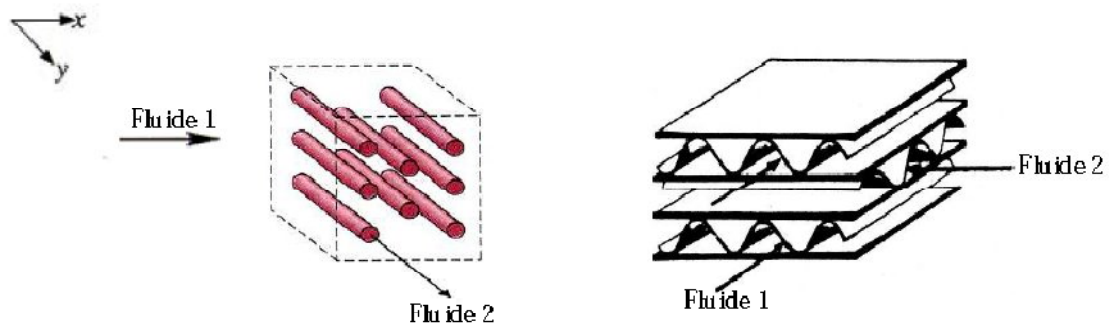


Figure I.4 : Exemples d'échangeurs à courants croisés [3]

Les trois écoulements précédemment décrits, à co-courants, à contre-courants, à courants croisés sont rarement utilisés dans toute leur simplicité. En effet, un échangeur se réduit rarement à un tube unique ou deux plaques ; néanmoins, l'étude de ces cas élémentaires, dans le cadre d'une première approche, est nécessaire : l'échangeur industriel étant en général constitué par un grand nombre de tubes ou de plaques créant ainsi des problèmes supplémentaires. Par ailleurs, la conception des échangeurs de chaleur introduit le choix entre deux géométries élémentaires principales :

- les tubes qui fixent l'espace dévolu seulement à l'un des deux fluides.
- les plaques, planes ou corruguées, choisies pour un fluide qui imposent la même géométrie pour l'autre. Souvent, le choix des combinaisons entre

différents types d'échangeurs dans les installations industrielles résulte de contingences technologiques et économiques.

I.4 Classification des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiples façons [8], ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants.

- **Classification selon leurs procédés de transfert thermique** selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types: à contact direct et à contact indirect.
- **Classification selon la compacité de surface.** Cette autre classification, arbitraire, se base sur le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux catégories : Échangeurs compacts et non-compacts.
- **Classification suivant la construction** Échangeurs de chaleur tubulaires : coaxial, multitubulaire, tube et calandre, double tubes coaxiaux et calandre Échangeurs de chaleur à plaques-étanches, bobine de tôle en spirale, lamelles, etc.
- **Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange**
 1. les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium,...
 2. Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique,...
- **Classification selon le nombre de fluide**
- **Classification selon le sens de l'écoulement**
- **Classification suivant le mécanisme de transfert de chaleur**

I.5 Echangeurs tubulaires :

Les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement [3], toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

I.5.1 Echangeur monotube

Dans cet échangeur de chaleur le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín (figure I.5);



Figure I.5. Echangeur monotube[3].

I.5.2 Echangeur coaxial

Dans cet échangeur de chaleur, les doubles tubes sont le plus souvent cintrés; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur (figure I.6).

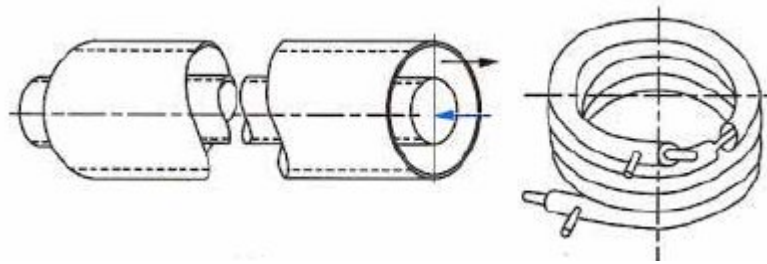


Figure I.6. Echangeur coaxial cintré [3].

I.6 Echangeur multitubulaire

I.6.1 Echangeur à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (figure I.7) ;

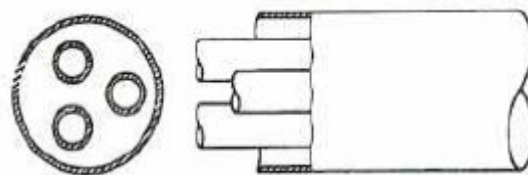


Figure I.7. Echangeur à tubes séparés [3].

I.6.2 Echangeurs à tubes et calandre : Les principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre sont représentées sur la figure I.8 ; l'encrassement et l'écart de température entre les deux fluides sont deux paramètres qui différencient les principales technologies.

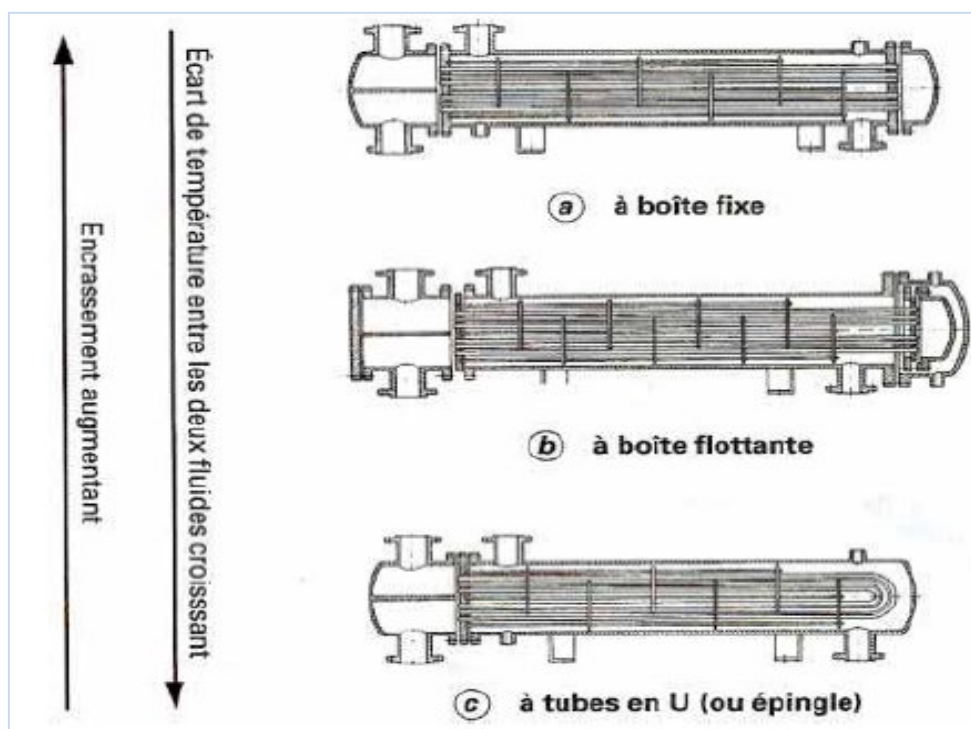


Figure I.8. Principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre[3].

I.7 Echangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre

Les nouveaux échangeurs de chaleur [9] sont similaires aux échangeurs classiques cités ci-dessous, la différence est que les tubes simples ou corrugués avec ou sans ailettes, sont maintenant remplacés par des doubles tubes coaxiaux (tubes à double enveloppe). Le diamètre extérieur de l'enveloppe des doubles tubes concentriques est de même ordre que les tubes utilisés dans les échangeurs de chaleur à tubes et calandre classiques. Principalement, le deuxième tube améliore le transfert de chaleur par une section de passage supplémentaire et une plus grande surface de transfert de chaleur par unité de longueur de l'échangeur de chaleur. De même, deux nouvelles plaques tubulaires sont ajoutées pour maintenir et distribuer un fluide dans les tubes intérieurs des doubles tubes concentriques Figure I.12. Les deux anciennes plaques tubulaires sont toujours utilisées pour le maintien et la distribution du fluide transitant dans le passage annulaire formé par

les deux tubes concentriques. Ainsi au lieu que l'échangeur fonctionne avec deux fluides (un fluide chaud et un fluide froid), maintenant l'échangeur de chaleur fonctionne avec trois fluides (2 fluides chauds et un fluide froid C-F-C ou l'inverse F-C-F). Les fluides peuvent être de même nature ou non.

Dans l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre représenté sur les figures I.9, I.10, I.11, on voit la calandre, les 3 distributeurs, les 3 collecteurs, les boîtes de distribution et l'extérieur des quatre plaques tubulaires. Les deux fluides de même niveau de température entrent par le premier et le troisième distributeur et sortent par le troisième et le premier collecteur respectivement. Le fluide de niveau de température différent aux deux autres fluides entre et sort toujours par le collecteur (distributeur) mitoyen.

Le premier fluide (même niveau de température ou de même nature que le troisième fluide) entre par le premier distributeur et passe par la première plaque tubulaire et sort par la quatrième plaque tubulaire et le dernier collecteur comme il est indiqué sur la figure I.9. Tandis que le deuxième fluide pénètre dans l'échangeur de chaleur par le deuxième distributeur et traverse les passages de forme annulaire formée par les tubes intérieurs et la deuxième plaque tubulaire puis il quitte l'échangeur par la troisième plaque tubulaire (voir figure I.9) et l'avant dernier collecteur (voir la figure I.9). Le troisième fluide entre dans l'échangeur par le troisième distributeur et traverse l'échangeur du côté extérieur des doubles enveloppes (côté calandre) et quitte l'échangeur de chaleur par le premier collecteur de la même manière que les échangeurs à tubes et calandre classiques (figure I.9).

Ces échangeurs à doubles tubes concentriques et calandre sont construits de façon différente, selon l'état des fluides présents. Les tubes peuvent être à tubes à ailettes et corrugués. Généralement, Le fluide circulant du côté de la calandre peut circuler à multipasse du fait de la présence des chicanes. Cela permet d'irriguer mieux tous les tubes. Les chicanes sont des plaques trouées de formes différentes : segments, disques, orifices circulaires, troncs circulaires, etc. Les tubes peuvent être disposés dans le faisceau suivant un arrangement aligné ou quinconce, voir la Figure I.12.

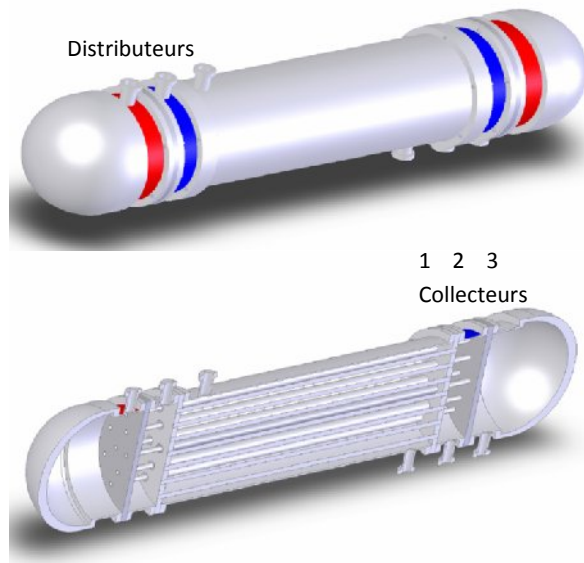
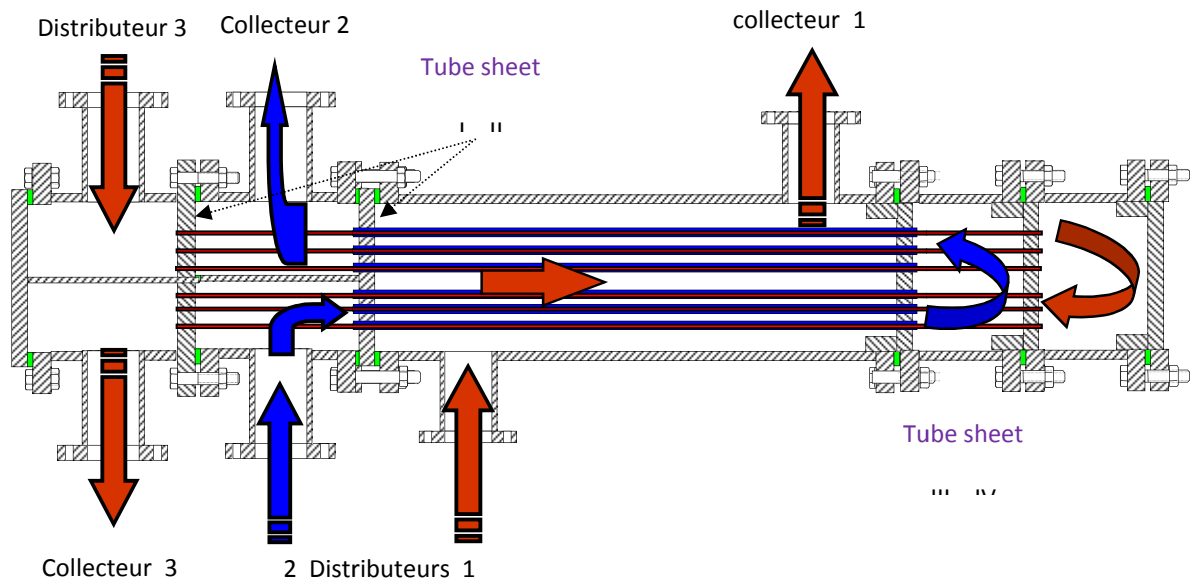


Figure 1.9 : Vue en perspective et une coupe longitudinale de l'échangeur à doubles tubes concentriques et calandre

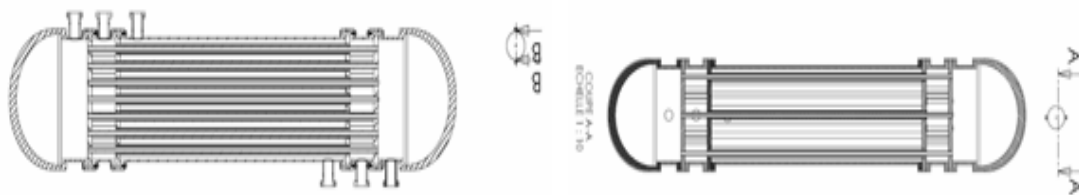


Figure I.10 : Coupe A-A et B-B de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentrique et calandre

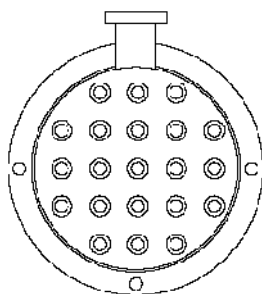


Figure I.11 : Coupe droite de l'échangeur de chaleur suivant la direction C-C



Figure I.12 : Plaque tubulaire des doubles tubes

I.7.1 Mode de réalisation

La réalisation de l'échangeur de chaleur à double tubes concentrique et calandre est similaire à celle de tubes et calandre. La seule nouveauté réside au montage des doubles tubes concentriques sur deux plaques tubulaires pour chaque extrémité de l'échangeur de chaleur. La première plaque a des trous de diamètre égal au diamètre intérieur du tube intérieur de la double enveloppe tandis que la deuxième plaque tubulaire a des trous de diamètre équivalent au diamètre intérieur de l'enveloppe de double tube concentrique. La première plaque et la deuxième plaque (ou la troisième et la quatrième plaque) sont séparées par un tronc cylindrique sur lequel est soudé le collecteur (ou distributeur) du deuxième fluide.

I.8 Critères et exigences de sélection

I.8.1 Critères de sélection

Les critères de sélection sont nombreux, mais les critères principaux sont la nature du fluide à traiter, les pressions et les températures de fonctionnement, et les coûts (voir le tableau 1 annexe).

Les fluides impliqués dans le transfert de chaleur peut être caractérisé par la température, la pression, la phase, les propriétés physiques, la toxicité, corrosivité, et tendance à l'encrassement. Les conditions de fonctionnement des échangeurs de chaleur varient dans une fourchette très large, et un large éventail d'exigences est imposée pour leur design et performance [8].

Tous ces éléments doivent être considérés lors de l'évaluation du type de l'échangeur à utiliser. Lors de la sélection d'un échangeur de chaleur pour une tâche donnée, les points suivants doivent être considérés :

1. Matériaux de construction
2. Pression et température de fonctionnement,
3. Débits
4. Type d'écoulement
5. Performance paramètres : Efficacité thermiques et perte de charge
6. Risque d'encrassement
7. Types et phases de fluides

8. Possibilités d'entretien, d'inspection, de nettoyage, extension et de réparation
9. Cout global
10. Techniques de fabrication
11. Applications destinées

I.8.2 Exigences de sélections

Les échangeurs de chaleur doivent remplir les conditions suivantes [8] :

1. Grande efficacité thermique
2. Perte de charge aussi faible que possible
3. Fiabilité et espérance de vie
4. Produit de haute qualité et un fonctionnement sûr
5. Compatibilité des matériaux avec les fluides de fonctionnement
6. Format pratique, facile pour l'installation, l'utilisation fiable
7. Facilité d'entretien et de réparation
8. Léger mais robuste dans la construction pour résister aux pressions opérationnelles
9. Simplicité de fabrication
- 10. Faible coût**
11. Possibilité d'effectuer la réparation de problèmes d'entretien

I.9 Revue bibliographique

L'échangeur de chaleur à tubes et calandre est un échangeur de chaleur classique, vu la diversité des modèles disponibles, le cahier de charge qui doit remplir et le nombre important des variables qui doivent être calculés peut rendre son dimensionnement une opération très complexe. Actuellement, les recherches se concentrent sur l'utilisation des techniques d'optimisation avancées pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur.

L'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques est similaire à l'échangeur de chaleur à tubes calandre, ce dernier est inventé par notre équipe [9] et la recherche le concernant est presque inexistante. Ainsi, l'état de l'art sera consacré autour des échangeurs de chaleur à tubes et calandre.

Dans ce qui suit on cite les études qui nous paraissent les plus importantes sur le dimensionnement des échangeurs de chaleur à tubes et calandre en utilisant les techniques d'optimisation et surtout la méthode de l'algorithme génétique.

Resat S, Onder K, Marcus R [10], ont appliqué l'algorithme génétique pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre en faisant varier les variables de conception : diamètre extérieur du tube, arrangement des tubes, nombre de passes de tubes, diamètre de la calandre, l'espace entre chicanes et la coupe de chicane. Les auteurs montrent l'application réussie de l'algorithme génétique pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre. Ils ont conclu que les algorithmes combinatoires tels que l'algorithme génétique peut fournir une amélioration significative sur le plan optimisation et cela en se comparant aux méthodes de conception traditionnelle. L'application de l'algorithme génétique détermine le coût global minimum de l'échangeur de chaleur nettement plus rapide et a un avantage sur les autres méthodes pour l'obtention des solutions multiples de même qualité. Ainsi, elle fournit une plus grande flexibilité au concepteur.

M. Fesanghary, E. Damangir a, I. Soleimani [11] ont utilisé l'analyse de sensibilité globale (GSA) et l'algorithme de recherche d'harmonique (HSA) pour l'optimisation de la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre du point de vue économique, les variables de conception sont choisies en utilisant l'analyse de sensibilité globale (GSA) qui permet d'écarter les paramètres géométriques qui influencent peu le cout global de l'échangeur et réduit la taille du problème d'optimisation. Pour démontrer l'efficacité et la précision de l'algorithme proposé, un exemple illustratif est étudié. En comparant les résultats de HSA avec ceux obtenus en utilisant l'Algorithme Génétique (GA) révèle que le HSA peut converger vers une solution optimale avec plus de précision.

André L.H. Costa, Eduardo M. Queiroz. [12], ont optimisé la conception d'échangeurs de chaleur à tubes et calandre en minimisant la surface d'échange de chaleur pour un certain service, en impliquant des variables de décision discrètes : diamètre extérieur des tubes, diamètre intérieur des tubes, nombre totale des tubes, longueur des tubes, nombre des passes, espace entre chicanes, coupe des chicanes.

Des contraintes supplémentaires représentent des caractéristiques géométriques et des conditions de vitesse doivent être respectées afin de parvenir à une solution plus réaliste pour la tâche du processus.

Les contraintes géométriques sont les suivantes :

$$3 \leq L/D_s \leq 5,$$

$$0.2 \leq R_{bs} \leq 1.0,$$

$$R_{bs} \geq 0.050/D_s,$$

$$R_{bs} \leq 0.5 \quad /D_s,$$

$$N_{tp} \leq f(D_s),$$

L : longueur des tubes ; D_s : diamètre de la calandre ; R_{bs} : rapport entre espace entre chicane et diamètre de la calandre

Les contraintes de vitesse sont :

$$\geq$$

$$\leq$$

$$\geq$$

$$\leq$$

sont respectivement vitesse coté calandre et vitesse coté tube

L'algorithme d'optimisation est basé sur une recherche le long de la table de calcul où les contraintes établies et les variables de conception du cas étudié sont utilisés pour éliminer les alternatives non optimales, réduisant ainsi le temps de calcul.

Ensembles de variables de décision										
Variable	Ensemble des valeurs									
$D_t(m)$	15.88*10 ³ , 19.05*10 ³ , 25.40*10 ³ , 31.75*10 ³									
$D_s(m)$	0.203	0.254	0.305	0.337	0.387	0.438	0.489	0.540	0.591	
	0.635	0.686	0.737	0.787	0.838	0.889	0.940	0.991	1.067	
	1.143	1.219	1.295	1.372	1.448	1.524	1.600	1.676	1.753	
	1.829	1.981	2.134	2.286	2.438	2.591	2.743	2.896	3.048	
$L(m)$	1.219	1.829	2.438	3.048	3.658	4.877	6.096	7.315		
N_{tp}	1, 2, 4, 6									
R_{bs}	0.20	0.25	...	0.95	1.00					

Tableau I.1 Variables de décision

La performance de l'algorithme et de ses composants d'individus sont explorés à travers deux exemples de conception. Les résultats obtenus illustrent la capacité de la modélisation proposée pour diriger l'optimisation vers des conceptions plus efficaces, tenu compte des contraintes généralement ignorées dans la littérature.

Jiangfeng Guo, Mingtian Xu, Lin Cheng [13], ont appliqué le principe de nombre de champ de synergie pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre. Le nombre de champ de synergie qui est défini comme l'indicateur de la synergie entre le champ de vitesse et le flux de chaleur est considéré comme la fonction objectif.

$$= (\ . \) \bar{y} = \text{---}$$

L'algorithme génétique est utilisé pour résoudre les problèmes d'optimisation d'échangeur de chaleur avec plusieurs variables de conception. L'approche de maximisation de champ de nombre de synergie pour l'optimisation de la conception d'échangeur de chaleur est ainsi formulée. En comparaison avec la conception initiale, la conception optimale conduit à une réduction de coût significative, d'une part et une amélioration de la performance de l'échangeur de chaleur d'autre part. La comparaison avec l'approche traditionnelle d'optimisation de conception échangeur de chaleur avec la

fonction objectif est le coût total, montre que l'approche de maximisation de champ de nombre de synergie est plus avantageuse.

Sepehr Sanaye, Hassan Hajabdollahi [14], ont optimisé l'échangeur de chaleur à tubes et calandre en multi-objectif par l'étude de deux fonctions objectifs, maximiser l'efficacité et minimiser le coût total, qui est la somme de coût d'investissement (surface d'échange) et le coût de fonctionnement (puissance nécessaire pour vaincre les pertes de charge). Les variables de conception sont : arrangement de tubes, diamètre de tubes, distance entre chicanes, coupe de chicanes, nombre de tubes, longueur des tubes. La modélisation thermique basée sur la méthode ϵ -NUT a été appliquée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur par convection et le calcul des pertes de charge. La technique d'optimisation utilisée c'est l'Algorithme Génétique pour maximiser l'efficacité et minimiser au même temps le coût total.

Les résultats trouvés sont une série des solutions optimales appelées solutions optimales de Pareto et, pour montrer l'importance de chaque variable de conception sur la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre une analyse de sensibilité de chaque variable a été faite.

Arzu Sencan Sahin, Bayram Kılıc , Ulas Kılıc [15], ont utilisé la méthode de la Colonie d'Abeilles Artificielle (ABC) (Artificial Bee Colony) pour optimiser la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre afin de minimiser le coût total de l'équipement, y compris le coût d'investissement et la somme de la valeur actualisée des dépenses annuelles d'énergie liés au pompage de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre en faisant varier les différentes variables de conception tels que la longueur du tube, le diamètre extérieur du tube, la taille du pas, l'espace entre chicanes, ...etc.

Les résultats obtenus sont comparés à ceux de la littérature. Les résultats obtenus indiquent que l'algorithme de la Colonie d'Abeilles Artificielle (ABC) peut être appliquée avec succès pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre.

Dogan Eryener [16] : trouve que malgré l'importance de l'analyse thermoéconomique de la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre, la détermination de l'espace optimal entre chicanes à l'aide de l'analyse thermoéconomique est généralement négligée dans la littérature. D'autre part, l'espace entre les chicanes est l'un des paramètres importants les plus utilisés dans la conception des échangeurs de chaleur à tubes et

calandre, et il n'existe aucun critère précis pour la détermination de l'espace entre chicanes. Il a utilisé l'analyse thermoéconomique pour déterminer l'espace optimal entre chicanes lors de la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre, accompagné d'un exemple d'une telle optimisation de l'espace entre chicanes pour un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Les résultats de cet exemple sont ensuite utilisés pour démontrer comment le ratio optimal de l'espace entre chicanes et le diamètre de la calandre est déterminé de façon précise et affectés par les différentes valeurs des paramètres géométriques. Enfin, les résultats sont comparés à ceux obtenus par les simulations classiques.

Fettaka S, Thibault J, Gupta Y [17] ont utilisé l'optimisation multi objectives par la méthode des algorithmes génétiques pour minimiser la puissance de pompage et la surface d'échange pour un échangeur de chaleur à tubes et calandre, les variables de conception sont : l'épaisseur des tubes, nombre de tubes par passes, nombre de passe, distance entre chicanes, coupe des chicanes, longueur des tubes, arrangement, diamètre extérieur des tubes. Ils ont déterminé les effets de l'utilisation des valeurs continues de l'épaisseur, la longueur et le diamètre du tube sur la puissance de pompage et de transfert de chaleur optimal

Ponce-Ortega JM, Serna-Gonzalez M, Jimenez-Gutierrez A. [18] ont utilisé la méthode de Bell-Delaware pour la description de l'écoulement du côté calandre sans simplifications dans un algorithme génétiques pour la conception optimale des échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Les variables de décision sélectionnés étaient: diamètres standards internes et externes tube, nombre de tubes par passes, type de tête, fluides répartition, le nombre de bandes d'étanchéité. Ils concluent que les algorithmes génétiques fournissent un outil précieux pour la conception optimale des échangeurs de chaleur. Les algorithmes génétiques et la méthode de minimisation de génération l'entropie sont utilisées par **Huang and al. [19]** afin d'optimiser la conception des échangeurs de chaleur. Les résultats ont également démontré leur efficacité et la faisabilité de l'utilisation.

Antonio C, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini. [20] ont donné une méthode de solution du problème d'optimisation de la conception d'échangeurs de chaleur à tubes et calandre basée sur l'utilisation d'un algorithme génétique. Il réduit le coût total de l'équipement, y compris le coût d'investissement et le coût de fonctionnement lié aux

dépenses énergétiques annuelles de pompage. Afin de vérifier la capacité de la méthode proposée, trois cas sont présentés montrant que des réductions importantes de coûts sont faisables en ce qui concerne les échangeurs de design traditionnel. En particulier, dans les cas examinés une réduction des coûts totaux à plus de 50% a été observée

Mansouri Larbi, Mourad Balistrrou, Bernard Baudoin [21] ont étudié numériquement la convection forcée laminaire stationnaire en régime dynamique établi dans la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur tubulaire. Les ont supposé que le transfert de chaleur dans l'échangeur est sans pertes thermique, bidimensionnel (axisymétrique) en régime stationnaire. Le modèle mathématique établi est mis sous forme adimensionnelle. L'équation de conservation d'énergie est résolue pour les trois zones de l'échangeur à savoir le fluide 1, le fluide 2 et la paroi séparant ces deux fluides en adoptant une méthode de discrétisation par volumes finis. L'influence du nombre de Peclet des écoulements 1 et 2 sur l'évolution spatiale de la température moyenne adimensionnelle et du nombre de Nusselt local, est donnée :

- Les effets de la diffusion axiale de la chaleur disparaissent pour des valeurs supérieures ou égales à 50 du nombre de Peclet (les nombres de Peclet étant les mêmes pour les deux écoulements).
- Pour des nombres de Peclet inférieurs à 50, la diffusion axiale de la chaleur prise en compte dans notre modèle mathématique devient prépondérante et son effet augmente à mesure que Pe diminue.
- La conduction axiale de la chaleur dans les fluides chaud et froid engendre des conditions défavorables d'échange thermique dans les échangeurs de chaleur si ces derniers sont utilisés dans les systèmes de récupération d'énergie (échauffement d'un fluide par exemple). Cependant, l'emploi de ces appareils dans les systèmes de refroidissement peut améliorer les performances énergétiques de ceux-ci.

Bekkouche Mohammed Ismail, Trari Mansour [22] ont traité le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée turbulente à l'aide du modèle K-w pour deux différentes conditions thermiques aux limites (flux de chaleur, température), utilisées pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur à deux tubes coaxiaux. Cette étude a permis aux auteurs de conclure qu'une augmentation de la vitesse à l'entrée de tube intérieur près de la partie arrondie de l'échangeur est observée et

qui est générée tout d'abord par la présence des zones de recirculation qui résulte d'un changement brusque du sens d'écoulement de l'air.

Une proportionnalité inverse entre l'évolution de la vitesse axiale de l'écoulement et la distribution de la température dans chaque section transversale. L'utilisation des valeurs du nombre de Reynolds importantes, donc de forte vitesse améliore nettement le taux le coefficient de frottement et le taux de transfert thermique.

CHAPIRE II:

Les algorithmes génétiques

Sommaire :

II.1 Introduction

II.2 Problème d'optimisation

II .2.2 Variables de conception

II .2. 3 Fonction d'évaluation...

II.3 Algorithmes génétiques (AG)

II.3.1 Introduction

II.3.2 Outils évolutionnaires de base d'un (AG)

II.3.3 Optimisation par les algorithmes génétiques

II.3.4 Mécanismes de fonctionnement d'un (AG)

II.3.4.1 Génération de la population initiale

II.3.4.2 Codage des données

II.3.4.3 Operateur de croisement

II.3.4.4 Operateur de mutation

II.3.4.5 Principes de sélection

II.3.4.6 Insertion des nouveaux individus dans la population

II.4 Avantages et inconvénients

II.5 Exemple d'application

II.1 Introduction :

Les méthodes d'optimisation se répartissent généralement en deux grandes catégories : déterministes et non-déterministes.

Les méthodes déterministes se basent sur la valeur de la fonction objective et des contraintes, ainsi que sur la valeur de leurs dérivées premières et parfois leurs dérivées secondes. Ce sont des méthodes itératives convergeant vers un minimum local. La convergence vers un optimum global n'est pas toujours assurée. Les méthodes déterministes sont généralement efficaces quand l'évaluation de la fonction objective est très rapide, ou quand sa forme est connue a priori. Dans la plupart des problèmes d'optimisation rencontrés par les chercheurs et les ingénieurs, on ne possède pas suffisamment d'information sur la fonction objectif ni sur ses dérivées.

Les cas d'optimisation complexes impliquant des temps de calcul importants, de nombreux optima locaux ou des fonctions non-dérivables, seront souvent traités plus efficacement par des méthodes non-déterministes. Ces méthodes font appel à des tirages de nombres aléatoires qui permettent d'explorer l'espace de recherche plus efficacement.

Elles sont faciles à implanter pour le traitement des problèmes d'optimisation discrète, quand l'espace de recherche devient non-convexe ou lorsque les gradients sont discontinus [23].

Dans le contexte de notre travail, on cherche à optimiser le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à double tubes concentrique et calandre, par la minimisation du coût total (conception et fonctionnement) vu le manque des informations approfondies sur la fonction objective (minimum local, espace de recherche convexe ou non,...) ce qui oriente le choix de la méthode d'optimisation qui doit être dans ce cas une méthode non-déterministe.

Les algorithmes génétiques (AG) figurent parmi les méthodes non-déterministes qui sont capables de maîtriser de telles situations. Ils connaissent actuellement un essor considérable dans le domaine de la thermique, grâce à leur universalité, fiabilité et robustesse [Grierson, 1996]. Ils ont été utilisés récemment pour la résolution de certains problèmes d'optimisation d'échangeurs de chaleur où ils ont montré de nombreux

avantages par rapport aux méthodes classiques d'optimisation. Ces algorithmes simulent les mécanismes de reproduction des organismes vivants en vue de trouver une solution à un problème donné. La robustesse est une des caractéristiques principales des AG. En effet, ils permettent de fournir une ou plusieurs solutions de bonne qualité qui ne comprennent pas nécessairement la solution optimale au sens mathématique mais qui se révèlent suffisantes en pratique pour des problèmes très variés, en sollicitant un investissement en temps et puissance de calcul assez faible.

Dans ce travail, le choix des AG pour l'optimisation des échangeurs de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre est motivé, d'une part, par la nature du problème d'optimisation qui est continue et, d'autre part, par la robustesse et l'efficacité de ces algorithmes pour la recherche d'une solution très proche de l'optimum ou presque optimale. Ce chapitre est consacré à la description du principe et des caractéristiques des AG.

II.2 Le Problème d'optimisation

II.2.1 Définition du problème

Résoudre un problème d'optimisation, c'est rechercher, parmi un ensemble de solutions qui vérifient des contraintes données, la (ou les) solution(s) qui rend(ent) minimale (ou maximale) une fonction mesurant la qualité de cette solution. Cette fonction est appelée fonction objectif ou fonction évaluation. Les contraintes et la fonction objectif s'expriment à l'aide de relations mathématiques qui combinent les paramètres connus et les variables du problème. Ces variables dites variables de design ou de conception correspondent souvent à des décisions à prendre de manière à obtenir l'optimum souhaité.

On parle d'optimisation continue, si les variables représentant les décisions prennent leur valeur sur un ensemble continu de valeurs : par exemple, tous les réels contenus entre deux limites. On parle d'optimisation discrète (ou combinatoire) si les variables prennent leur valeur dans un ensemble fini ou dans un ensemble dénombrable, comme par exemple l'ensemble des entiers [23].

II .2.2 Variables de conception

Les variables de la fonction objectif sur lesquelles porte l'optimisation sont les variables de conception qui peuvent être de natures diverses. Par exemple, pour un échangeur de chaleur il peut s'agir de ses dimensions géométriques, des matériaux utilisés, des débits etc. Ces variables sont souvent considérées continues.

II .2. 3 Fonction d'évaluation

Cette fonction permet de mesurer l'efficacité de la solution. La pertinence des solutions potentielles dépend essentiellement de la formulation de cette fonction. En effet, quelle que soit sa définition, l'algorithme convergera vers un optimum de cette fonction. Elle doit donc exprimer le plus fidèlement possible sous forme mathématique les objectifs à atteindre.

II.3 Algorithmes génétiques (AG)

II.3.1 Introduction

Les algorithmes génétiques (**AG**), ont été initialement développés par John Holland (1975), ses collègues et ses étudiants, à l'université du Michigan dans deux buts principaux [23]:

1. Mettre en évidence et expliquer rigoureusement les processus d'adaptation des systèmes naturels.
2. Concevoir des systèmes artificiels qui possèdent les propriétés des systèmes naturels.

Leurs champs d'application sont très vastes. Outre l'économie, ils sont utilisés pour l'optimisation de fonctions numériques difficiles (discontinues, multimodales, bruitées...), traitement d'image (alignement de photos satellites, reconnaissance de suspects...), optimisation d'emplois du temps, optimisation de design (conception), contrôle de systèmes industriels, apprentissage des réseaux de neurones, etc. La raison de ce grand nombre d'applications est claire c'est la simplicité de leurs mécanismes, la facilité de leur mise en application et leur efficacité même pour des problèmes complexes, les (**AG**) peuvent être utilisés pour contrôler un système évoluant dans le temps (chaîne de production, centrale nucléaire...) car la population peut s'adapter à des conditions changeantes [23].

De plus, les (AG) utilisent deux stratégies importantes pour trouver une solution ou un ensemble de solutions. Ces stratégies sont : l'*exploration* et l'*exploitation*. Elles permettent de trouver le maximum global (solution du problème) du fait qu'elles sont complémentaires. Si l'exploration investit l'ensemble des solutions de l'espace de recherche, la phase d'exploitation quant à elle se sert de la connaissance des solutions pour aider à trouver de meilleures solutions. La combinaison de ces deux stratégies peut être tout à fait efficace [23].

II.3.2 Outils évolutionnaires de base d'un (AG)

Les (AG), sont basés sur trois éléments principaux : la *sélection*, le *croisement* et la *mutation*. Dans la littérature il s'agit d'*opérateurs* de reproduction. Leur principe est simple, comporte trois phases :

- 1- la genèse (l'initialisation aléatoire d'individus pour former la population de la première génération).
- 2- la reproduction (l'évolution des individus de la génération courante vers la suivante) :
 - la sélection des individus reproducteurs.
 - le croisement génétique de ces individus pour la création de nouveaux individus.
 - la mutation de certains individus pour que la création génétique ne s'affaiblisse pas.
 - l'évaluation des individus par le calcul de leur fonction d'adaptation.
- 3- Recherche de l'individu le plus adapté selon les critères souhaités. La solution sera représentée par le meilleur individu de la dernière génération.

II.3.3 Optimisation par les algorithmes génétiques

Les (AG), utilisent un vocabulaire similaire à celui de la génétique, cependant, les processus auxquels ils font référence sont beaucoup plus complexes. En imitant ce principe, les algorithmes génétiques appliqués à un problème d'optimisation font évoluer un ensemble de solutions utilisant un mécanisme de sélection naturelle. Ainsi, les AG ne se basent pas sur un *individu*, mais sur une *population* d'individus qui vont évoluer de génération en génération pour obtenir un résultat se rapprochant de la solution optimale.

Pour un problème d'optimisation donné, un individu représente un point de l'espace d'état ou une solution possible du problème donné il est composé d'un ou plusieurs chromosomes. Les chromosomes sont eux-mêmes constitués de gènes qui contiennent les caractères héréditaires de l'individu. A chaque individu est attribué un "*fitness*" qui mesure la qualité de la solution qu'il représente, souvent c'est la valeur de la fonction à optimiser. Ensuite, une nouvelle population des solutions possibles est produite en sélectionnant les parents parmi les meilleurs de la "*génération*" actuelle pour effectuer des *croisements* et des *mutations* [24].

La sélection a pour but de favoriser les meilleurs éléments de la population, tandis que le croisement et la mutation assurent une exploration efficace de l'espace d'état. Les meilleurs individus d'une génération vont créer une nouvelle génération plus adaptée au problème dont la nouvelle population contient une plus grande proportion de caractéristiques des meilleurs individus de la génération précédente.

L'organigramme fonctionnel présenté dans la figure II.1, illustre la structure générale de l'algorithme génétique. Nous détaillerons dans la suite les diverses phases qui le constituent et les mécanismes associés à chacune d'entre elles.

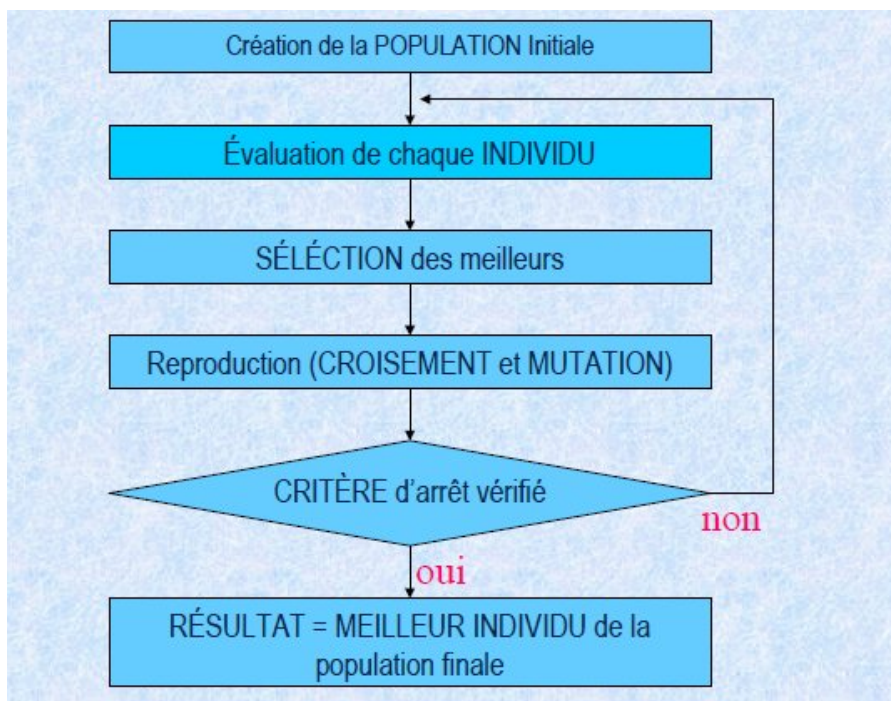


Figure II.1 : Organigramme AG

II.3.4 Mécanismes de fonctionnement d'un (AG)

Les différentes étapes de fonctionnement des (AG) se résument à qui suit :

1. **Initialisation** : Une population initiale de N individus est générée aléatoirement.
2. **Évaluation** : Chaque individus est décodé, puis évalué.
3. **Sélection**: Création d'une nouvelle population par l'utilisation d'une méthode de sélection appropriée.
4. **Recombinaison**: croisement et mutation au sein de la nouvelle population.
5. **Retour** à la phase d'évaluation jusqu'à la vérification du critère d'arrêt de l'algorithme.

La mise en œuvre des algorithmes génétiques nécessite donc plusieurs étapes.

L'idée fondamentale est que: la population choisie contient potentiellement la solution, ou plutôt la meilleure solution, à un problème donné. Cette solution n'est pas exprimée car la combinaison génétique sur laquelle elle repose est dispersée chez plusieurs individus. Ce n'est que par l'association de ces combinaisons génétiques au cours de la reproduction que la solution pourra s'exprimer. Lors de la reproduction et de la recombinaison génétique associée, un individu hérite, par hasard, d'un des gènes de chacun de ses parents.

L'originalité des mécanismes repose en particulier sur le fait qu'il n'a pas considéré les seules mutations comme source d'évolution mais aussi et surtout les phénomènes de croisement. C'est en croisant les solutions potentielles existant que l'on peut se rapprocher de l'optimum [24].

II.3.4.1 Génération de la population initiale

Ce mécanisme doit être capable de produire une population d'individus non homogène qui servira de base pour les générations futures. Le choix de la population initiale est important car il peut rendre plus ou moins rapide la convergence vers l'optimum global. Dans le cas où l'on ne connaît rien du problème à résoudre, il est essentiel que la population initiale soit répartie sur tout le domaine de recherche.

II.3.4.2 Codage des données

Le premier pas dans l'implémentation des algorithmes génétiques est de créer une population d'individus initiaux. En effet, les algorithmes génétiques agissent sur une population d'individus, et non pas sur un individu isolé. Par analogie avec la biologie, chaque individu de la population est codé par un chromosome ou génotype. Une population est donc un ensemble de chromosomes. Chaque chromosome code un point de l'espace de recherche. L'efficacité de l'algorithme génétique va donc dépendre du choix du codage d'un chromosome.

➤ Le Codage binaire :

Historiquement le codage utilisé par les algorithmes génétiques était représenté sous forme de chaînes de bits contenant toute l'information nécessaire à la description d'un point dans l'espace d'état. Ce type de codage a pour intérêt de permettre de créer des opérateurs de croisement et de mutation simples. C'est également en utilisant ce type de codage que les premiers résultats de convergence théorique ont été obtenus.

Cependant, ce type de codage n'est pas toujours bon comme le montrent les deux exemples suivants :

- 1- Deux éléments voisins en terme de distance de Hamming ne codent pas nécessairement deux éléments proches dans l'espace de recherche. Cet inconvénient peut être évité en utilisant un codage de Gray.
- 2- Pour des problèmes d'optimisation dans des espaces de grande dimension, le codage binaire peut rapidement devenir mauvais. Généralement, chaque variable est représentée par une partie de la chaîne de bits et la structure du problème n'est pas bien répétée, l'ordre des variables ayant une importance dans la structure du chromosome alors qu'il n'en a pas forcément dans la structure du problème.

➤ Le Codage réel :

Cela peut-être utile notamment dans le cas où l'on recherche le maximum d'une fonction réelle.

➤ **Codage de Gray** : dans le cas d'un codage binaire on utilise souvent la "distance de Hamming" comme mesure de la dissimilarité entre deux éléments de population, cette mesure compte les différences de bits de même rang de ces deux séquences. Et c'est là que le codage binaire commence à montrer ses limites. En effet, deux éléments voisins en terme de distance de Hamming ne codent pas nécessairement deux éléments proches dans l'espace de recherche. Cet inconvénient peut être évité en utilisant un "codage de Gray" : le codage de Gray est un codage qui a comme propriété qu'entre un élément n et un élément $n + 1$, donc voisin dans l'espace de recherche, un seul bit diffère.

Distance de Hamming :

Considérons les suites binaires suivantes :

$$a = (001111) \text{ e } b = (1101011) \text{ alors } d = (1+1+0+0+1+0+0) = 3$$

La distance entre a et b est égale à **3** car 3 bits diffèrent.

- La distance de Hamming entre **1011101** et **1001001** est 2.
- La distance de Hamming entre **2143896** et **2233796** est 3.
- La distance de Hamming entre "**ramer**" et "**cases**" est 3.

➤ **Codage sous forme d'arbre**

Ce codage utilise une structure arborescente avec une racine de laquelle peuvent être issus un ou plusieurs fils. Un de leurs avantages est qu'ils peuvent être utilisés dans le cas de problèmes où les solutions n'ont pas une taille finie. En principe, des arbres de taille quelconque peuvent être formés par le biais d'enjambements et de mutations.

Le problème de ce type de codage est que les arbres résultants sont souvent difficiles à analyser et que l'on peut se retrouver avec des arbres (solutions) dont la taille sera importante alors qu'il existe des solutions plus simples et plus structurées à côté desquelles sera passé l'algorithme. De plus, les performances de ce type de codage par rapport à des codages en chaînes n'ont pas encore été comparées ou très peu. En effet, ce type d'expérience ne fait que commencer et les informations sont trop faibles pour se prononcer.

Finalement, le choix du type de codage ne peut pas être effectué de manière sûre dans l'état actuel des connaissances. Selon les chercheurs dans ce domaine, la méthode actuelle à appliquer dans le choix du codage consiste à choisir celui qui semble le plus naturel en fonction du problème à traiter et développer ensuite l'algorithme de traitement [25,26, 27].

II.3.4.3 Operateur de croisement

Le croisement a pour but d'enrichir la diversité de la population en manipulant la structure des chromosomes. Classiquement, les croisements sont envisagés avec deux parents et génèrent deux enfants. La figure (II.2) décrit le croisement en un point :

Il est tout à fait possible de faire des croisements aléatoires. Toutefois, une solution largement utilisée est d'effectuer des croisements multi-points (figure II.3).

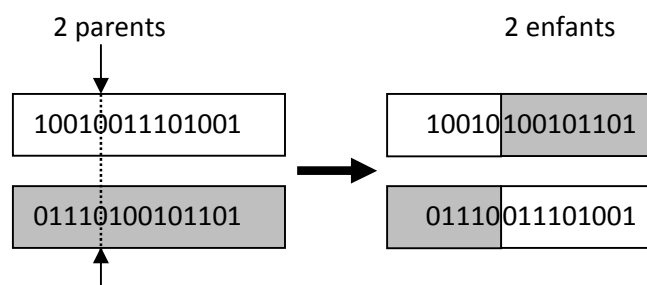


Figure II.2 : Croisement en un point d'un individu de 14 bits

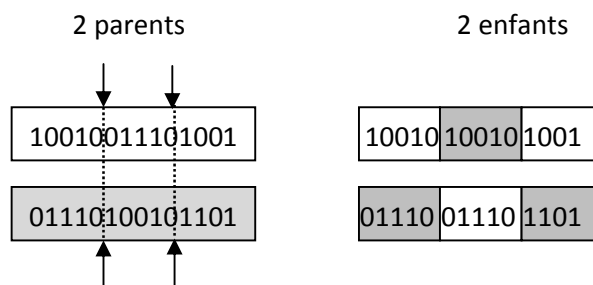


Figure II.3 : Croisement en deux points d'un individu de 14 bits

Dans le schéma de croisement uniforme (figure II.4), les bits de la chaîne sont comparées entre les deux parents. Les bits sont échangés avec une probabilité fixe, en général 0.5.

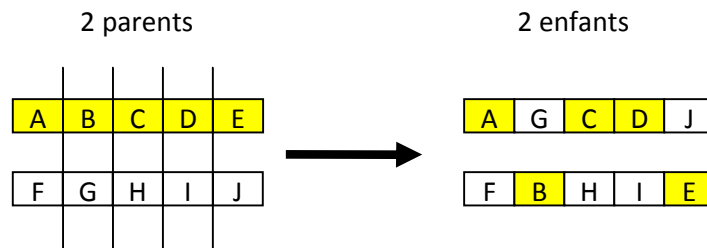
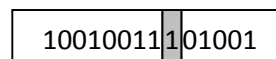


Figure II.4 : Croisement uniforme

Sa probabilité d'apparition est un paramètre de l'algorithme génétique et dépend du problème et de la technique de recombinaison. La probabilité d'un croisement est alors comprise entre 0 et 1 strictement.

II.3.4.4 Operateur de mutation

L'opérateur de mutation apporte aux algorithmes génétiques la propriété d'ergodicité de parcours d'espace. Cette propriété indique que l'algorithme génétique sera susceptible d'atteindre tous les points de l'espace d'état, sans pour autant les parcourir tous dans le processus de résolution. Ainsi, en toute rigueur, l'algorithme génétique peut converger sans croisement. Les propriétés de convergence des algorithmes génétiques sont donc fortement dépendantes de cet opérateur sur le plan théorique. Pour les problèmes discrets, l'opérateur de mutation consiste généralement à tirer aléatoirement un gène dans le chromosome et à le remplacer par une valeur aléatoire (voir la figure II.5).



Une mutation

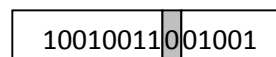


Figure II.5 : La mutation

II.3.4.5 Principes de sélection

A l'inverse d'autres techniques d'optimisation, les algorithmes génétiques ne requièrent pas d'hypothèse particulière sur la régularité de la fonction objectif. L'algorithme génétique n'utilise notamment pas ses dérivées successives, ce qui rend très vaste son domaine d'application.

Aucune hypothèse sur la continuité n'est non plus requise. Néanmoins, dans la pratique, les algorithmes génétiques sont sensibles à la régularité des fonctions qu'ils optimisent.

Le peu d'hypothèses requises permet de traiter des problèmes très complexes. La fonction à optimiser peut ainsi être le résultat d'une simulation. La sélection permet d'identifier statistiquement les meilleurs individus d'une population et d'éliminer les mauvais. On trouve dans la littérature un nombre important de principes de sélection plus ou moins adaptés aux problèmes qu'ils traitent.

• La roulette

La sélection des individus par le système de la roulette s'inspire des roues de loterie. A chacun des individus de la population est associé un secteur d'une roue. L'angle du secteur étant proportionnel à la qualité de l'individu qu'il représente. Vous tournez la roue et vous obtenez un individu. Les tirages des individus sont ainsi pondérés par leur qualité. Ainsi, les meilleurs individus ont plus de chance d'être croisés et de participer à l'amélioration de notre population (voir la figure II.6).

• La sélection par rang

La sélection par rang est une variante du système de roulette. Il s'agit également d'implémenter une roulette, mais cette fois ci les secteurs de la roue ne sont plus proportionnels à la qualité des individus, mais à leur rang dans la population triée en fonction de la qualité des individus.

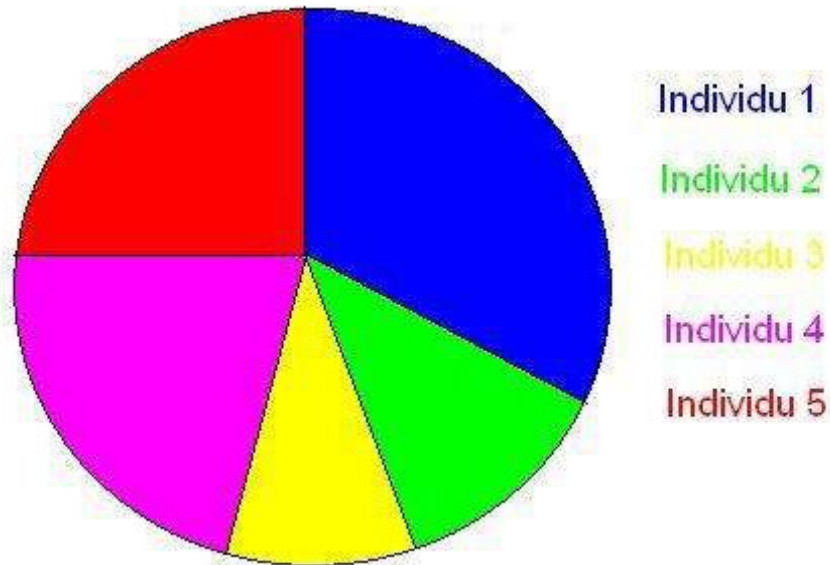


Figure II.6 Schéma d'une roulette

D'une manière plus parlante, il faut trier la population en fonction de la qualité des individus puis leur attribuer à chacun un rang. Les individus de moins bonne qualité obtiennent un rang faible (à partir de 1). Et ainsi, en itérant sur chaque individu, on finit par attribuer le rang N au meilleur individu (où N est la taille de la population). La suite de la méthode consiste uniquement en l'implémentation d'une roulette basée sur les rangs des individus. L'angle de chaque secteur de la roue sera proportionnel au rang de l'individu qu'il représente. La sélection par rang ne dépend en effet pas de la performance mais bien seulement du classement (d'où le nom)

•La sélection par tournoi

Le principe de la sélection par tournoi augmente les chances pour les individus de piètre qualité de participer à l'amélioration de la population. Le principe est très rapide à implémenter. Un tournoi consiste en une rencontre entre plusieurs individus pris au hasard dans la population. Le vainqueur du tournoi est l'individu de meilleure qualité. Nous pouvons choisir de ne conserver que le vainqueur comme nous pouvons choisir de conserver les 2 meilleurs individus ou les 3 meilleurs. A nous de voir, selon que nous souhaitons créer beaucoup de tournois, ou bien créer des tournois avec beaucoup de participants ou bien mettre en avant ceux qui gagnent les tournois haut la main. Nous

pouvons faire participer un même individu à plusieurs tournois. Une fois de plus, nous sommes totalement libres quant à la manière d'implémenter cette technique de sélection.

•L'élitisme

Cette méthode de sélection permet de mettre en avant les meilleurs individus de la population.

Ce sont donc les individus les plus prometteurs qui vont participer à l'amélioration de notre population. Cette méthode a l'avantage de permettre une convergence (plus) rapide des solutions, mais au détriment de la diversité des individus. On prend en effet le risque d'écartier des individus de piètre qualité, mais qui auraient pu apporter de quoi créer de très bonnes solutions dans les générations suivantes. Cette méthode est extrêmement sensible à la présence d'optimas locaux, c'est à dire à la présence de solutions paraissant optimales tant que l'on ne s'en éloigne pas trop, le véritable optimum pouvant alors être situé dans une toute autre partie du domaine de recherche. Pour s'assurer que les meilleurs individus feront effectivement partie de la prochaine génération, une autre possibilité relevant aussi du domaine de l'élitisme est tout simplement de les sauvegarder pour pouvoir les rajouter à coup sûr dans la population suivante.

II.3.4.6 L'insertion des nouveaux individus dans la population

Une fois que nous avons créé de nouveaux individus que ce soit par croisement ou par mutation, il nous faut sélectionner ceux qui vont continuer à participer à l'amélioration de notre population. Une fois encore, libre au programmeur de choisir ceux qu'il souhaite conserver.

Il est possible de refaire une étape d'évaluation des individus nouvellement créés. De même qu'il est possible de conserver tous les nouveaux individus en plus de notre population.

Il n'est toutefois pas recommandé de ne conserver que les nouveaux individus et d'oublier la population de travail. En effet, rien ne nous dit que les nouveaux individus sont meilleurs que les individus de départ.

Une méthode relativement efficace consiste à insérer les nouveaux individus dans la population, à trier cette population selon l'évaluation de ses membres, et à ne conserver que

les N meilleurs individus. Le nombre d'individus N à conserver est à choisir avec soin. En prenant un N trop faible, la prochaine itération de l'algorithme se fera avec une population plus petite et elle deviendra de plus en plus petite au fil des générations ; elle pourrait même disparaître. En prenant un N de plus en plus grand, nous prenons le risque de voir exploser le temps de traitement puisque la population de chaque génération sera plus grande.

Une méthode efficace est de toujours garder la même taille de population d'une génération à l'autre. Ainsi, il est possible de dérouler l'algorithme sur un grand nombre de générations.

II.4 Avantages et inconvénients

Les algorithmes génétiques sont des outils efficaces pour une classe de problèmes très large. De plus, ils permettent de traiter des problèmes où la fonction à optimiser ne présente aucune propriété de continuité ou de dérivabilité, par exemple. Néanmoins, ils présentent, aussi, un certain nombre de limitations :

1. Ils sont moins efficaces qu'un algorithme déterministe spécifique (lorsqu'il en existe un).
2. Les nombreux paramètres qui les contrôlent sont délicats à régler (probabilités de croisement et de mutation notamment, ainsi que le codage des chromosomes qui peut faire varier radicalement la vitesse de convergence).

II.5 Exemple d'application

Cet exemple est dû à Goldberg (1989)[27]. Il consiste à trouver le maximum de la fonction $f(x) = x$ sur l'intervalle $[0, 31]$ où x est un entier naturel.

On a 32 valeurs possibles pour x on choisit donc un codage discret sur 5 bits : on obtient donc la séquence 0, 1, 1, 0,1 pour 13, la séquence 1, 1, 0, 0,1 pour 25, etc...

On initialise la population initiale de manière aléatoire et on fixe sa taille à 4 individus. On définit simplement la fitness comme étant la valeur de x , vu qu'on en cherche la valeur maximum sur l'intervalle $[0, 31]$ plus la valeur de x sera élevée plus on se rapprochera du

maximum de la fonction identité et donc plus la fitness sera grande. Soit la population initiale suivante :

Individu	Séquence	Fitness	%du total
1	01011	11	18.6
2	10011	19	32.2
3	00101	5	8.5
4	11000	24	40.7
total		59	100

Tableau II.1 une population initiale

On opte pour une sélection par la méthode la loterie biaisée :

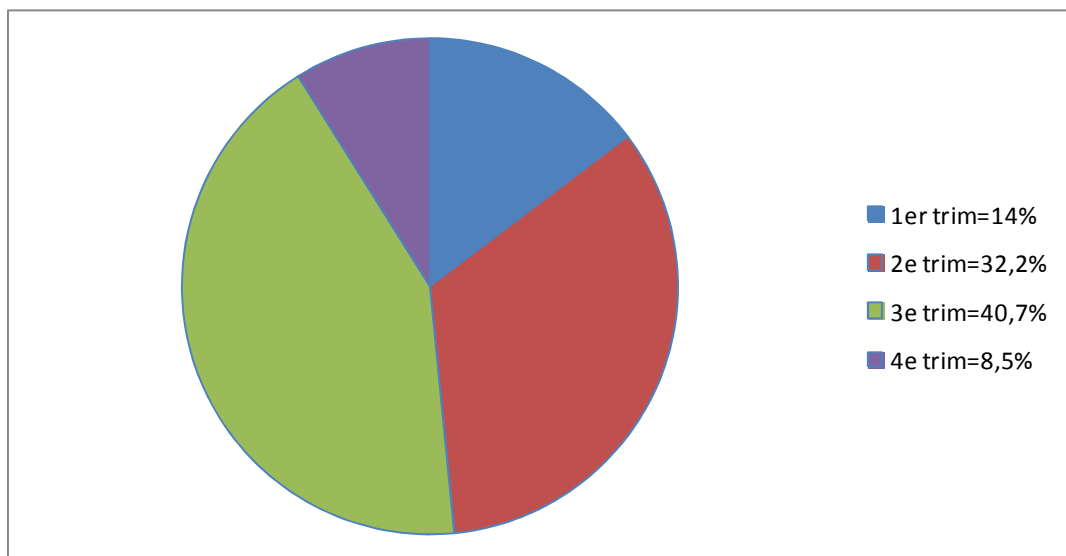


Figure II.7 l'application de la méthode de sélection de la loterie biaisée sur la population

On fait tourner la roue 4 fois de suite, en général on fait tourner $n / 2$ fois, soit 2 fois dans ce cas, mais le nombre 2 étant trop petit on décide de la faire tourner 4 fois. On obtient la nouvelle population :

individu	séquence
1	11000
2	00101
3	11000
4	01011

Tableau: II.2 individus sélectionnés par la méthode de la loterie biaisée

On applique l'opérateur de croisement en utilisant un seul point de crossover. Normalement chaque couple donne 2 enfants qu'on ajoute à notre nouvelle population P' la faisant passer de $n / 2$ individus à n individus, mais vu que dans le cas de notre exemple nous avons déjà atteint nos n individus, les 2 enfants du couple remplaceront leurs parents.

Deux couples sont formés de manière aléatoire :

- couple 1 : l'individu 2 avec l'individu 3
- couple 2 : l'individu 1 avec l'individu 4.

Les points de crossover sont eux aussi tirés au hasard.

On obtient le résultat suivant :

parents	enfants
00101	01011
01011	00101
11000	01011
01011	11000

Tableau II.3 résultat de l'application de l'opérateur de croisement avec un point de crossover sur les individus

On applique l'opérateur de mutation qui choisit de manière aléatoire si on doit faire une mutation et sur quel locus la faire :

Individu	Séquence	Fitness	%du total
1	11011	27	38
2	00101	5	7
3	01111	15	21.1
4	11000	24	33.8
Total		71	100

Tableau II.4 la nouvelle population après application des différents opérateurs

En une seule génération le maximum est passé de 24 à 27, et la fitness globale de la population a relativement augmentée pour passer de 59 à 71. On s'arrête ici pour cet exemple mais dans la réalité on continuera à engendrer des générations successives jusqu'à obtenir le maximum global : 31.

Le seul intérêt de cet exemple était de montrer une trace simple, sur une génération, de l'application successive des différents opérateurs. Il est bien sûr évident qu'un tel "problème" ne nécessitait pas l'utilisation d'algorithmes génétiques.

CHAPIRE III:

Echangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre

Sommaire :

III.1 Introduction

III.2 Etude de l'échangeur de chaleur à double tube concentrique et calandre

III.2.1 Exemple de calcul

III.1 Introduction

Il existe des échangeurs de chaleur à tubes et calandre depuis plusieurs décennies. Les tubes simples ou rainurés sont de différents types géométriques pouvant avoir des ailettes de formes variées, voir les références [28-38]. Ces échangeurs de chaleur peuvent fonctionner en simple ou en double phase (condenseur et évaporateur).

Ils présentent des performances thermiques et une compacité inférieures à celles de notre nouveau type d'échangeur de chaleur (échangeur de chaleur à doubles tubes coaxiaux et calandre). La performance de ce nouvel échangeur est estimée meilleure par rapport à l'échangeur de chaleur classique.

Le nouveau échangeur de chaleur [39] est similaire aux échangeurs de chaleur classiques cités ci-dessus, la différence est que les tubes simples ou corrugués avec ou sans ailettes, sont maintenant remplacés par des doubles tubes coaxiaux (tubes à double enveloppe). Le diamètre extérieur de l'enveloppe des doubles tubes concentriques est de même ordre que les tubes utilisés dans les échangeurs de chaleur à tubes et calandre classiques. Principalement, le deuxième tube améliore le transfert de chaleur par une section de passage supplémentaire et une plus grande surface de transfert de chaleur par unité de longueur de l'échangeur de chaleur. De même, deux nouvelles plaques tubulaires sont ajoutées pour maintenir et distribuer un fluide dans les tubes intérieurs des doubles tubes concentriques. Les deux anciennes plaques tubulaires sont toujours utilisées pour le maintien et la distribution du fluide transitant dans le passage annulaire formé par les deux tubes concentriques. Ainsi au lieu que l'échangeur fonctionne avec deux fluides (un fluide chaud et un fluide froid), maintenant l'échangeur de chaleur fonctionne avec trois fluides (2 fluides chauds et un fluide froid C-F-C ou l'inverse F-C-F). Les fluides peuvent être de même nature ou non.

L'utilisation de ces nouveaux échangeurs de chaleur intensifiera les échanges de chaleur et augmentera la compacité. C'est-à-dire, la diminution du coût et le poids de ce type d'échangeurs de chaleur.

Pour la même exigence de fonctionnement, ces nouveaux échangeurs de chaleur sont plus petits (longueur de tubes et volume réduits). Cela est rendu possible par l'ajout d'une deuxième surface d'échange de chaleur et un troisième fluide, sans augmenter le volume

de l'échangeur de chaleur ni la forme géométrique du côté de la calandre (extérieur des enveloppes). A part l'ajout d'un distributeur et d'un collecteur et une surface d'échange pour le troisième fluide, les accessoires : pompes (ou ventilateurs), plaques tubulaires, calandre, chicanes, etc., restent sans modifications. La deuxième surface d'échange de chaleur n'est qu'un tube de diamètre nominal inférieur au diamètre du tube de la première surface d'échange. Les deux tubes sont montés concentriquement.

Ce chapitre est consacré à l'étude et l'évaluation de l'échangeur de chaleur à doubles tubes coaxiaux et calandre, on reprend l'exemple du dimensionnement d'un échangeur à tubes et calandre, donné dans le "Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique [40]".

III.2 Etude de l'échangeur de chaleur a double tube concentrique et calandre

III.2.1 Exemple de calcul

L'échangeur est constitué d'un faisceau de $N_t=66$ tubes en acier doux de conductivité thermique $\lambda_p = 50 \text{ W/(m.K)}$, de diamètres intérieur/extérieur (D_2/D_1) de 20/24 mm, au pas triangulaire normal $p=30 \text{ mm}$. L'échangeur de chaleur a deux passes côté tubes. La calandre a un diamètre $D_c= 337 \text{ mm}$ et possède des chicanes d'épaisseur $\delta = 5 \text{ mm}$ espacées d'une distance $b = 100 \text{ mm}$. La section libre laissée par les chicanes est de 25%, Table III.1.

	Débit (m ³ /h)	T_{input} (°C)	T_{output} (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kg.K)	μ (Pa.s)	λ (W/m.K)
Coté calandre : dodécane	15	120	60	750	2260	0.00075	0.151
Coté tube : eau industrielle	10.14	20	30	1000	4180	0.00089	0.607

Tableau III.1 : Propriétés thermo-physiques des deux fluides

Afin de déterminer la longueur des tubes à installer, on doit calculer les étapes suivantes :

Le flux échangé entre les deux fluides

$$\Phi = S F K \Delta T_{ML} \quad \text{III.1}$$

$$\Phi = m_1 c_{p1} (T_{e1} - T_{s1}) \quad \text{III.2}$$

Le débit m_2 de l'eau industrielle est :

$$m_2 = \frac{\Phi}{c_{p2} (T_{s2} - T_{e2})} \quad \text{III.3}$$

Le rapport des capacités calorifiques des deux fluides et l'efficacité de l'échangeur sont respectivement :

$$Z = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{s2} - T_{e2}}{T_{e1} - T_{s1}} \quad \text{III.4}$$

et

$$\eta = \frac{T_{e1} - T_{s1}}{T_{e1} - T_{e2}} \quad \text{III.5}$$

Suivant Kern [28], le coefficient correctif de l'écart de température logarithmique, correspondant aux valeurs de Z et η calculées

Le coefficient d'échange de chaleur h_2 de l'eau industrielle dans les tubes est :

$$v_2 = \frac{m_2}{\rho_2 N_{tp} S_{p2}} \quad \text{III.6}$$

avec $N_{tp} = N_t/2$ tubes par passe

S_{p2} = section de passage intérieure des tubes

Le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl donne :

$$Re_2 = \frac{\rho_2 v_2 D_2}{\mu_2} \quad \text{et} \quad Pr_2 = \frac{\mu_2 c_{p2}}{\lambda_2} \quad \text{III.7}$$

en utilisant la corrélation de Colburn, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_2 = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{1/3} \quad \text{III.8}$$

le coefficient d'échange de chaleur est :

$$h_2 = \frac{\lambda_2 Nu_2}{D_2} \quad \text{III.9}$$

Du côté de la calandre, la section de passage entre chicanes et la vitesse du dodécane sont respectivement :

$$S_{p1} = (p - d_1) (b - \delta) \quad \text{III.10}$$

et

$$v_1 = \frac{m_1}{\rho_1 N_{td} S_{p1}} = \frac{m_1 p}{\rho_1 D_c S_{p1}} \quad \text{III.11}$$

Le calcul du nombre de Reynolds, du nombre de Prandtl et du nombre de Nusselt donne :

$$Re_1 = \frac{\rho_1 v_1 D_1}{\mu_1} \quad \text{III.12}$$

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 c_{p1}}{\lambda_1} \quad \text{III.13}$$

$$\text{et } Nu_1 = 0,36 Re_1^{0,55} Pr_1^{1/3} \quad \text{III.14}$$

le coefficient d'échange de chaleur côté calandre est :

$$h_1 = \frac{\lambda_1 Nu_1}{D_1} \quad \text{III.15}$$

En tenant compte de la résistance conductive de la paroi, le coefficient d'échange de chaleur global est :

$$K = \frac{1}{\frac{D_2}{D_1 h_1} + \frac{D_2}{2 \lambda_p} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{h_2}} \quad \text{III.16}$$

L'écart de température moyen logarithmique et la surface d'échange de chaleur de l'échangeur sont respectivement :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{e1} - T_{s2}) - (T_{s1} - T_{e2})}{\ln \frac{T_{e1} - T_{s2}}{T_{s1} - T_{e2}}} \quad \text{III.17}$$

$$\text{et } S = \frac{\Phi}{F K \Delta T_{ML}} \quad \text{III.18}$$

d'où la longueur des tubes dans la calandre est :

$$L = \frac{S}{\pi D_2 N_t} \quad \text{III.19}$$

- **Cas doubles tubes concentrique**

La longueur des tubes à installer dans le cas d'un échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre est calculée pour les mêmes données de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre ci-dessus. Dans ce cas, on pose concentriquement dans chaque tube de diamètres intérieur/extérieur un tube de diamètres intérieur/extérieur (d_2/d_1) inférieur que le premier tube

Les débits de dodécane circulant côté calandre et à l'intérieur des tubes intérieurs de diamètres intérieur/extérieur (d_2/d_1) sont égaux à la moitié du débit total de dodécane refroidi dans l'échangeur de chaleur à tubes et calandre ci-dessus.

L'eau de refroidissement passe à contre-courant dans les passages annulaires formés par l'enveloppe de diamètres (D_2/D_1) et les tubes intérieurs.

Le coefficient d'échange de chaleur h_3 de dodécane dans les tubes intérieurs est :

$$v_3 = \frac{m_3}{\rho_1 N_{tp} S_{p3}} \quad \text{III.20}$$

avec

S_{p3} : section de passage intérieure des tubes intérieurs

$m_3 = m_1$: débit de dodécane circulant à l'intérieur des tubes intérieurs

Le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl donne :

$$Re_3 = \frac{\rho_1 v_3 d_2}{\mu_1} \quad \text{III.21}$$

$$\text{et} \quad Pr_3 = Pr_1 \quad \text{III.22}$$

En utilisant la corrélation de Colburn, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_3 = 0,023 Re_3^{0,8} Pr_3^{1/3} \quad \text{III.23}$$

Le coefficient d'échange de chaleur est :

$$h_3 = \frac{\lambda_1 Nu_3}{d_2} \quad \text{III.24}$$

Le coefficient d'échange de chaleur h_2 de l'eau dans les passages annulaires est :

$$v_2 = \frac{m_2}{\rho_2 N_{tp} S_{p2}} \quad \text{III.25}$$

La section de passage S_{p2} est déterminée par :

$$S_{p2} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_1^2) \quad \text{III.26}$$

Le calcul du nombre de Reynolds et du diamètre hydraulique donne :

$$Re_2 = \frac{\rho_2 v_2 d_h}{\mu_2} \quad \text{III.27}$$

$$\text{et} \quad d_h = D_2 - d_1 \quad \text{III.28}$$

En utilisant la corrélation de Colburn, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_2 = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{1/3} \quad \text{III.29}$$

Le coefficient d'échange de chaleur est :

$$h_2 = \frac{\lambda_2 Nu_2}{d_h} \quad \text{III.30}$$

Du côté de la calandre, la vitesse du dodécane est :

$$v_1 = \frac{m_1}{\rho_1 N_{td} S_{p1}} = \frac{m_1 p}{\rho_1 D_c S_{p1}} \quad \text{III.31}$$

Le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Nusselt donne :

$$Re_1 = \frac{\rho_1 v_1 D_1}{\mu_1} \quad \text{III.32}$$

$$\text{et } Nu_1 = 0,36 Re_1^{0,55} Pr_1^{1/3} \quad \text{III.33}$$

Le coefficient d'échange de chaleur côté calandre est :

$$h_1 = \frac{\lambda_1 Nu_1}{D_1} \quad \text{III.34}$$

En tenant compte de la résistance conductive de la paroi, le coefficient d'échange de chaleur global $K_{1,2}$ (dodécane côté calandre et eau de refroidissement) et le coefficient d'échange de chaleur global $K_{2,3}$ (eau de refroidissement et dodécane côté tubes intérieurs) sont calculés respectivement par :

$$K_{1,2} = \frac{1}{\frac{D_2}{D_1 h_1} + \frac{D_2}{2 \lambda_p} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{h_2}} \quad \text{III.35}$$

$$K_{2,3} = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1 h_2} + \frac{d_2}{2 \lambda_p} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{h_3}} \quad \text{III.36}$$

Dans ce cas le flux de chaleur est :

$$\Phi = \left(K_{1,2} S_{1,2} F + K_{2,3} S_{2,3} \right) \Delta T_{ML} \quad \text{III.37}$$

$$\text{avec } S_{1,2} = N_t \pi D_2 L \quad \text{III.38}$$

$$S_{2,3} = N_t \pi d_2 L \quad \text{III.39}$$

d'où la longueur des doubles tubes concentriques dans la calandre est :

$$L = \frac{\Phi}{\pi N_t (K_{1,2} D_2 F + K_{2,3} d_2) \Delta T_{ML}} \quad \text{III.40}$$

Les différents résultats de calcul sont récapitulés dans le tableau III.2.

	Echangeur à tubes et calandre	Echangeur à doubles tubes coaxiaux et calandre
K (W/m ² .K)	900	/
S (m ²)	7.87	/
K _{1,2} (W/m ² .K)	/	699
K _{2,3} (W/m ² .K)	/	3157
L (m)	1.90	1.27

Tableau III.2 : Résultats numériques de l'exemple

Pour cet exemple, on déduit que la longueur (ou volume) de l'échangeur à tubes et calandre est supérieure d'environ 50% à la longueur (ou volume) de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre.

Dans le cas où la résistance conductive est très petite (tubes en cuivre), l'écart du volume entre les deux échangeurs est d'environ 53% (L= 1,21 m).

Le résultat le plus intéressant est qu'on peut refroidir le double du débit de dodécane, soit 30 m³/h avec une longueur (ou volume) de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre plus petite de 23% par rapport à la longueur de l'échangeur à tubes et calandre fonctionnant avec l'ancien débit de dodécane soit 15 m³/h.

De toute manière la longueur de l'échangeur à doubles tubes concentriques et calandre se réduit encore, en augmentant le débit de dodécane. Cette longueur est plus petite de 62% dans le cas où les deux échangeurs fonctionnent avec un débit de dodécane égal à 30 m³/h.

Maintenant, on donne le comportement des différentes grandeurs thermohydrauliques en fonction du diamètre du tube central et du débit total de dodécane.

On remarque que le coefficient d'échange de chaleur global entre le côté calandre et le passage annulaire $K_{1,2}$ augmente proportionnellement avec le débit de dodécane et le diamètre du tube central, voir figure III.1. Cela est dû à l'augmentation du coefficient d'échange par convection h_1 qui est toujours inférieur à h_2 , le coefficient $K_{1,2}$ suit h_1 .

Au contraire, le coefficient d'échange de chaleur global $K_{2,3}$ entre le passage annulaire et le tube central diminue proportionnellement avec l'augmentation du diamètre du tube central, cela est dû à l'augmentation de la section de passage du fluide 3. La diminution est due à la diminution de h_3 et $K_{2,3}$ suit h_3 , voir figure III.2.

La longueur de l'échangeur de chaleur augmente proportionnellement avec le débit du fluide primaire. Elle est petite pour les petits diamètres et on remarque que pour chaque débit, il existe un diamètre du tube central pour lequel la longueur de l'échangeur est minimale, pour cela on propose de faire une optimisation paramétrique de ces échangeurs de chaleur, voir figure III.3.

On voit sur la figure III.4, que la compacité augmente et la longueur (ou volume) de l'échangeur diminue avec l'augmentation du débit du fluide primaire m_1+m_3 et peut dépasser 70% comme écart relatif, l'écart est maximum pour les petits diamètres du tube central et a pour chaque débit une valeur précise du diamètre du tube central.

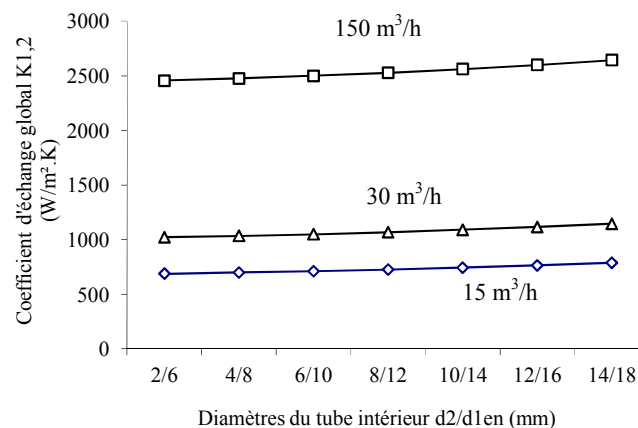


Figure III.1 : Coefficient d'échange de chaleur global $K_{1,2}$ en fonction du débit m_1 et de diamètre du tube central

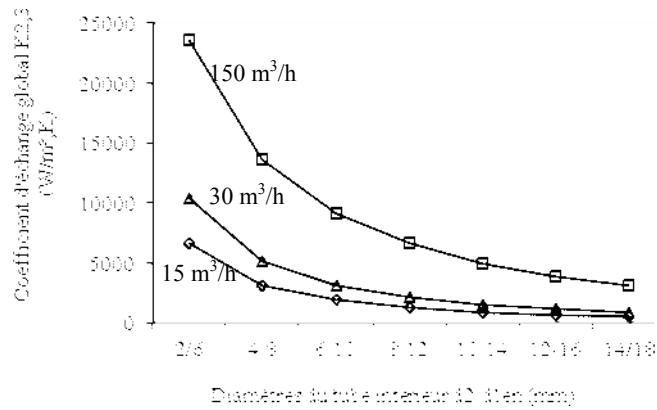


Figure III.2 : Coefficient d'échange de chaleur global $K_{2,3}$ en fonction du débit m_1 et de diamètre du tube central

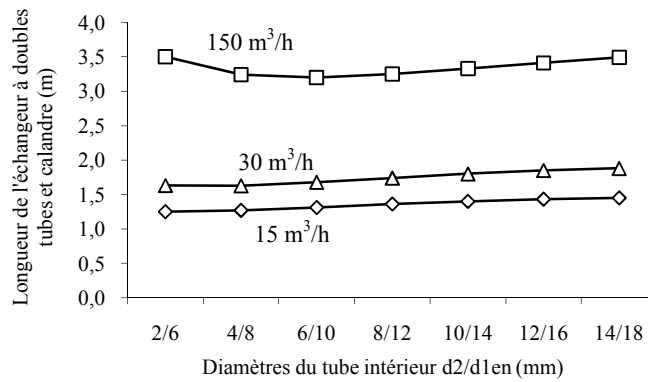


Figure III.3 : Longueur de l'échangeur à doubles tubes en fonction du débit m_1 et de diamètre du tube central

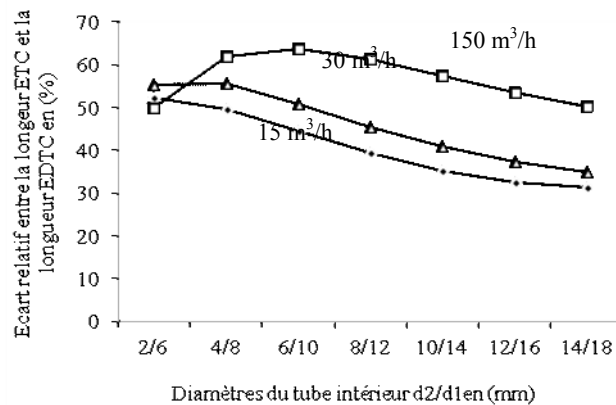


Figure III.4 : Ecart relatif entre la longueur de l'échangeur à tubes et calandre et celle de l'échangeur à doubles tubes et calandre en fonction du débit m_1 et de diamètre du tube central

Avant de présenter le reste des résultats, on vous donne la formulation mathématique pour le calcul de la perte de charge et la puissance dissipée pour la vaincre.

Pour les tubes de section de passage circulaire ou annulaire, on peut utiliser l'expression suivante :

$$\Delta P = \Omega \frac{L}{d_h} \frac{\rho V^2}{2} \quad \text{III.41}$$

Dans le cas d'un passage annulaire, le coefficient de Darcy est donné par :

$$\Omega_a = k_a \Omega \quad \text{III.42}$$

Où, k_a peut être évalué de Idelcik [41]. Le coefficient de Darcy Ω est donné par la relation de Blasius [41] :

$$\Omega = 0.3164 \operatorname{Re}^{-0.25} \quad \text{pour } 2300 \leq \operatorname{Re} \leq 10^5 \quad \text{III.43}$$

et celle de Herman [41],

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 \operatorname{Re}^{-0.30} \quad \text{pour } 10^5 \leq \operatorname{Re} \leq 10^6 \quad \text{III.44}$$

Du côté de la calandre, la perte de charge est calculée suivant Kern [28], par l'expression suivante :

$$\Delta P_c = \Omega \frac{G_c^2 D_c (N_c + 1)}{2 \rho d_h \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14}} \quad \text{III.45}$$

$$\frac{d_h}{D_1} = \frac{3.46}{\pi} \left(\frac{P}{D_1} \right)^2 - 1 \quad \text{III.46}$$

pour le coefficient de frottement Kern [28] propose la relation suivante :

$$\Omega = \frac{1.8}{\operatorname{Re}^{0.195}} + \frac{121}{\operatorname{Re}^{1.38}} \quad \text{III.47}$$

$$\text{avec } Re = \frac{G_c D_e}{\mu} \quad \text{III.48}$$

La perte de charge dans la calandre est obtenue en considérant une longueur artificielle d'échange donnée par :

$$L = (N_c + l) D_c \quad \text{III.49}$$

La puissance totale dissipée P_T pour vaincre les pertes de charge est utilisée comme un autre paramètre de performance, lequel est donné par [42] :

$$P_T = \frac{m_1 \Delta P_1}{\rho_1} + \frac{m_2 \Delta P_2}{\rho_2} + \frac{m_3 \Delta P_3}{\rho_3} \quad \text{III.50}$$

Due à la diminution de passage annulaire avec l'augmentation du diamètre du tube central, la perte de charge coté eau augmente proportionnellement. Le rapport entre cette perte charge et celle de l'eau dans l'échangeur de chaleur à tubes et calandre augmente exponentiellement, voir figure III.5. Ce phénomène est inversé pour le fluide coulant à l'intérieur du tube central. La perte de charge du côté de la calandre est quasi-stationnaire et chute d'environ 80% par rapport à celle de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre.

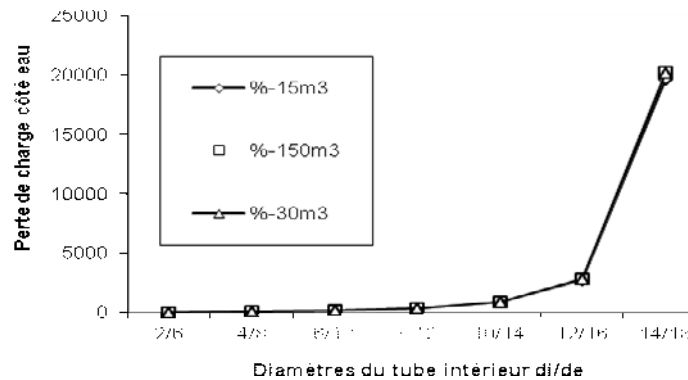


Figure III.5 : Perte de charge dans le passage annulaire (côté eau)

La puissance de pompage pour vaincre les pertes de charge augmente avec le débit du fluide primaire. Le rapport de la puissance au flux de chaleur est minimale pour ($d_i/d_e= 6 \text{ mm}/10 \text{ mm}$) et ne dépasse pas 0.05% du flux de chaleur échangé pour un débit du fluide primaire égale à $15 \text{ m}^3/\text{h}$, 0.2% pour un débit égal à $30 \text{ m}^3/\text{h}$ et 6% pour $m_1=150 \text{ m}^3/\text{h}$, voir figure III.6.

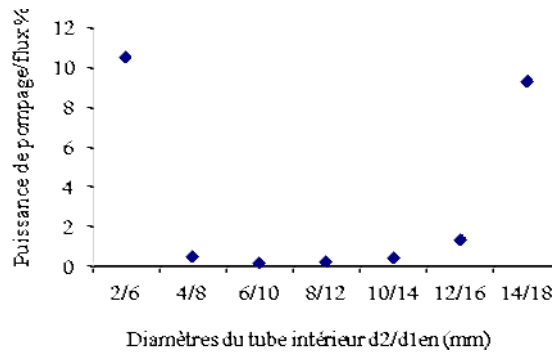


Figure III.6 : Rapport de la puissance de pompage au flux de chaleur échangé pour $m_1=30 \text{ m}^3/\text{h}$.

Les masses des échangeurs à doubles tubes et calandre et à tubes et calandre sont donnés respectivement par les expressions suivantes :

$$m_{edtc} = \frac{\pi}{4} \rho_t \left[(D_c + 2 \delta)^2 - D_c^2 + N_t (D_1^2 - D_2^2 + d_1^2 - d_2^2) \right] L_{edtc} \quad \text{III.51}$$

$$m_{etc} = \frac{\pi}{4} \rho_t \left[(D_c + 2 \delta)^2 - D_c^2 + N_t (D_1^2 - D_2^2) \right] L_{etc} \quad \text{III.52}$$

La masse du nouveau échangeur de chaleur chute de 40% par rapport à l'échangeur de chaleur à tubes et calandre pour les faibles diamètres du tube central. Ce gain diminue avec l'accroissement de diamètre du tube central et atteint 20 à 30% pour le diamètre $d_i/d_e=(6/10)\text{mm}$. Ce phénomène est inversé pour les grands diamètres, voir la figure III.7.

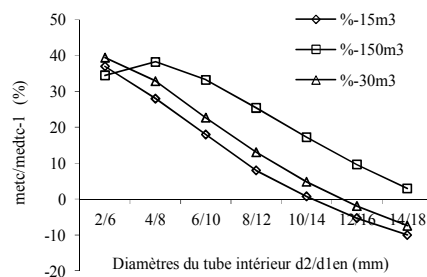


Figure III.7 : Rapport du volume du nouveau échangeur de chaleur à l'échangeur de chaleur à tubes et calandre

La puissance électrique utilisée pour vaincre les frottements dans le cas de cet échangeur par rapport à l'ancien échangeur est minimale pour le diamètre du tube central (6/10) mm et est de 300% plus élevée.

En faisant varier le taux du fluide primaire transitant du côté de la calandre, on remarque que l'optimum est trouvé pour $m_1/m_3=1$ ou $m_1/m_{do}=0.5$. Le coefficient d'échange global $K_{1,2}$ augmente avec ce taux car le coefficient d'échange de chaleur par convection coté calandre s'améliore, par contre celui du côté de tube central diminue mais reste toujours supérieur au coefficient coté calandre, voir figure III.8.

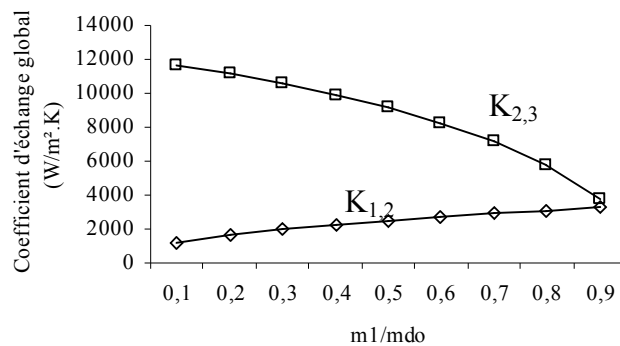


Figure III.8 : Variation des coefficients d'échanges globaux en fonction de la fraction du débit du fluide primaire transitant coté calandre

La longueur de l'échangeur est minimale pour le taux 0.5 correspondant à une diminution de la longueur de plus de 60% par rapport à celle de l'échangeur à tubes et calandre, voir figure III.9.

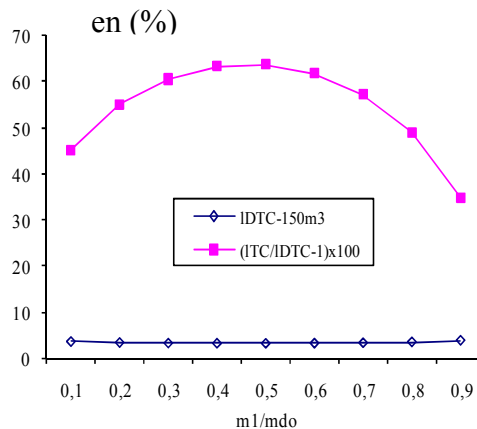


Figure III.9 : Longueur et rapport de longueur du nouveau à l'ancien échangeur

Sur la figure III.10, on voit que la masse de l'échangeur de chaleur à doubles tubes et calandre est inférieure de 33% par rapport à l'ancien échangeur de chaleur et cela pour le taux de 0.5. Le rapport de la puissance de pompage diminue proportionnellement avec le taux.

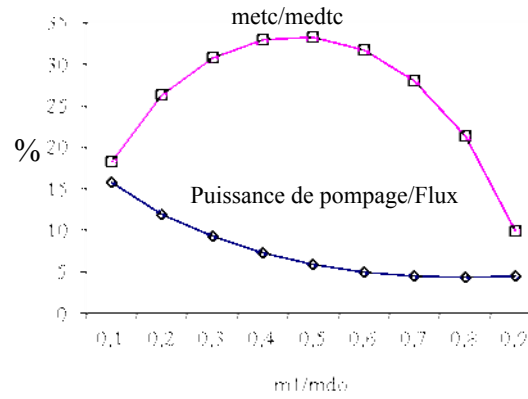


Figure III.10 : Rapport des masses et de la puissance de pompage au flux de chaleur échangé

CHAPIRE IV:

Optimisation des échangeurs de chaleur à double tubes concentriques et calandre

Sommaire :

- VI.1 Introduction
- VI.2 Organigramme
- VI.3 Modélisation thermique
 - VI.3.1 Tube intérieur
 - VI.3.2 Passage annulaire
 - VI.3.3 Cote calandre
- VI.4 Fonction objective
- VI.5 Perte de charge
 - VI.5.1 Coté tube intérieur
 - VI.5.2 Coté passage annulaire
 - VI.5.3 Côté calandre
- VI.6 Variable De Conception
- VI.7 Effet des variables de conception sur la fonction objective
 - VI.7.1 Effet du diamètre extérieur du tube extérieur
 - VI.7.2 Effet du diamètre extérieur du tube intérieur
 - VI.7.3 Effet de l'espace entre chicanes
 - VI.7.4 Effet du diamètre de la calandre
- VI.8 Implémentation de l'algorithme génétique
- VI.9 Validation
- VI.10 Résultats
 - VI.10.1 Analyse des études de cas
- VI.11 Discussion

IV.1 Introduction

L'utilisation des méthodes technico-économiques basées sur les méthodes d'optimisation au de dimensionnement des échangeurs de chaleur permet d'avoir un appareil répondant à la spécification technique avec un coût d'investissement et de fonctionnement le plus faible possible. Ce chapitre présente l'utilisation des algorithmes génétiques dans le dimensionnement de l'échangeur de chaleur à double tubes concentriques et calandre où la fonction objective est le coût total qui est la somme du coût d'investissement de l'appareil et du coût de fonctionnement. La méthode de la différence de température moyenne logarithmique a été utilisée pour le calcul de la surface d'échange.

On cherche à optimiser généralement les frais d'investissement et de fonctionnement des échangeurs de chaleur. Il faut donc étudier l'ensemble des aspects purement thermiques (coefficients de transfert et surface d'échange) et les aspects liés à la mécanique des fluides.

En effet, les résistances thermiques sont d'autant plus faibles que les vitesses d'écoulement sont élevées. Donc si les fluides ont des débits élevés, il est possible de se satisfaire d'une surface d'échange plus faible ce qui diminue l'investissement. Par contre, les pertes de charge seront plus élevées ce qui nécessitera des pompes plus puissantes (augmentation du coût d'investissement) et une dépense énergétique plus élevée (augmentation du coût de fonctionnement). L'étude d'optimisation au cas par cas fournira la réponse pour déterminer le choix le plus économique.

Le dimensionnement des échangeurs de chaleur de type tubes et calandre (doubles tubes concentriques et calandre ou à tubes et calandre) y compris le calcul thermique et hydrodynamique des différentes résistances, le calcul du coût d'investissement et de fonctionnement représente un processus complexe. À l'heure actuelle, différents programmes commerciaux tels que HTRI, HTFS, THERM et CCTHERM, sont disponibles. Ces outils permettent la conception et le dimensionnement des échangeurs tubulaires. Toutefois, ils ne consistent pas tous à l'optimisation du point de vue économique [43].

Les applications des méthodes d'optimisation lors de la conception des échangeurs de chaleur conduisent à l'exploitation la plus rentable.

IV.2 Organigramme

La procédure pour la conception de l'échangeur de chaleur optimale comprend les étapes suivantes :

- utilisation de la méthode de la différence de température moyenne logarithmique pour calculer la surface d'échange en supposant un ensemble de valeurs des variables de conception ;
- évaluation du coût d'investissement, du coût de fonctionnement, et de la fonction objective;
- utilisation de l'algorithme d'optimisation pour sélectionner un nouvel ensemble de valeurs pour les variables de conception;
- itération des étapes précédentes jusqu'à ce qu'un minimum de la fonction objective est atteint.

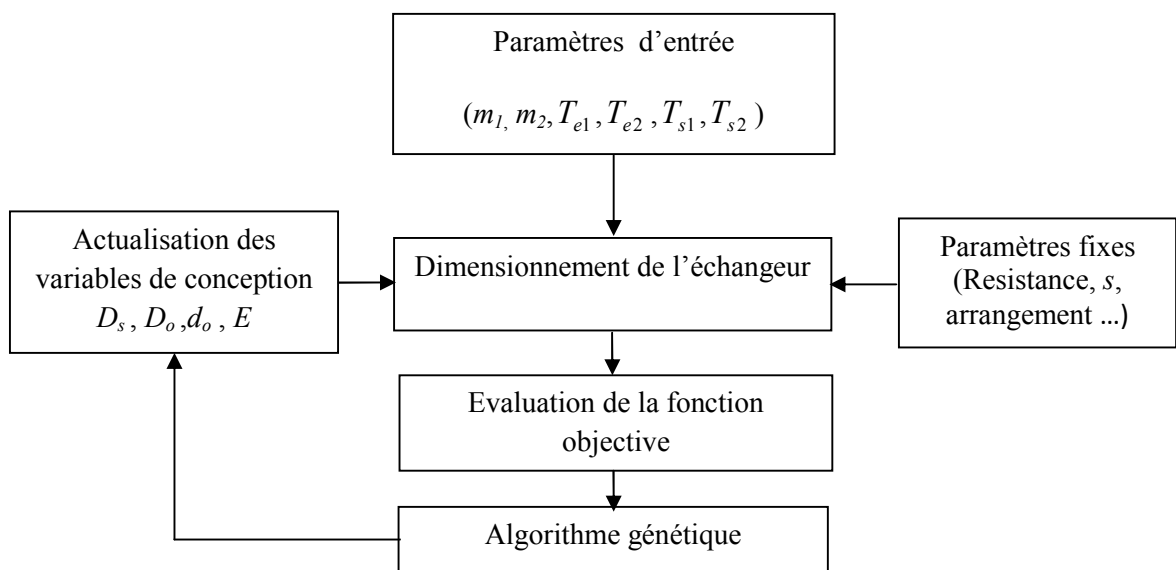


Figure IV.1 : Organigramme du programme proposé

	Débit massique (kg/s)	T entrée (°C)	T sortie (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg.K)	μ (Pa.s)	λ (W/m.K)	R_{Encr} (m ² .K/W)
cas 1								
Côté calandre: methanol	27.80	95.0	40.0	750	2.84	0.00034	0.19	0.00033
Côté tube : Eau de mer	68.90	25.0	40.0	995	4.20	0.00080	0.59	0.00020
Cas 2								
Côté calandre: Eau distillée	22.07	33.9	29.4	995	4.18	0.00080	0.62	0.00017
Côté tube: Eau	35.31	23.9	26.7	999	4.18	0.00092	0.62	0.00017

Tableau IV.1 : Propriétés thermophysiques et paramètres d'entrées et de sortie des deux cas étudiés[39]

Les paramètres d'entrée sont : le débit massique des deux fluides, les températures d'entrée et de sortie des deux fluides, les paramètres fixes attribués par l'utilisateur qui sont les modèles de la plaque tubulaire, la hauteur, le nombre de passes (1, 2, 4, ...), la résistance d'encrassement des tubes : $R_{Encrtube}$ et $R_{Encrcal}$ côté tubes et calandre respectivement et les propriétés thermo-physiques des deux fluides, voir tableau IV.1

Les variables à optimiser avec des valeurs attribuées de façon itérative par l'algorithme d'optimisation, sont le diamètre intérieur de la calandre D_s , le diamètre extérieur des tubes extérieur D_o , le diamètre extérieur des tubes intérieurs d_o , et l'espace entre chicanes E . Sur la base des valeurs réelles des caractéristiques de conception et les paramètres fixes et les valeurs estimés des variables d'optimisation, le programme de calcul de la conception de l'échangeur de chaleur détermine les valeurs des coefficients d'échanges de chaleur côté tube, passage annulaire et côté calandre h_1 , h_2 et h_3 respectivement, la surface d'échange S , le nombre total de tubes N_t , la longueur L , les vitesses d'écoulement côté tube, côté calandre et côté passage annulaire v_1 , v_2 et v_3 respectivement, définissant ainsi les détails de construction de l'échangeur et satisfaisant les spécifications thermiques.

Les valeurs calculées des vitesses d'écoulement et les détails constructifs de la structure de l'échangeur sont ensuite utilisés pour évaluer la fonction objective. En fonction de la valeur de la fonction objective, l'algorithme génétique met à jour les valeurs d'essai des variables d'optimisation qui sont ensuite réutilisées pour calculer une nouvelle fonction

objective qui définit une nouvelle architecture de l'échangeur de chaleur. Le processus est répété jusqu'à ce qu'un minimum de la fonction objective.

IV.3 Modélisation thermique

Le flux de chaleur échangé entre le fluide chaud et le fluide froid est donné par la relation suivante [44]

$$\Phi = \left(K_{1,2} S_{1,2} F + K_{2,3} S_{2,3} \right) \Delta T_{ML} \quad \text{IV.1}$$

$$\Phi = m_f c p_1 (T_{e1} - T_{s1}) = m_2 c p_2 (T_{s2} - T_{e2}) \quad \text{IV.2}$$

$$\text{avec } S_{1,2} = N_t \pi D_o L \quad \text{IV.3}$$

$$S_{2,3} = N_t \pi d_o L \quad \text{IV.4}$$

$$d_i = 0.8 d_o \quad \text{IV.5}$$

$$D_i = 0.8 D_o \quad \text{IV.6}$$

F est le facteur de correction de la différence de température moyenne logarithmique d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre.

où ΔT_{ML} est la différence de température moyenne logarithmique, donnée par :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{e1} - T_{s2}) - (T_{s1} - T_{e2})}{\ln \frac{T_{e1} - T_{s2}}{T_{s1} - T_{e2}}} \quad \text{IV.7}$$

N_t est le nombre total des tubes calculé par la relation suivante [8] :

$$N_t = C \left(\frac{D_c - 0.02}{D_o} \right)^n \quad \text{IV.8}$$

C et n sont des coefficients qui prennent des valeurs selon les modalités de débit et du nombre de passes. Pour des arrangements différents, ces coefficients sont présentés dans le tableau IV.2 et figure IV.2.

Arrangement quinconcé, $st = 1.25 d_o$						
Nombre de passe	de	1	2	4	6	8
	C		0.319	0.249	0.175	0.0743
N		2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Arrangement aligné, $st = 1.25 d_o$						
C		0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
N		2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Tableau IV.2 : Coefficients C et n [43]

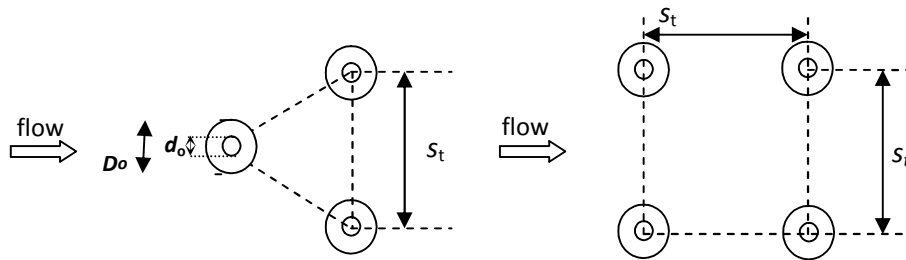


Figure IV .2 : Arrangement alignée et quinconcé

IV.3.1 Tube intérieur

Pour le coefficient de transfert thermique côté tube intérieur, la vitesse d'écoulement à l'intérieur des tubes intérieurs est donnée par :

$$v_3 = m_3 s / (\rho_3 N_i s p_3) \quad \text{IV.9}$$

$$s p_3 = \pi d_i^2 / 4 \quad \text{IV.10}$$

$$m_3 = m_f / 2 \quad \text{IV.11}$$

Puis le nombre de Reynolds est déterminé comme suit :

$$Re_1 = v_1 d_i / \nu_1 \quad \text{IV.12}$$

Le coefficient d'échange convectif h_1 côté tube extérieur est calculé à partir de l'équation suivante [10] :

$$Nu_1 = \frac{h_1 d_i}{\lambda_1} = 0,023 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,4} \quad \text{IV.13}$$

IV.3.2 Passage annulaire

Le coefficient de transfert thermique à l'intérieur du passage annulaire est calculé par la relation [44] :

$$Nu_2 = \frac{h_2 d_h}{\lambda_2} = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{1/3} \quad \text{IV.14}$$

$$Re_2 = v_2 d_h / \nu_2 \quad \text{IV.15}$$

$$d_h = D_i - d_o \quad \text{IV.16}$$

$$v_2 = m_2 s / (\rho_2 N_i s p_2) \quad \text{IV.17}$$

$$s p_2 = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) \quad \text{IV.18}$$

Le coefficient d'échange de chaleur par convection de côté calandre est et donné par :

$$h_3 = \frac{\lambda_1}{D_e} 0,36 \text{Re}_3^{0,55} \text{Pr}_1^{1/3} \left(\frac{\mu_1}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad \text{IV.19}$$

Pour estimer le coefficient de transfert de chaleur du côté de la calandre (extérieur des doubles enveloppes), on doit d'abord trouver le diamètre équivalent [10].

IV.3.3 Cote calandre

Le diamètre équivalent varie avec l'arrangement de tubes, voir Figure IV .2 :

- pour un arrangement aligné

$$D_e = \frac{1,27}{D_o} (St^2 - 0,785 D_o^2) \quad \text{IV.20}$$

- pour un arrangement quinconcé

$$D_e = \frac{1,10}{D_o} (St^2 - 0,91 D_o^2) \quad \text{IV.21}$$

Le nombre de Reynolds à l'extérieur des doubles enveloppes.

$$\text{Re}_3 = v_3 D_e / \nu_1 \quad \text{IV.22}$$

La vitesse du fluide qui s'écoule du côté de la calandre.

$$v_3 = m_3 / (\rho_1 s p_3) \quad \text{IV.23}$$

$$m_3 = m_f / 2 \quad \text{IV.24}$$

$$S_{p3} = \frac{(St - D_o) E D_c}{St} \quad \text{IV.25}$$

Le coefficient d'échange global entre le passage annulaire et le tube central et le coefficient d'échange global entre le passage annulaire et la calandre sont donnés respectivement par :

$$K_{2,3} = \frac{1}{\frac{1}{h_3} + R_{fool\ shell} + \frac{D_o}{D_i} \left(R_{fool\ tube} + \frac{1}{h_2} \right)} \quad \text{IV.26}$$

$$K_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{h_2} + R_{fool\ tube} + \frac{d_o}{d_i} \left(R_{fool\ tube} + \frac{1}{h_1} \right)} \quad \text{IV.27}$$

Par conséquent, à partir des paramètres de conception tels que les températures d'entrée et de sortie des deux fluides et leurs débits, des paramètres fixes définis par l'utilisateur, le programme calcule les valeurs arbitraires des variables d'optimisation D_c, d_o, D_o, E .

Le nombre total de tubes N_t et le diamètre équivalent D_e sont calculés à partir des équations (8) et (19) respectivement. Les vitesses des fluides chaud et froid sont ensuite calculées par les équations (9), (17) et (23). Les coefficients de transfert de chaleur côté tubes intérieur, passage annulaire, et côté calandre sont ensuite calculés par les équations (13), (14) et (19) ainsi que les coefficients d'échange global $K_{1,2}$ et $K_{2,3}$ des équations (25) et (26), puis la longueur des tubes L et la surface d'échange S à partir de l'équation (1). Un exemple de calcul est donné par Bougriou et al [20]. Chaque fois que l'algorithme d'optimisation modifie les valeurs des variables de conception D_c, d_o, D_o, E afin de minimiser la fonction objective.

IV.4 Fonction objective

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.

Dans ce qui suit, on donne un aperçu des méthodes les plus 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 .

Dix méthodes de calcul du cout de l'échangeur de chaleur sont prises en compte.

- méthode Six-tenth
- méthode Guthrie
- méthode Pikulik
- méthode Corripio
- méthode Purohit
- méthode Modified Purohit
- méthode Hall
- méthode Vatavik
- méthode Matches Co.
- méthode Icarus process evaluator

Toutes ces méthodes sont bien détaillées dans l'article de Taal [45]. Notre étude est basée sur la méthode Hall cité ci-dessus.

La fonction objective suppose que le coût total actuel C_{tot} [20]

$$C_{tot} = C_i + C_{0D} \quad \text{IV.28}$$

Le coût d'investissement C_i est calculé en fonction de la surface de l'échangeur par la corrélation de Hall [45].

$$C_i = a_1 + a_2(s_{1,2} + s_{2,3})^{a_3} \quad \text{IV.29}$$

où $a_1 = 8000$, $a_2 = 259,2$ et $a_3 = 0,91$ pour les échangeurs de chaleur réalisés en acier inoxydable pour la calandre et les tubes.

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 :

$$C_{0D} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_0}{(1+i)^k} \quad \text{IV.30}$$

$$C_0 = P C_E H \quad \text{IV.31}$$

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_1 \Delta P_1}{\rho_1} + \frac{m_2 \Delta P_2}{\rho_2} + \frac{m_3 \Delta P_3}{\rho_3} \right) \quad \text{IV.32}$$

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

IV.5 Perte de charge

Les pertes de charge dans les tubes intérieurs, passages annulaires et la calandre sont la somme des pertes de charge par frottement et des pertes de charge dues à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur.

IV.5.1 Coté tube intérieur

La perte de charge à l'intérieur du tube central est donnée par [20] :

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{tubelenght}} + \Delta P_{\text{partéculier}} = \frac{\rho_1 v_1^2}{2} \left(\frac{L}{d_i} f_t + b \right) s \quad \text{IV.33}$$

où f_t est le coefficient de frottement de Darcy [16] donné par

$$f_t = (1.82 \log_{10} \text{Re}_1 - 1.64)^2 \quad \text{IV.34}$$

Différentes valeurs de la constante p sont données dans la littérature. Sinnott [46] prend $b = 2,5$. Pour les tubes de section de passage annulaire, on peut utiliser l'expression suivante :

IV.5.2 Coté passage annulaire

- Perte de charge linéaire.

$$\Delta P_{al} = f_a \frac{L}{d_h} \frac{\rho_2 v_2^2}{2} \quad \text{IV.35}$$

Dans le cas d'un passage annulaire, le coefficient de Darcy est donné par :

$$f_a = k_a f \quad \text{IV.36}$$

Où, k_a peut être évalué d'Idelcik [41]. Le coefficient de Darcy f est donné par la relation de Blasius [41] :

$$f = 0.3164 \operatorname{Re}_2^{-0.25} \quad \text{pour} \quad 2300 \leq \operatorname{Re}_2 \leq 10^5 \quad \text{IV.37}$$

$$k_a = 1.37$$

et celle de Herman [41],

$$f = 0.0054 + 0.3964 \operatorname{Re}_2^{-0.30} \quad \text{pour} \quad 10^5 \leq \operatorname{Re}_2 \leq 10^6 \quad \text{IV.38}$$

$$k_a = 1$$

- Perte de charge singulière

$$\Delta P_{ae} = (3/2) \rho_2 v_2^2 \quad \text{IV.39}$$

- Perte de charge due à l'entrée et la sortie

$$\Delta P_{as} = (3/4) \rho_2 v_2^2 \quad \text{IV.40}$$

- Perte de charge côté passage annulaire

$$\Delta P_2 = \Delta P_{al} + \Delta P_{as} + \Delta P_{ae} \quad \text{IV.41}$$

IV.5.3 Côté calandre

$$\Delta P_3 = \frac{\rho_1 v_3^2}{2} \frac{L}{E} f_s \frac{D_c}{D_e} \quad \text{IV.42}$$

$$f_s = 2 b_0 \operatorname{Re}_3^{-0.15} \quad \text{IV.43}$$

f_s est le coefficient de frottement (avec $b_0 = 0,72$ pour $\operatorname{Re} < 40000$ suivant Peters et Timmerhaus [47]).

IV.6 Variable de Conception

Le choix des variables de conception basé sur l'importance de chaque paramètre et comment influe sur la fonction objective, pour les limites supérieurs et inférieurs des variable de conception en générale basé sur les normes de construction disponible sur le marché, dans ce cas d'étude le choix des variables de conception et leurs limites supérieurs et inférieurs sont fait selon la littérature, on distingue quatre paramètres suivants :

- Diamètre extérieur du tube intérieur (d_o) varie entre 0,002m et 0,008m.
- Diamètre extérieur du tube extérieur (D_o) varie de 0,01 m à 0,05 m.
- Diamètre de la calandre (D_c) varie entre 0,1 m et 1,5 m.
- Espace entre chicanes (E) allant de 0,05 m à 0,5m.

IV.7 Effet des variables de conception sur la fonction objective :

L'importance de chaque variable de conception et leur effet sur la fonction objective est l'un des problèmes du modélisation, généralement l'étude paramétrique permet de bien choisir les variables. Pour cette raison, on va analyser chaque variable séparément.

IV.7.1 Effet du diamètre extérieur du tube extérieur

L'analyse basée sur la variation du diamètre extérieur du tube extérieur et en fixant les autres variables.

$$D_c = 0.982 \text{ m}$$

$$E = 0.2 \text{ m}$$

$$d_o = 0.005 \text{ m}$$

Cette étape consiste à faire varier le diamètre extérieur du tube extérieur et analyser son effet sur les couts de fonctionnement, d'investissement et le cout total. L'augmentation du diamètre du tube extérieur augmente le cout d'investissement d'une façon linéaire Figure IV .3, par contre le cout de fonctionnement et le cout total évolue d'une façon parabolique Figures (IV .4, IV .5 et IV .6)

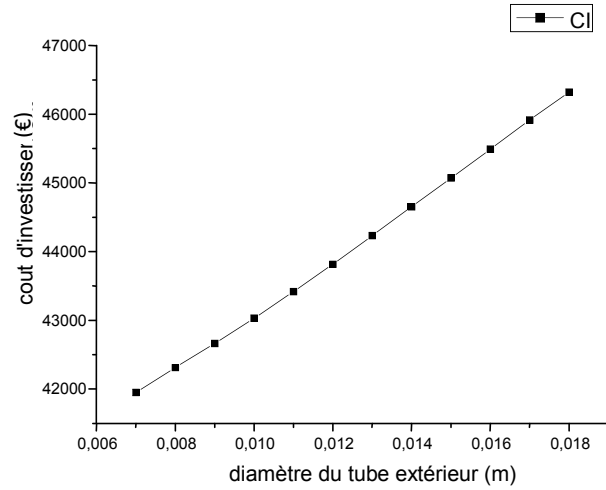


Figure IV .3: Cout d'investissement en fonction de diamètre extérieur du tube extérieur

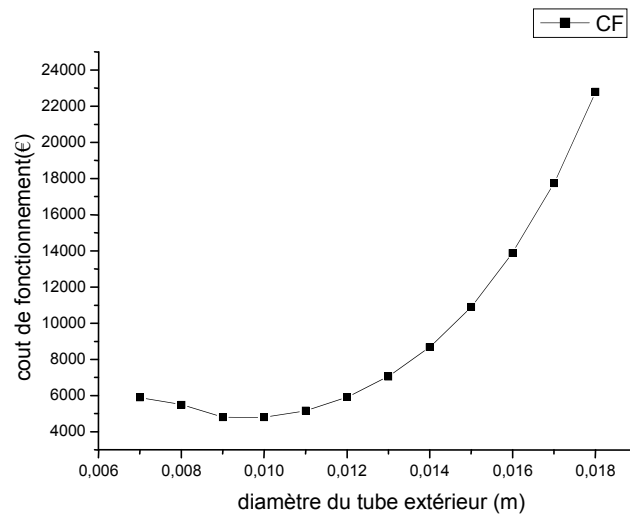


Figure IV .4: Cout de fonctionnement en fonction de diamètre extérieur du tube extérieur

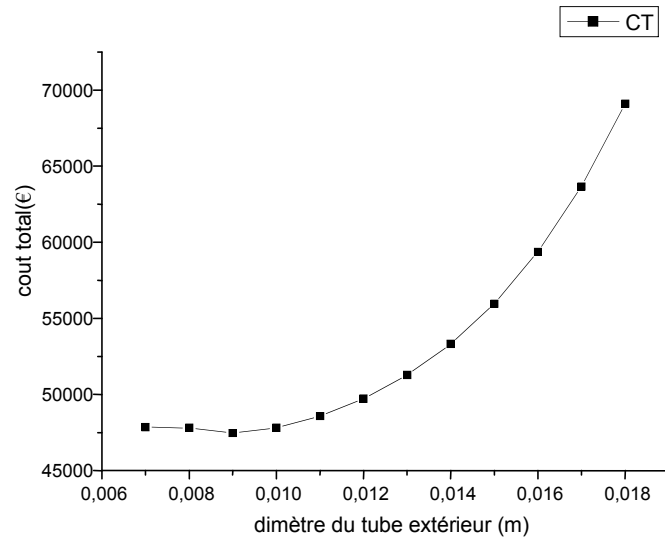


Figure IV .5: Cout total en fonction de diamètre extérieur du tube extérieur

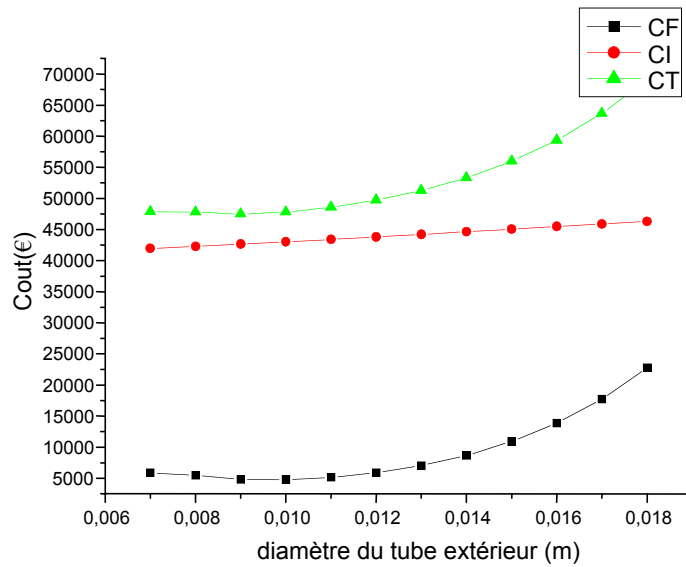


Figure IV .6: Différents couts en fonction de diamètre extérieur du tube extérieur

IV.7.2 Effet du diamètre extérieur du tube intérieur :

Dans cette partie, on analyse l'effet du diamètre extérieur du tube intérieur sur les différents coûts. Les autres variables prennent des valeurs arbitraires suivantes :

$$D_o=0.016 \text{ m}$$

$$D_c=0.982 \text{ m}$$

$$E=0.2 \text{ m}$$

L'augmentation du diamètre du tube intérieur minimise l'ensemble des couts Figures (IV .7, IV .8, IV .9 et IV .10) jusqu'à une valeur optimale égale à la valeur de 0.008m, puis on constate une augmentation des couts, cela peut s'interpréter par l'influence du diamètre du tube intérieur sur les deux sections de passage, celle des tubes intérieurs et la section de passage annulaire.

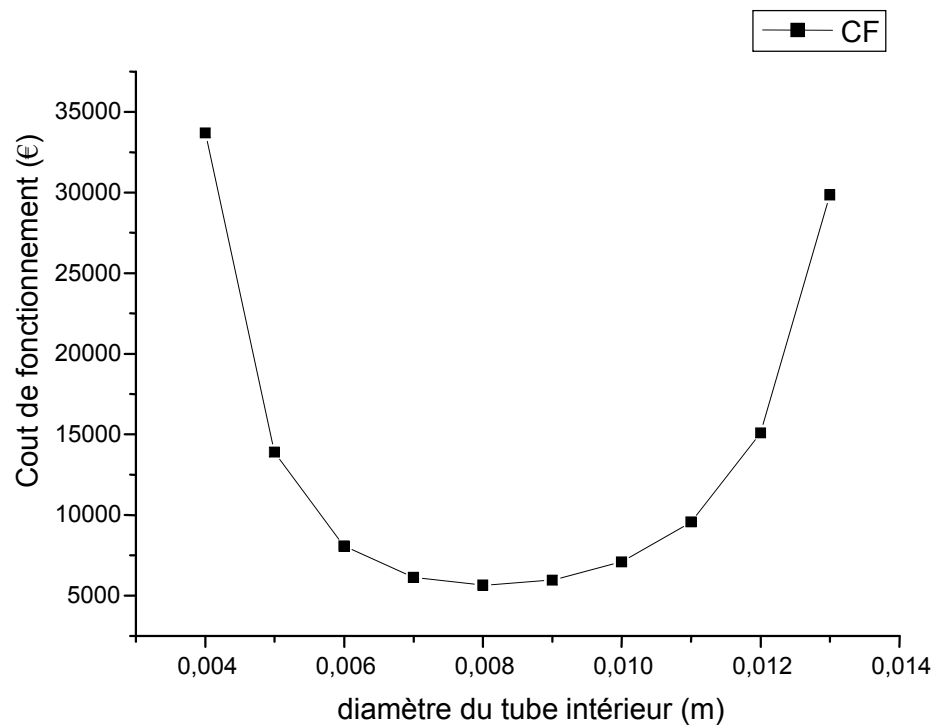


Figure IV .7: Coût de fonctionnement en fonction de diamètre extérieur du tube intérieur

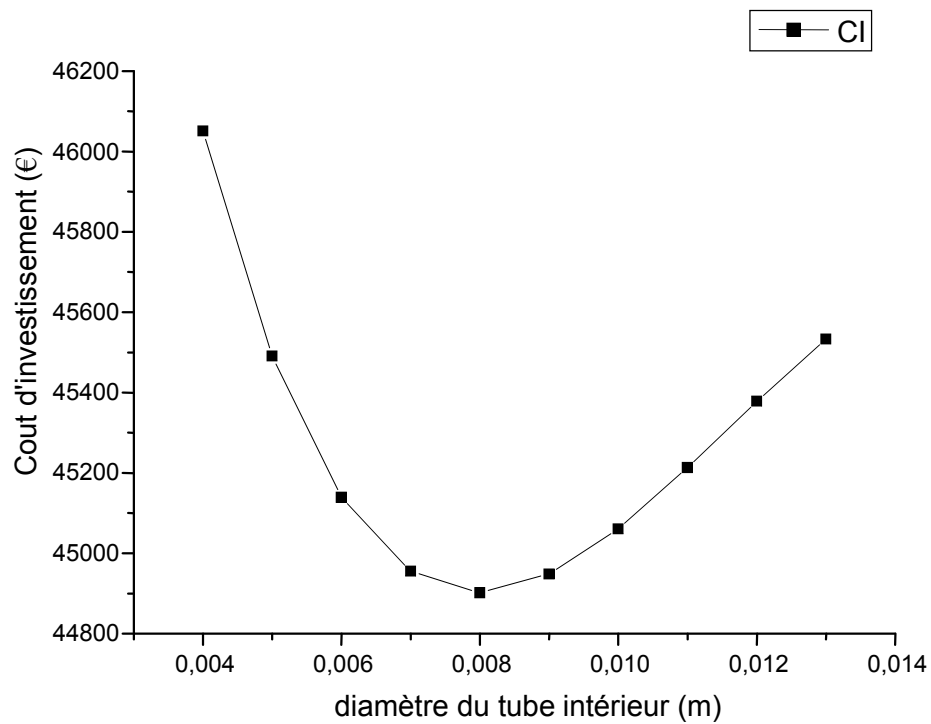


Figure IV .8: Cout d'investissement en fonction de diamètre extérieur du tube intérieur

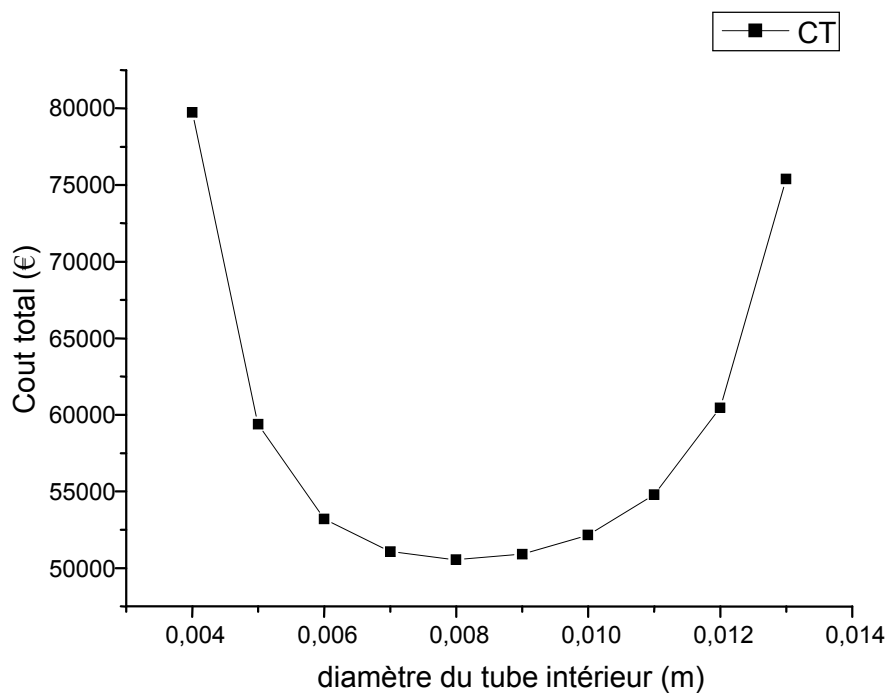


Figure IV .9: Cout total en fonction de diamètre extérieur du tube intérieur

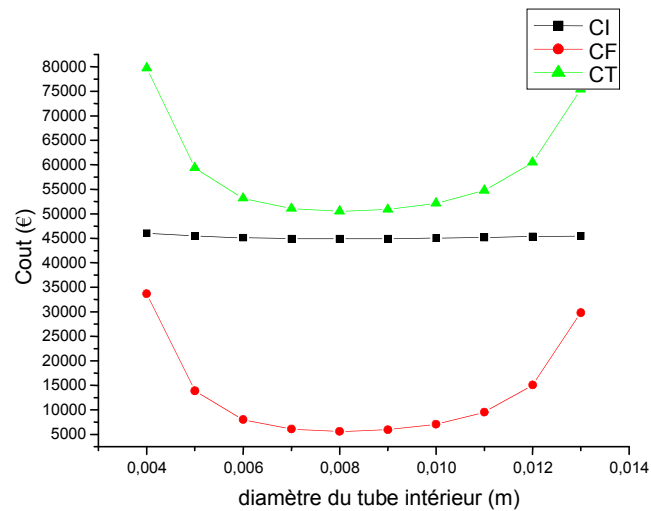


Figure IV .10: Ensemble des coûts en fonction de diamètre extérieur du tube intérieur

IV.7.3 Effet de l'espace entre chicanes

Comme dans les autres cas, on va varier seulement une seule variable qui est l'espace entre chicanes, les valeurs des autres variables sont choisies de cette manière :

$$D_o=0.01;$$

$$D_c=0.982;$$

$$d_o=0.005;$$

A la différence aux deux autres cas précédents, on constate que l'augmentation de l'espace entre chicane élève le cout d'investissement, figure IV .11 et diminue le cout de fonctionnement, figure IV .12. La valeur optimale de l'espace entre chicane dans ce cas est de 0.2m, figure IV .13 et IV .14 .

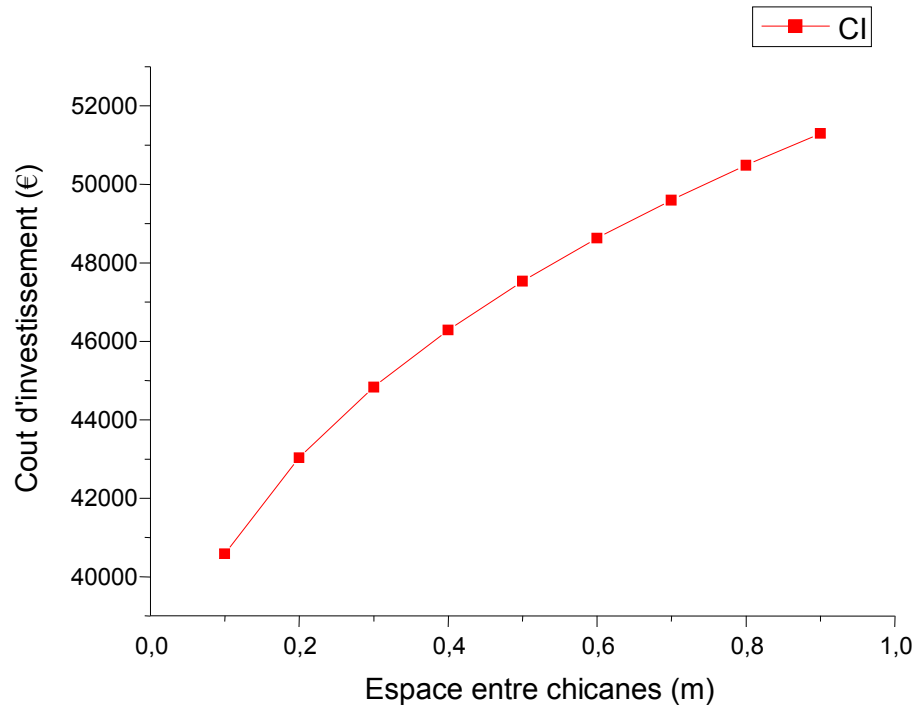


Figure IV .11: Cout d'investissement en fonction de l'espace entre chicanes

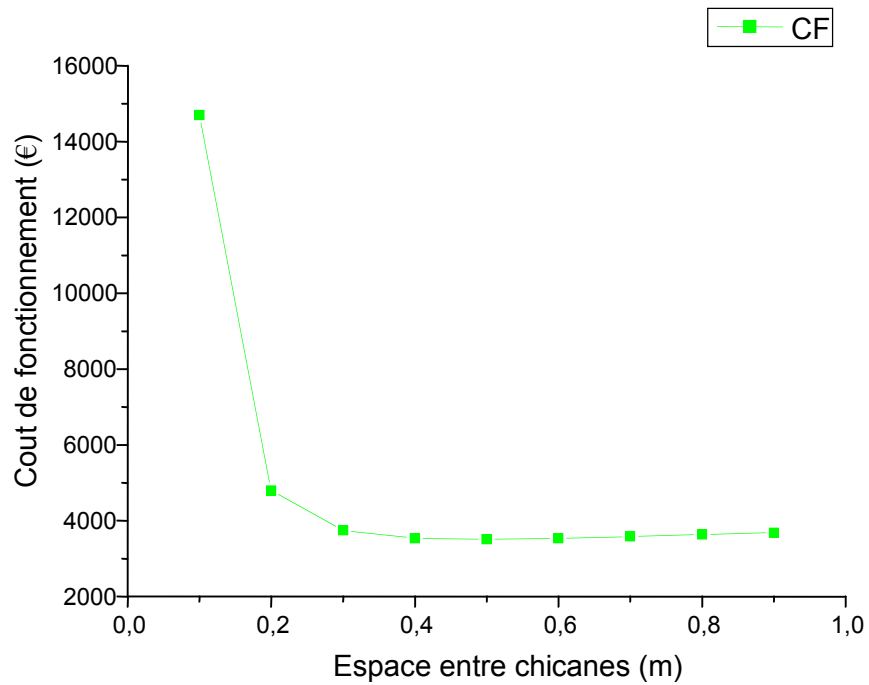


Figure IV .12: Cout de fonctionnement en fonction de l'espace entre chicanes

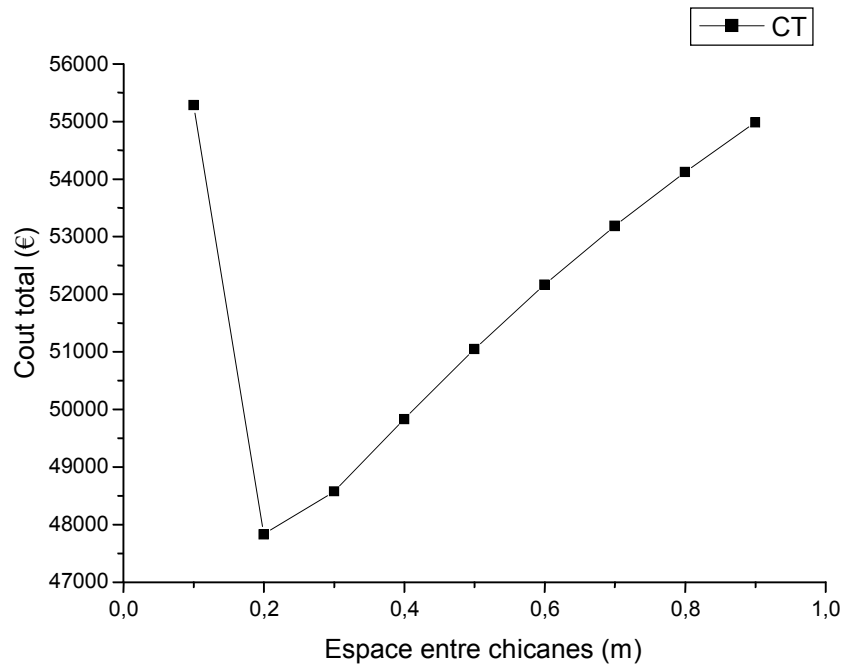


Figure IV .13: Cout total en fonction de l'espace entre chicanes

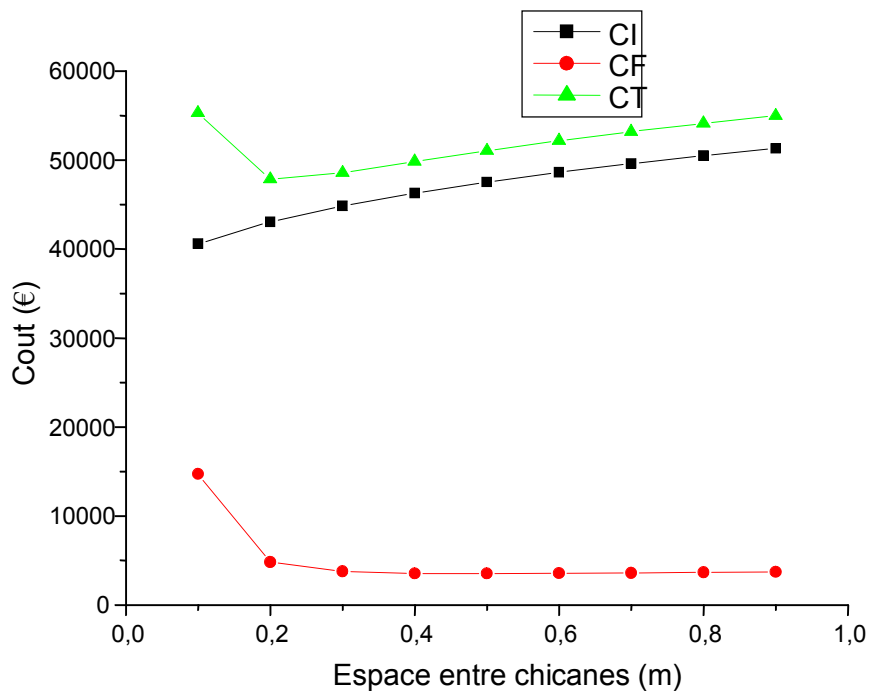


Figure IV .14: Ensemble des couts en fonction de l'espace entre chicanes

IV.7.4 Effet du diamètre de la calandre :

La dernière variable à étudier son effet est bien le diamètre de la calandre, les autres variables ont les valeurs arbitraires suivantes :

$$D_o=0.01;$$

$$E=0.2;$$

$$d_o=0.005;$$

Dans ce cas les deux coûts de fonctionnement et d'investissement évoluent d'une façon contradictoire, l'augmentation du diamètre augmente le coût d'investissement figure IV .15 et IV .18 et diminue le coût de fonctionnement figure IV.16. Pour cet exemple, la valeur optimale du diamètre de la calandre est égale à 1 m figure IV.17.

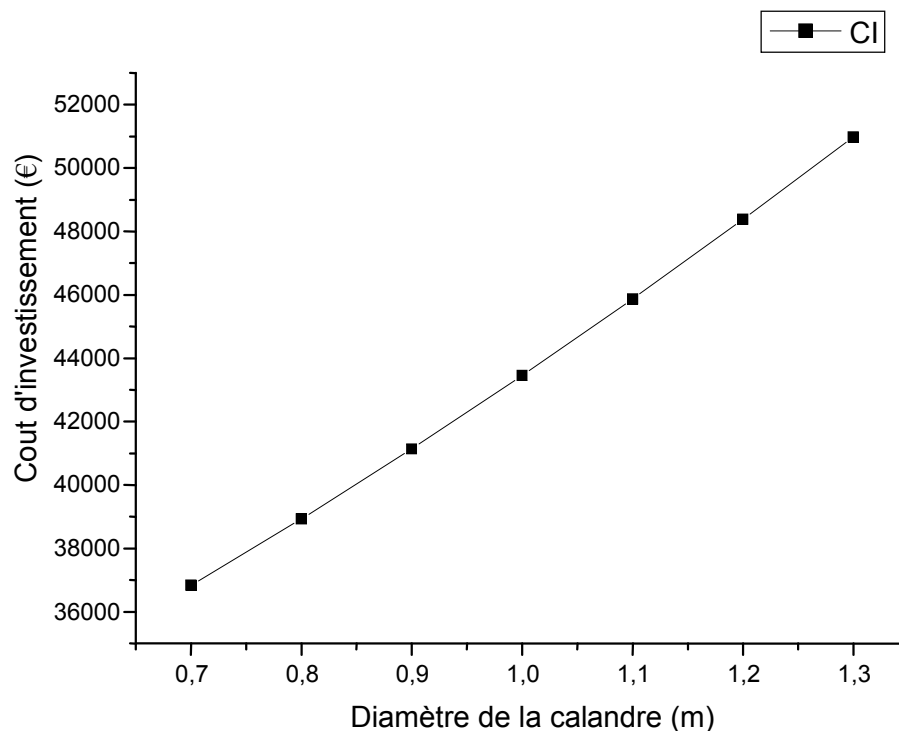


Figure IV .15: Coût d'investissement en fonction du diamètre de la calandre

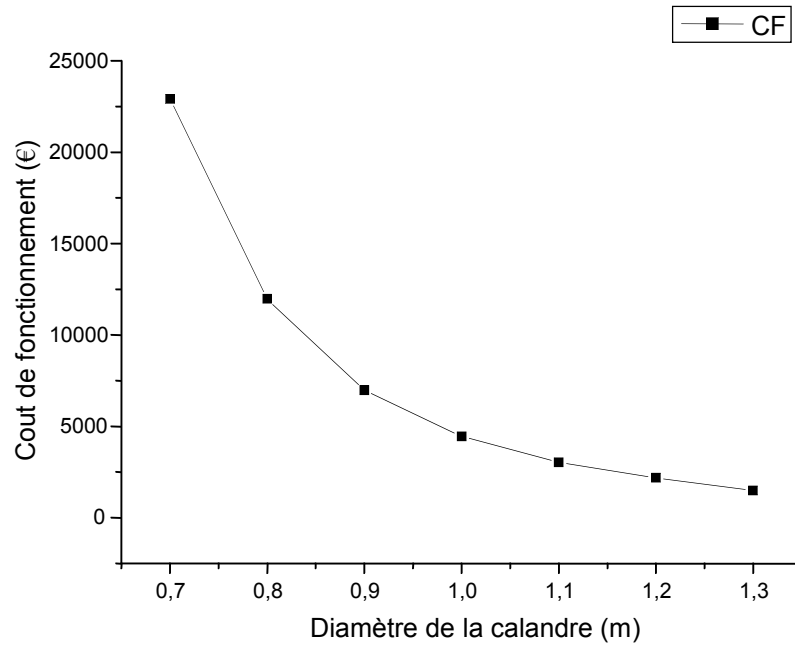


Figure IV .16: Cout de fonctionnement en fonction du diamètre de la calandre

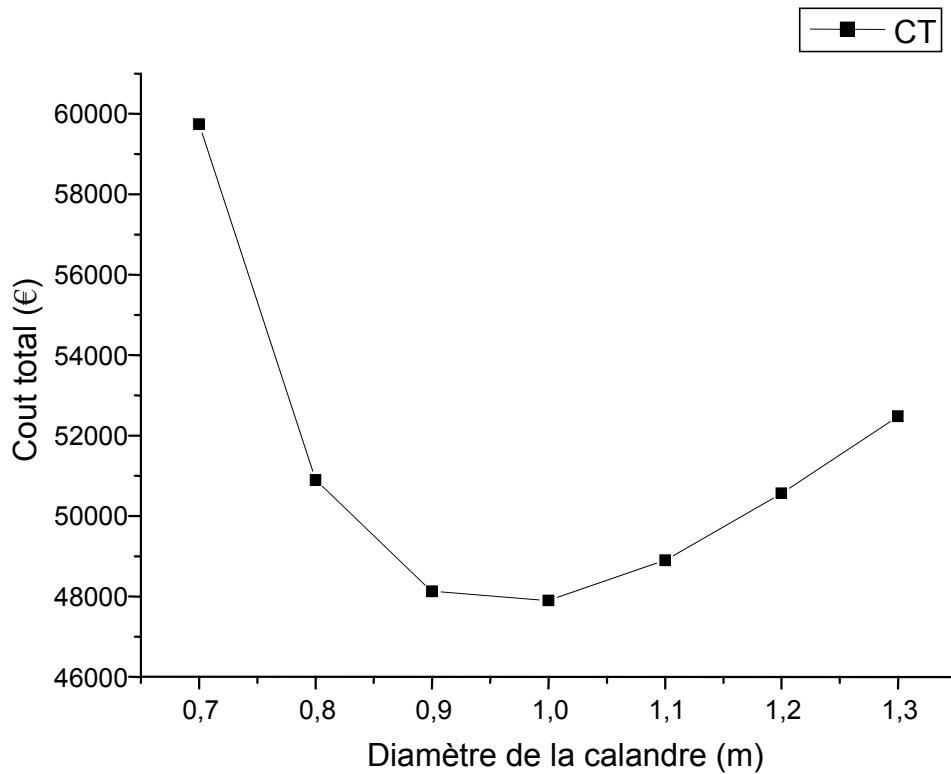


Figure IV .17: Cout total en fonction du diamètre de la calandre

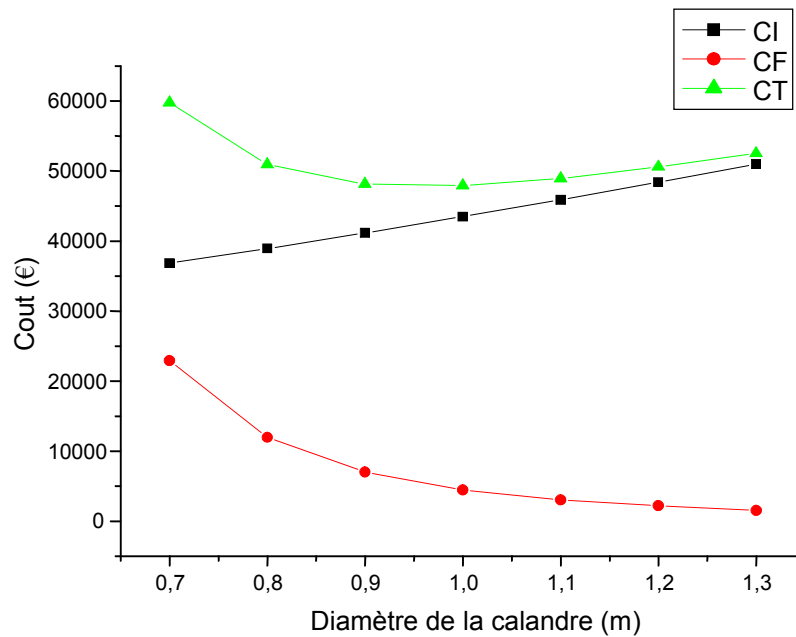


Figure IV .18: Ensemble des coûts en fonction du diamètre de la calandre

IV.8 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.

On commence par générer une population d'individus de façon aléatoire. Pour passer d'une génération k à la génération $k+1$, on doit faire les trois opérations suivantes : croisements, mutations, et sélection, qui sont répétées pour tous les éléments de la population k . Des couples de parents P_1 et P_2 sont sélectionnés en fonction de leurs adaptations. L'opérateur de croisement leur est appliqué avec une probabilité P_c (généralement autour de 0.5) et génère des couples d'enfants C_1 et C_2 . D'autres éléments P sont sélectionnés en fonction de leur adaptation. L'opérateur de mutation leur est appliqué avec la probabilité P_m (P_m est généralement très inférieur à P_c) et génère des individus mutés P' . Le niveau d'adaptation des enfants (C_1, C_2) et des individus mutés P' sont ensuite évalués avant insertion dans la nouvelle population. Différents critères d'arrêt de l'algorithme peuvent être choisis.

Le dimensionnement de ce type d'échangeur de chaleur a été exécuté sur un ordinateur personnel Pentium (R) dual-core CPU T4500 @ 2.30 GHZ, de RAM 2.00 Go, système d'exploitation 64 bits. On a utilisé le logiciel "Genetic algorithm toolbox ga solver" du MATLAB® [48].

On commence la simulation par la saisie de tout les paramètres d'optimisation, telle que : la fonction objective, le nombre de variables, les limites inférieure et supérieure des variables de conception

La fonction objective est calculée suivant la méthode de différence moyenne logarithmique citée ci-dessus qui est enregistrée dans un fichier séparé.

Les paramètres d'optimisation sont cité dans le tableau IV-3 les suivants :

Paramètre	Valeur / méthode
Nombre de génération	100
Taille de population	20
Taux de croisement	0.5
Fonction de sélection	Roulette

Tableau IV-3 : Paramètres d'optimisation

Le critère de convergence choisit de telle façon que la différence entre deux itérations successives soit inferieur à 10^{-6} [23].

IV.9 Validation

Pour confirmer les résultats trouvés dans cette étude, on a validé le programme utilisé. Pour le calcul de la surface d'échange on a utilisé les mêmes corrélations sauf pour le calcul du coefficient d'échange de chaleur côté tube et le calcul du nombre total de tubes où on a utilisé les corrélations utilisées par [20]. Pour la partie optimisation, on a utilisé la même méthode de l'algorithme génétique avec le même nombre de générations et la même méthode de sélection (selectionroulette). Les résultats de la littérature et nos résultats sont

très proche, La comparaison montre que les résultats sont pratiquement les mêmes avec une erreur relative égale à 1,46%, ce qui est de l'ordre de un pour cent dans les deux cas étudiés Tableau IV.5. Le coût total trouvé dans notre étude est légèrement supérieure à celle constatée par Caputo et al. [20].

IV.10 Résultats

IV.10.1 Analyse des études de cas

L'efficacité de ce nouveau type d'échangeurs (échangeur à doubles tubes concentriques et calandre) a été analysée en comparant leur caractéristique avec celle de l'ancien type (échangeur à tubes et calandre) étudié par [20]. Deux cas ont été étudiés :

- cas n°1 : méthanol-eau de mer.
- cas n°2 : eau distillée-eau.

Les paramètres de conception des deux fluides sont donnés dans le tableau IV.4. Ils sont utilisés comme des paramètres d'entrée pour le programme de conception qui doit trouver la meilleure architecture de l'échangeur de chaleur qui remplit la condition de minimisation de la fonction objective. Les résultats trouvés sont comparés avec ceux trouvés dans la littérature (tableau IV.5) afin d'avoir les points forts et positifs de ce nouveau type d'échangeurs et pourquoi pas de déterminer leurs limites d'utilisation et mettre la lumière sur leurs inconvénient .

	Débit massique (kg/s)	T entrée (°C)	T sortie (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg.K)	μ (Pa.s)	λ (W/m.K)	R_{Encr} (m ² K/W)
Cas #1								
côté calandre :	27.80	95.0	40.0	750	2.84	0.00034	0.19	0.00033
methanol								
Côté tube :	68.90	25.0	40.0	995	4.20	0.00080	0.59	0.00020
Eau de mer								
Cas #2								
côté calandre :	22.07	33.9	29.4	995	4.18	0.00080	0.62	0.00017
Eau de mer								
Côté tube :	35.31	23.9	26.7	999	4.18	0.00092	0.62	0.00017
Eau								

Tableau IV.4 : Paramètres de conception

	1 ^{er} cas			2 ^{ème} cas		
	Echangeur à tubes et calandre (littérature)	Echangeur à tubes et calandre (validation)	Echangeur à doubles tubes et calandre (cette étude)	Echangeur à tubes et calandre (littérature)	Echangeur à tubes et calandre (validation)	Echangeur à doubles tubes et calandre (cette étude)
d_o	/	/	0.005	/	/	0.0044
D_o	0.016	0.0187	0.0125	0.016	0.0125	0.008
D_c	0.830	0.873	0.982	0.620	0.603	0.642
E	0.500	0.477	0.2	0.440	0.5	0.241
Nt	1567	1136	3624	803	1200	3944
St	0.020	0.0234	0.0156	/	0.0156	0.0097
D_e	0.011	0.0133	0.0089	/	0.0089	0.0055
v_3	/	/	0.9261	/	/	0.528

Re_3	/	/	7660.7	/	/	2420.2
Pr_3	/	/	5.0821	/	/	5.39
h_3	/	/	2859.5	/	/	3873.5
v_2	0.69	0.6902	0.6493	0.68	0.75	0.82
Pr_2	5.7	5.6949	5.6949	6.2	6.20	6.20
d_h	/	/	0.0050	/	/	0.0024
Re_2	10936	12876	4038.1	9487	8181.6	2147.0
h_2	3762	3519.7	3718.6	6043	3994.1	5053.2
v_1	0.44	0.4451	0.4718	0.41	0.36	0.35
Re_1	11075	13071	9237.7	8039	4060.6	2461.8
Pr_1	5.1	5.0821	5.0821	5.4	5.39	5.39
h_1	1740	1622.1	2010.3	3476	4257.7	5196.3
K_{23}	/	/	727.16	/	/	1107.3
K_{12}	/	/	691.52	/	/	1296.7
K	660	599.79	/	1121	1079.4	/
L	3,379	3.9955	1.1025	1.548	1.36	0.36
$S_{1,2}$	/	/	156.82	/	/	34.86
$S_{2,3}$	/	/	62.72	/	/	20.61
S	262.8	267.22	218.55	62.5	64.14	55.47
ΔP_1	4298	4146.3	6419.7	3673	3474.3	1767.5
ΔP_3	13267	14177	18638	4365	5157.6	4979.5
ΔP_2	/	/	5974.3	/	/	5701.2
C_i	49259	49889	43030	19,163	19432	18018
C_{OD}	5818	5992.5	4796.2	1671	1753.1	1474.4
C_{tot}	55077	55881	47826	20,834	21185	19492
V	1,83	/	0,83	0,47	/	0,117
compacité	143,81	/	261,87	133,79	/	473,79

Tableau IV.5 : Résultats de la comparaison des deux échangeurs et la validation

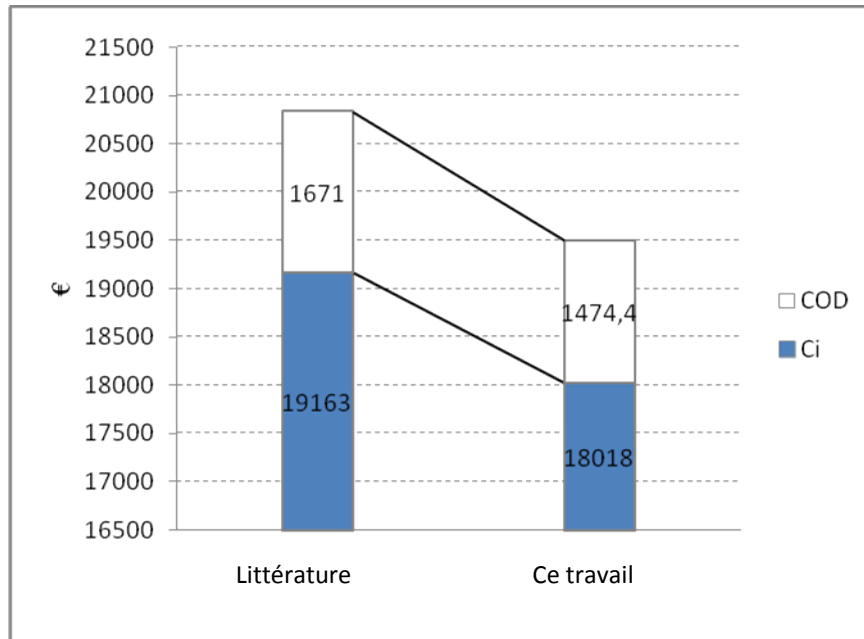


Figure IV .19: Comparaison des coûts du deuxième cas

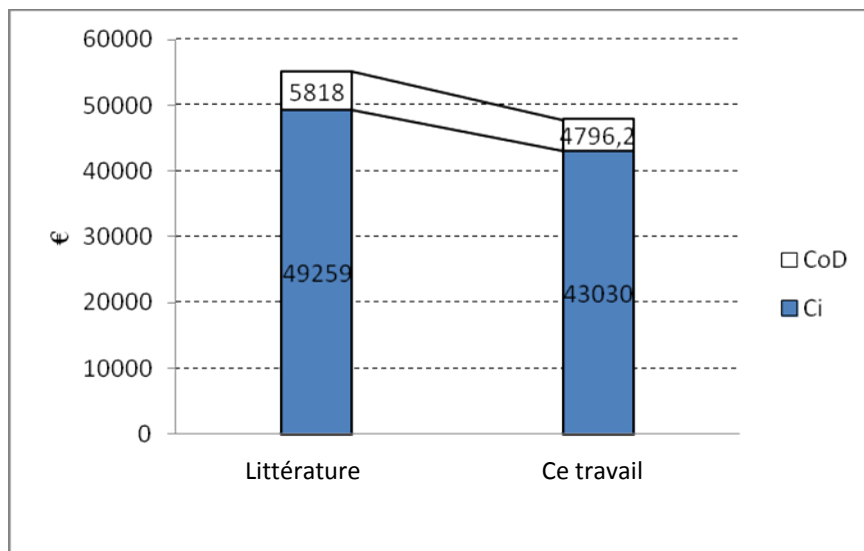


Figure IV.20 : Comparaison des coûts du premier cas

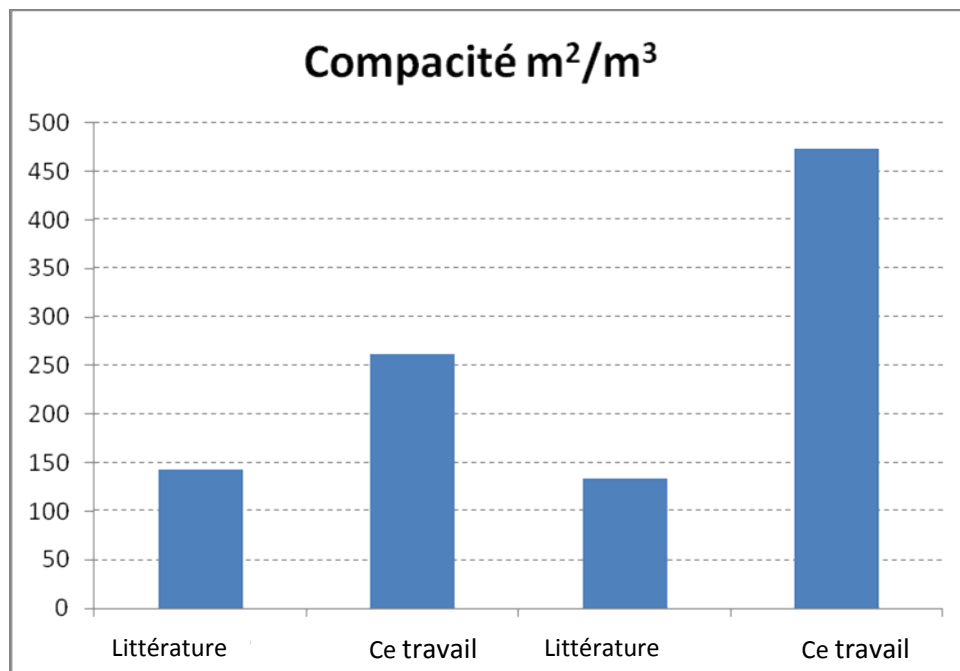


Figure IV.21 : Comparaison des compacités

Cas 1: méthanol-eau mer. Ce cas a été étudié par [20], la même conception initiale de l'échangeur a été retenue pour deux passages des tubes et un passage de côté calandre. Dans ce cas d'étude la surface d'échange a été diminuée à cause de la diminution de la longueur des tubes, le diamètre de la calandre a été légèrement augmenté par contre il y a une grande augmentation du nombre total de tubes avec un diamètre plus petit. Cette nouvelle architecture a provoqué une augmentation des pertes de charge du côté calandre et du côté des tubes sans avoir un effet négatif sur le coût de fonctionnement. On constate que ce dernier a diminué d'environ 17,5%, le coût d'investissement diminue aussi de 12,64%, ce qui a permis une diminution du coût total de 13,16%. On peut constater aussi que la compacité a augmenté de $143,81 \text{ m}^2/\text{m}^3$ à $261,87 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Cas 2: Echangeur (eau distillée-eau). Ce cas a été étudié par Kern [28]. La structure de l'échangeur est caractérisée par deux passages de tubes (pas triangulaire). Une importante augmentation du nombre total de tubes est constatée sans avoir une influence sur la surface d'échange thermique à cause de la diminution importante de la longueur et le diamètre de ces tubes, qui a rendu l'échangeur de chaleur plus compact. Sa compacité a augmenté de $133,79 \text{ m}^2/\text{m}^3$ à $473,79 \text{ m}^2/\text{m}^3$. La diminution de la section de passage a provoqué une augmentation de la vitesse du fluide côté tubes. À cause de la

diminution de la distance entre les chicanes et l'augmentation du nombre total de tubes, une diminution de la vitesse du côté calandre est remarquée avec une augmentation des pertes de charge. A l'inverse, une baisse de la perte de charge à l'intérieur des tubes est remarquée. Le coût de fonctionnement a diminué de 11,76%, celui d'investissement de 5,97% et le coût total a diminué de 6,44%.

IV.11 Discussion

Cette étude a permis de prouver que ce nouveau type d'échangeurs de chaleur est plus rentable et plus économique que l'ancien échangeur de chaleur, les dépenses fournies pour couvrir les charges de fonctionnement sont inférieures d'environ 17,56% par rapport à l'ancien échangeur de chaleur qui représente 1021 euros, le coût d'investissement lui aussi a diminué de 12,64% ce qui représente 6229 euros et le coût total a diminué de 13.16% soit 7250.8 euros de la somme globale.

Les modifications de la conception et l'utilisation de l'algorithme génétique pour le dimensionnement permettent aussi d'améliorer la compacité de l'échangeur, l'étude a montré que cette dernière peut augmenter la surface d'échange par unité de volume jusqu'à $340\text{m}^2/\text{m}^3$.

La technique de mettre le fluide caloporteur en échange thermique avec deux fluides augmente la surface d'échange de chaleur par unité de volume, ce qui a permis de bénéficier de ces gains importants du point de vue économique, ces gains sont rendus possibles grâce à l'utilisation de la méthode des algorithmes génétiques comme un moyen de dimensionnement à l'inverse de la méthode traditionnelle qui ne permet pas d'avoir la meilleure solution économique possible vu la complexité de dimensionnement de ce type d'échangeur.

L'utilisation de l'algorithme génétique au dimensionnement des échangeurs de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre a prouvé sa capacité.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail on a présenté la performance des échangeurs de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre on a comparé à cet échangeur l'échangeur de chaleur à tubes et calandre. On a réalisé une étude paramétrique et comparative, on a présenté aussi une nouvelle technique de dimensionnement basé sur l'algorithme génétique par l'exploitation de Toolbox de Matlab. Cette étude a permis de tirer les conclusions suivantes :

L'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre est caractérisé par le transfert de chaleur entre trois fluides, par sa compacité et peut être étendu aux échangeurs de chaleur ; croisés, croisés à co-courant et croisés à contre-courant.

on déduit que la longueur (ou volume) de l'échangeur à tubes et calandre est supérieure d'environ 50 % à la longueur (ou volume) de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre.

Le résultat le plus intéressant est qu'on peut refroidir le double du débit de dodécane, soit 30 m³/h avec une longueur (ou volume) de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre plus petite de 23 % par rapport à la longueur de l'échangeur à tubes et calandre fonctionnant avec l'ancien débit de dodécane soit 15 m³/h.

De toute manière la longueur de l'échangeur à doubles tubes concentriques et calandre se réduit encore, en augmentant le débit de dodécane. Cette longueur est plus petite de 62 % dans le cas où les deux échangeurs fonctionnent avec un débit de dodécane égal à 30 m³/h.

L'optimisation de la longueur d'un échangeur thermique à doubles tubes concentriques et calandre fournit une quantité considérable d'économies sur l'espace et le matériel quand on le compare avec un échangeur thermique à tubes et calandre ayant le même diamètre extérieur des tubes que l'échangeur thermique à doubles tubes concentriques et calandre.

L'algorithme génétique a été utilisé avec succès au dimensionnement de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre. Les résultats trouvés sont comparés avec ceux trouvés dans la littérature, un gain important de 13.16% est réalisé par rapport à la littérature ce qui représente 7250,8 euros. la compacité est augmentée de 254,1%, la surface d'échange par unité de volume a augmenté de 133,79 m²/m³ à 473,79 m²/m³.

Perspective

Notre future étude concernera le même échangeur fonctionnant en changement de phase (condenseur) en utilisant le même moyen de dimensionnement l'algorithme génétique.

Références Bibliographique

Références

- [1] Benoit Allen. Optimisation d'échangeurs de chaleur : condenseur à calandre, réseau d'échangeurs de chaleur et production d'eau froide. (M.Se). l'Université Laval 2010
- [2] Gilles Marck. Optimisation Topologique des Transferts de Chaleur et de Masse - Application aux Échangeurs de Chaleur. Thèse doctorat, Ecole nationale supérieure des Mines de Paris, 2012
- [3] Laetitia Perez , développement, étude de performances et intégration de sondes thermiques pour la caractérisation de l'encrassement d'échangeurs tubulaires à courants croisés, Thèse doctorat école nationale supérieure d'arts et métier, Bordeaux, 2003.
- [4] Sacadura, J.F., Initiation aux transferts thermiques, Edition Lavoisier, France, 1993.
- [5] Padet, J., Principes des transferts convectifs, Polytechnica Edition, Paris, 1997.
- [6] Afgan, V., Schlunder, E. U., Heat Exchangers ; Design and Theory, Source book, Editions Mac Graw – Hill, 1974.
- [7] Bontemps, A., Garrigue, A., Goubier, C., Huetz, J., Marvillet, C., Mercier, P., Vidil, R., Techniques de l'ingénieur, Traité Mécanique et Chaleur, B2340 à B2344, France, 1993.
- [8] Kuppan, T. Heat exchanger design handbook, Marcel Dekker, New York, 2000, 1136p.
- [9] Bougriou C. ,Baadache K. Shell and double concentric tube heat exchanger, heat mass transfer,46 (2010):315-322.
- [10] Resat S., Onder K., Marcus R., A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. Chemical Engineering and Processing 45 (2006) 268–275.
- [11] M. Fesanghary, E. Damangir a, I. Soleimani, Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm. Applied Thermal Engineering 29 (2009) 1026–1031
- [12] André L.H. Costa, Eduardo M. Queiroz, Design optimization of shell-and-tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1798–1805

- [13] Jiangfeng Guo, Mingtian Xu, Lin Cheng, The application of field synergy number in shell-and-tube heat exchanger optimization design. *Applied Energy* 86 (2009) 2079–2087
- [14] Sepehr Sanaye, Hassan Hajabdollahi, Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1937-1945.
- [15] Arzu Sencan Sahin, Bayram Kılıc , Ulas Kılıc, Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm. *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 3356–3362
- [16] Dogan Eryener, Thermo-economic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 1478–1489
- [17] Fettaka S, Thibault J, Gupta Y, Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization. *Int J Heat Mass Transf* 60(2013):343–354
- [18] Ponce-Ortega JM, Serna-Gonzalez M, Jimenez-Gutierrez A, Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers, *Appl Therm Eng* 2009, 29 203–211.
- [19] Huang S, Ma Z, Cooper P, Optimal design of vertical ground heat exchangers by using entropy generation minimization method and genetic algorithms. *Energy Convers Manag* 87:128–137(2014)
- [20] Antonio C, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini, Heat exchanger design based on economic optimisation, *Applied Thermal Engineering*, 28, 2008,1151–1159
- [21] Mansouri Larbi, Mourad Balistrrou, Bernard Baudoin, Etude numérique de la convection forcée laminaire stationnaire en régime dynamique établi dans la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur tubulaire. Congrès français de thermique, SFT2012, Talence, 29 mai - 1er juin 2012
- [22]. Bekkouche Mohammed Ismail, Trari Mansour, Etude numérique comparative entre deux conditions thermiques symétriques (Flux, Température) appliquée, dans les échangeurs de chaleur. MEMOIRE MASTER Université Abou Bekr Belkaïd Tlemcen 2013

- [23] Nizar Belhadj Ali, Etude de la conception globale des structures en Construction Métallique optimisation par les algorithmes génériques, These doctorat Université de Savoie 2003.
- [24] Souquet Amédée, Radet Francois-Gérard, Algorithmes génétiques, TE de fin d'année, 2004
- [25] Michalewicz Z, Genetic Algorithms data Structures and Evolutionary Programs, Springer, 3^{ème} Ed., 1996
- [26] Davis L, The Handbook of Genetic Algorithms, VanNostrand& Reinhold, 1991
- [27] Goldberg D.E, Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Addison-Wesley, 1989
- [28] Kern DQ, Process heat transfer. McGraw-Hill, New York(1984)
- [29] Pierre B, Dimensionnement des e'changeurs de chaleur. Revue Générale Thermique 587–615(1983)
- [30] Bougriou C, Etude du transfert de chaleur par condensation d'air humide sur des tubes à ailettes. PhD thesis, INSA de Lyon ISAL87 (1991)
- [31] Gnielinski V, New equations for heat transfer in turbulent pipe and channel flow. Int Chem Eng 16:359–368(1976)
- [32] Gnielinski V, Zukauskas A, Skrinska A, Banks of plains and finned tubes, single phase convective heat transfer. In Heat exchanger design handbook, vol 2, 2.5.3.1–2.5.3.16(1983)
- [33] Gnielinski V, Gleichungen zur Berechnung des warmeu bergangs in querdurchstromten einzelnen rohrreihen und rohrbudeln, Forsch. Ingenieurwes 44:15–25(1978)
- [34] Zukauskas A, Ambrazyavizius A B, Heat transfer of plate in a liquid flow. Int J Heat Mass Transf 3:305–309(1961)
- [35] Bouvenot A Transfert de chaleur. Masson, Paris(1981)

- [36] Sacadura J.F, Initiation aux transferts thermiques. Techniques et Documentation, France(1980)
- [37] Frass AP, Ozisik MN, Heat exchangers design. Wiley, New York(1965)
- [38] Afgan V, Schlunder E, Heat exchangers; design and theory. McGraw-Hill, New York(1974)
- [39] Bougriou C, Baadache K Shell-and-double concentric tube heat exchangers. Patent PCT, DZ2008/000002 (2008)
- [40] Bontemps A, Garrigue A, Goubier C, Huetz J, Marvillet C, Mercier P, Vidil R Echangeur de chaleur dimensionnement thermique. Techniques de l'ingénieur, traite' Génie énergétique. pp 21–16(1998)
- [41] Idelcik E Handbook of hydraulic resistance. Eyrolles, Paris(1986)
- [42] Garcia-Valladares, Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers. Centro de Investigacion en Energie (CIE), Universidad Nacional Autonoma de México (UNAM), Privada Xochicalco S/N, Temixco, 62580 Morelos, Mexico, pp 980–991(2004)
- [43] Caputo A, Pelagagge PM, Salini P Heat exchanger design based on economic optimisation. Appl Therm Eng 28:1151–1159(2008)
- [44] Bougriou C, Baadache K. Shell and double concentric tube heat exchanger. Heat Mass Trans 46:315–322(2010)
- [45] Taal M, Bulatov I, Klemes J, Stehlik P, Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects. Appl Therm Eng 23:1819–1835(2003)
- [46] Sinnott RK Chemical engineering design chemical engineering. Butterworth-Heinemann, Oxford(2005)
- [47] Peters MS, Timmerhaus KD, Plant design and economics for chemical engineers. McGraw-Hill, New York(1991)
- [48] The MathWorks Genetic algorithm and direct search toolbox, for use with Matlab. MathWorks, Natick(2008)

ANNEXE A:

Publication internationale

Optimisation of the design of shell and double concentric tubes heat exchanger using the Genetic Algorithm

Khireddine Baadache · Chérif Bougriou

Received: 19 February 2014 / Accepted: 16 January 2015
© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2015

Abstract This paper presents the use of Genetic Algorithm in the sizing of the shell and double concentric tube heat exchanger where the objective function is the total cost which is the sum of the capital cost of the device and the operating cost. The use of the techno-economic methods based on the optimisation methods of heat exchangers sizing allow to have a device that satisfies the technical specification with the lowest possible levels of operating and investment costs. The logarithmic mean temperature difference method was used for the calculation of the heat exchange area. This new heat exchanger is more profitable and more economic than the old heat exchanger, the total cost decreased of about 13.16 % what represents 7,250.8 euro of the lump sum. The design modifications and the use of the Genetic Algorithm for the sizing also allow to improve the compactness of the heat exchanger, the study showed that the latter can increase the heat transfer surface area per unit volume until $340 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

List of symbols

a_1	Constant (€)
a_2	Constant (€/m ²)
a_3	Constant
c	Constant
cp	Specific heat capacity (J/kg K)
C_{inv}	Capital investment (€)

C_E	Energy cost (€/kW h)
C_O	Annual operating cost (€/year)
C_{OD}	Total discounted operating cost (€)
C_{tot}	Total annual cost (€)
d	Diameter of internal tube (m)
d_h	Hydraulic diameter (m)
D	Diameter of external tube (m)
D_e	Equivalent shell diameter (m)
D_s	Shell inside diameter (m)
E	Baffles spacing (m)
f_t	Darcy friction factor of tube side
f_s	Friction factor of shell side
F	Correction factor of logarithmic mean temperature difference
h	Convective heat transfer coefficient (W/m ² K)
H	Annual operating time (h/year)
i	Annual discount rate (%)
K	Overall heat transfer coefficient (W/m ² K)
L	Tubes length (m)
m	Mass flow rate (kg/s)
n	Constant
n_y	Equipment life (years)
Nu	Nusselt number
N_t	Tubes number
P	Pumping power (W)
Pr	Prandtl number
R_{foul}	Fouling resistance (m ² K/W)
Re	Reynolds number
Sp	Pass area (m ²)
s	Number of pass
s_t	Tube pitch (m)
S	Heat exchange surface area (m ²)
T	Fluid temperature (°C)
v	Fluid velocity (m/s)
V	Heat exchanger volume (m ³)

K. Baadache (✉) · C. Bougriou
Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels,
Département de Mécanique, Faculté de Technologie, Université
de Batna, Rue, M. Boukhloof, 05000 Batna, Algeria
e-mail: khbaadache@yahoo.fr

C. Bougriou
e-mail: cherif.bougriou@univ-batna.dz

Greek symbols

ΔP	Pressure drop (Pa)
ΔT_{ML}	Mean logarithmic temperature difference ($^{\circ}\text{C}$)
η	Overall pumping efficiency
λ	Thermal conductivity (W/m K)
μ_t	Viscosity at tube wall temperature (Pa s)
μ_w	Viscosity at core flow temperature (Pa s)
ν	Kinematic viscosity (kg/s m)
π	Numerical constant
ρ	Fluid density (kg/m ³)
Φ	Heat duty (W)

Indices

1	Shell
2	Annulus
3	Central tube
f	Cold fluid
i	Inside
o	Outside

1 Introduction

In the industrial companies, the heat exchanger is an essential element to any politics of control of the energy and consequently, the environmental protection. The most part of heat energy (90 %) used in the industrial processes passes in transit at least once by a heat exchanger, as well in the processes themselves as in the systems of the heat energy recovery of these processes. They are mainly used in the industrial sectors (chemistry, petrochemistry, steel industry, agrifood, power production, etc.), in the transport (automobile, aeronautical, etc.), and also in the residential and tertiary sector (heating, air conditioning, etc.) [1].

Shell and tube heat exchangers are “the cornerstone” of the industrial process, far more than any other type of heat exchangers. They are the first choice because of well established procedures for design and manufacture produced from a wide variety of materials, many years of satisfactory service, and availability of codes and standards for design and fabrication [2]. They contain no mobile part. They are produced in the widest variety of sizes and styles [2]. There is virtually no limit on the operating temperature and pressure [2].

One try generally to optimise the expenses of investment and functioning of heat exchangers. It is thus necessary to study all the purely thermal aspects (heat transfer coefficients, heat transfer area) and aspects bound to the fluid mechanics. Indeed the thermal resistances are weak the more the flow velocities are enhanced. Thus if the fluids have high flow rate, it is possible to be satisfied with a weaker heat transfer area what decreases the investment. On the other hand the pressure drop will be more raised

what will require more powerful pumps (increase of the capital cost) and higher energy expenditure (increase of the operating cost). The study of individual optimisation will supply the answer to determine the most economic choice.

The shell and double concentric tube heat exchanger is an improved version of shell-and-tube heat exchanger that is the subject of an invention of the same authors [3]. The difference is that tubes are now replaced by two coaxial tubes (double tubes). The outside diameter of the double tubes is of the same order as the tubes used in shell-and-tube heat exchangers. Mainly, the second tube improves the heat transfer by an additional passage section and one more large heat transfer area by unit of the heat exchanger length. The use of these new heat exchangers will enhance the heat exchanges and will increase the compactness.

The sizing of shell and tubes (shell and double concentric tubes and shell-and-tubes heat exchangers) including the thermal and the hydrodynamic calculation of different resistances, the calculation of the capital and operating costs, represents a complex process. Recently, various commercial programs such as HTRI, HTFS, THERM and CCTHERM, are available. These tools allow the design and the sizing of tubular heat exchangers. However, they do not consist in the optimisation of the economic point of view [4].

The application of optimisation methods during the design of heat exchangers leads to the most profitable exploitation. For that purpose, Fontein and Wissink [5] adopted the simplexe method. Pallen et al. [6] used the called complex method. Chauduri et al. [7] adopted the simulated annealing method including the constraints of vibration. Recently, the Genetic Algorithm (GA) is demonstrated to be a means of approach used by several researchers [8–10]. Ponce-Ortega et al. [11] used the Genetic Algorithm for the optimal design of the shell-and-tube heat exchangers.

The procedure of optimisation involves the selection of the main geometrical parameters such as the number of tubes, the internal and external diameters of tubes, the baffle pitch, etc. The methodology takes into account the geometrical and operational constraints generally recommended by the design codes. The analysed examples show that the Genetic Algorithm supplies a precious tool for the optimal design of heat exchangers [11]. The principle of Synergy was applied to the design optimisation of shell-and-tube heat exchanger by Guo et al. [12]. The synergy number is defined as the indicator of the synergy between the velocity field and the heat flux is considered as the objective function.

The Genetic Algorithm is used to solve the optimisation problems of heat exchangers with several variables of design. The maximisation approach of synergy number for the optimal design of heat exchangers is so formulated.

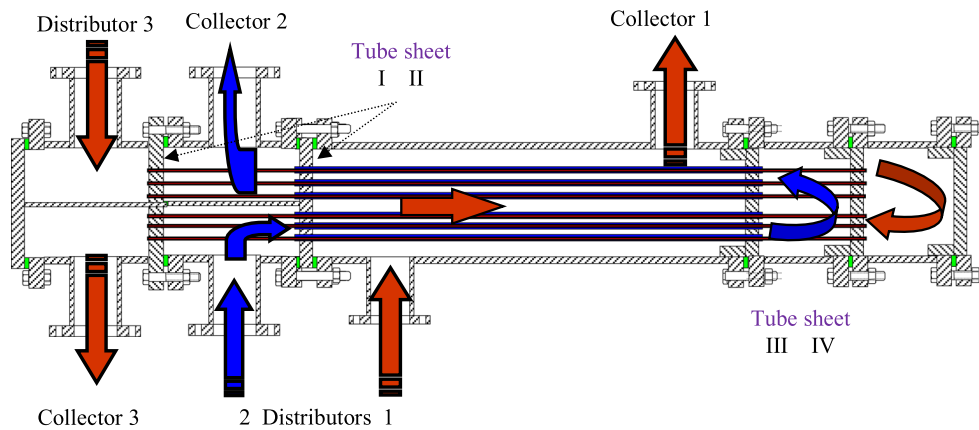


Fig. 1 Longitudinal section of the shell-and-double concentric-tube heat exchanger

In comparison with the initial design, the optimal design leads to a significant reduction of cost, on one hand and an improvement of heat exchangers performance on the other hand. The comparison with the approach of traditional design optimisation of heat exchangers where the total cost is the objective function shows that the approach of maximisation of synergy number is more advantageous [12].

Caputo et al. [4] gave a method of the optimisation problem solution of shell-and-tube heat exchangers design based on the Genetic Algorithm. It reduces the total cost of the device, including the capital cost and the operating cost bound to the annual energy expenditure of pumping. To verify the capacity of the proposed method, three cases are presented showing that important reductions of costs are feasible as regards as the traditional shell-and-tube heat exchangers design.

In particular, in the examined cases a cutting of total costs in more than 50 % was observed [4]. A multiobjective optimization of the pumping power and heat transfer area of a shell-and-tube heat exchanger is used by Fettaka et al. [13], nine decision variables were considered: tube wall thickness, number of tube passes, shell-to baffle diametrical clearance, baffle cut, tube-to-baffle diametrical clearance, baffle spacing, tube length, tube layout pattern and tube outer diameter. They determined the impact of using continuous values of the thickness, tube length and diameter on the optimal pumping power and heat transfer area.

Serna et al. [14] used the Bell–Delaware method for the description of the shell-side flow with no simplifications in a Genetic Algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers. The selected decision variables were: standard internal and external tube diameters, number of tube-passes, type of head, fluids allocation, number of sealing strips, tube layout and pitch, shell side and tube-side pressure drops, and inlet and outlet baffle spacing. They conclude that the Genetic Algorithms supply a valuable tool for the optimal design of heat exchangers. Genetic

Algorithms and entropy generation minimization method are used by Huang et al. [15] to optimise the design of vertical ground heat exchangers. The results also demonstrated their effectiveness and feasibility of using.

In this study, one use the Genetic Algorithm for the sizing of the shell and double concentric tube heat exchanger. The proposed method, allows to define directly the configuration and the sizing of the heat exchanger by determining simultaneously the optimal values of the design parameters to satisfy the specifications of the slightest updated to total cost.

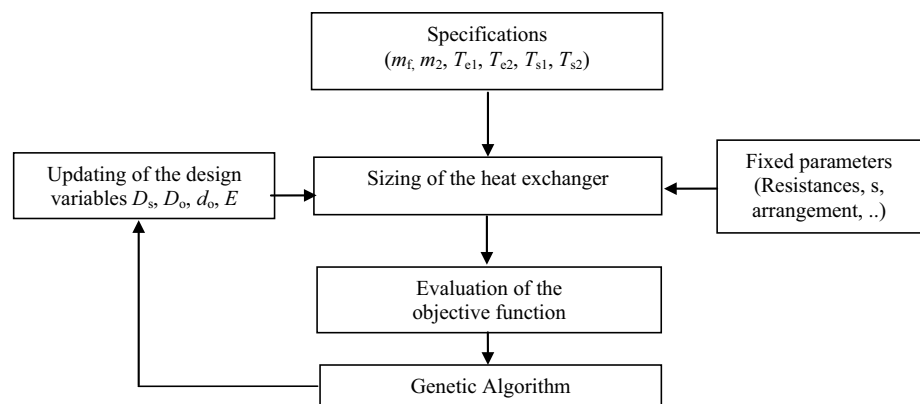
In this paper, having described briefly the procedure of the heat exchanger design as well as the choice of the variables of optimisation, an appropriate function of cost is selected. The algorithm of optimisation is described and a comparison is realised between both heat exchangers by using some examples of the literature.

1.1 Description of the heat exchanger

In shell-and-double concentric-tube heat exchangers as shown in Fig. 1, one sees the shell, the three distributors, the three collectors and the channel covers with four tube sheets, [3, 16]. The two fluids of the same temperature level enter by the first and the third distributor and goes out by the third and the first collector, respectively. The fluid of different temperature level of two other fluids, pass by the intermediate collector (or distributor) [3, 16].

First fluid (the same temperature level or the same nature as the third fluid) enters by the first distributor and passes by the first tube sheet and goes out by the first collector. Whereas second fluid penetrates into the heat exchanger by the second distributor and crosses the passages of annulus shape formed with the inner tubes and the second tube sheet then it goes out the heat exchanger by the third tube sheet and the last front collector. Third fluid enters the heat exchanger by the third

Fig. 2 Algorithm of the proposed program



distributor and crosses the heat exchanger at outside of double envelopes (shell side) and goes out the heat exchanger by the third collector in the same way as classic shell-and-tube heat exchangers. These shell-and-double concentric-tube heat exchangers are conceived in a different way, according to present fluids. Tubes can be corrugated with fins. Generally, fluid circulating towards the shell can circulate in multipass because of the baffles presence. It allows irrigating better all the tubes. There are several types of baffles: segmental baffle, disc and doughnut baffle, orifice baffle, etc. Tubes can be arranged in the bundle following a staggered or aligned arrangement.

The different fluid of the two other fluids flowing in the annulus section of the concentric-tube passes generally in the opposite direction of the global circulation of the two other fluids.

1.2 Proposed approach

The optimal design procedure for the heat exchanger includes the following stages:

- use of the logarithmic mean temperature difference method to calculate the heat transfer area by supposing a set of values of the design variables;
- evaluation of investment, the operating cost, and the objective function;
- use of the optimisation algorithm to select a new values set for the design variables;
- iteration of the previous stages until a minimum of the objective function is found.

The whole process is schematized in Fig. 2:

The parameters of input are: the mass flow of both fluids, temperatures of input and output of both fluids, fixed parameters attributed by the user which are the models of the tubular plate, the height, the number of tube passes (1, 2, 4), the fouling resistance of tubes: $R_{\text{foul tube}}$ and $R_{\text{foul shell}}$

side tubes and shell respectively and the thermo-physical properties of both fluids, Fig. 2.

Variables to be optimised with values attributed in an iterative way by the optimisation algorithm are the shell internal diameter D_s , the outside diameter of the outer tubes D_o , the outside diameter of the internal tubes d_o , and the distance between baffles E . On the basis of the real values of the design characteristics and the fixed parameters, the estimated values of the optimisation variables, the design calculation program of the heat exchanger determines the values of the heat transfer coefficients: tube side, annular passage side and shell side h_1 , h_2 and h_3 respectively, the heat transfer area S , the number of tubes N_t , the length L , the flow velocities v_1 , v_2 and v_3 : tube side, annular passage side and shell side respectively, so defining the details of construction of the heat exchanger and satisfying the thermal specifications. The length of the heat exchanger “ L ” is an integer multiple of the baffles spacing “ E ”, the remaining spacing represents the sum of baffle thicknesses. The calculated values by the flow velocities and the constructive details of the heat exchanger structure are then used to estimate the objective function. According to the value of the objective function, the Genetic Algorithm updates the trial values of the optimisation variables which are then reused to calculate a new objective function which defines new architecture of the heat exchanger. The process is iterated until a minimum of the objective function is found.

1.3 Thermal modeling

The heat transfer rate between the hot fluid and the cold fluid is given by the following relation [16]:

$$\Phi = (K_{1,2} S_{1,2} F + K_{2,3} S_{2,3}) \Delta T_{ML} \quad (1)$$

$$\Phi = m_f c p_1 (T_{e1} - T_{s1}) = m_2 c p_2 (T_{s2} - T_{e2}) \quad (2)$$

where

$$S_{1,2} = N_t \pi D_o L \quad (3)$$

Table 1 *C* and *n* coefficients [4]

Staggered tube pitch, $s_t = 1.25 d_o$					
Number of pass	1	2	4	6	8
<i>C</i>	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
<i>N</i>	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Aligned tube pitch, $s_t = 1.25 d_o$					
<i>C</i>	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
<i>N</i>	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

$$S_{2,3} = N_t \pi d_o L \tag{4}$$

$$D_i = 0.8 D_o \tag{5}$$

$$d_i = 0.8 d_o \tag{6}$$

F is the correction factor of the logarithmic mean temperature difference of a shell-and-tube heat exchanger. Both types of heat exchangers have an identical shell side stream, so one can make the hypothesis that one have the same correction factor of the log-mean temperature difference. For the moment, there is no equation which gives the correction factor *F* and which seems very interesting to obtain in the future.

Where ΔT_{ML} is the logarithmic mean temperature difference, given by:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{e1} - T_{s2}) - (T_{s1} - T_{e2})}{\ln \frac{T_{e1} - T_{s2}}{T_{s1} - T_{e2}}} \tag{7}$$

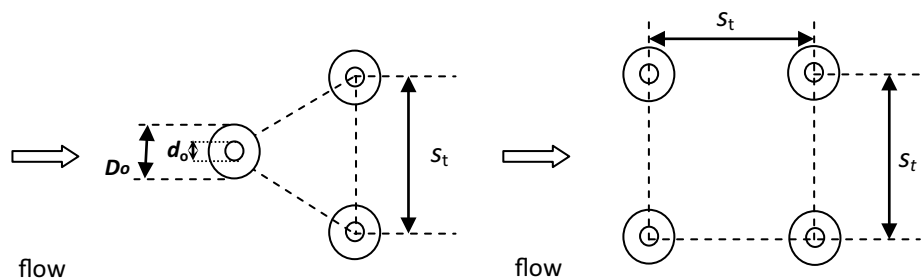
The Logarithmic Mean Temperature is more adopted than the other methods (*NUT*, *E-NUT*,...), because one want to size of the heat exchanger (heat transfer surface). The other methods are used to simulate an existing heat exchanger (exit temperatures).

N_t is the number of tubes calculated by the following relation [9].

$$N_t = C \left(\frac{D_s - 0.02}{D_o} \right)^n \tag{8}$$

C and *n* coefficients are taken values according to the modalities of flow rate and the number of passes. For different arrangements, these coefficients are presented in Table 1 and Fig. 3.

Fig. 3 Staggered and aligned arrangement



1.4 Internal tube

For the heat transfer coefficient of internal tube side, the flow velocity inside the internal tubes is given by:

$$v_3 = m_3 s / (\rho_3 N_t sp_3) \tag{9}$$

$$sp_3 = \pi d_i^2 / 4 \tag{10}$$

$$m_3 = m_f / 2$$

Then the Reynolds number is determined as follows:

$$Re_3 = v_3 d_i / \nu_3 \tag{11}$$

The convective heat transfer coefficient h_3 is calculated from the following equation [9]:

$$Nu_3 = \frac{h_3 d_i}{\lambda_3} = 0.023 Re_3^{0.8} Pr_3^{0.4} \tag{12}$$

1.5 Annular passage

The heat transfer coefficient inside the annular passage is calculated by the relation [16]:

$$Nu_2 = \frac{h_2 d_h}{\lambda_2} = 0.023 Re_2^{0.8} Pr_2^{1/3} \tag{13}$$

$$Re_2 = v_2 d_h / \nu_2 \tag{14}$$

$$d_h = D_i - d_o \tag{15}$$

$$v_2 = m_2 s / (\rho_2 N_t sp_2) \tag{16}$$

$$sp_2 = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) \tag{17}$$

1.6 Shell side

The convective heat transfer coefficient in the shell side is given by [4]:

$$h_1 = \frac{\lambda_1}{D_e} 0.36 Re_1^{0.55} Pr_1^{1/3} (\mu_1 / \mu_w)^{0.14} \tag{18}$$

To estimate the heat transfer coefficient in the shell side (outside of the axial two tubes), one have to determine at first the equivalent diameter [9].

The equivalent diameter varies with the tubes arrangement, Fig. 3:

- For an aligned arrangement

$$D_e = \frac{1.27}{D_o} (s_t^2 - 0.785 D_o^2) \quad (19)$$

- For a staggered arrangement

$$D_e = \frac{1.10}{D_o} (s_t^2 - 0.91 D_o^2) \quad (20)$$

The Reynolds number outside of the concentric two tubes is given by.

$$Re_1 = v_1 D_e / \nu_1 \quad (21)$$

The fluid velocity in the shell side is.

$$v_1 = m_1 / (\rho_1 s p_1) \quad (22)$$

$$m_1 = m_f / 2 \quad (23)$$

$$s p_1 = \frac{(s_t - D_o) E D_s}{s_t} \quad (24)$$

The overall heat transfer coefficient between the annular passage and the central tube and the overall heat transfer coefficient between the annular passage and the shell are respectively given by:

$$K_{2,3} = \frac{1}{\frac{1}{h_2} + R_{fool,2} + \frac{d_o}{d_i} \left(R_{fool,3} + \frac{1}{h_3} \right)} \quad (25)$$

$$K_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_{fool,1} + \frac{D_o}{D_i} \left(R_{fool,2} + \frac{1}{h_2} \right)} \quad (26)$$

Consequently, from the design parameters such as the temperatures of input and output of both fluids and their flow rates, fixed parameters defined by the user, the program calculates the arbitrary values of the optimisation variables chosen by the program D_s , d_o , D_o , E .

Firstly, the number of tubes N_t and the equivalent diameter D_e are calculated by Eqs. (8) and (19), respectively. The velocities of the hot fluid and the cold fluid are then calculated by Eqs. (9), (16) and (22). The heat transfer coefficients inside central tubes, annular passage, and shell side are then calculated by Eqs. (12), (13) and (18) as well as the overall heat transfer coefficients $K_{1,2}$ and $K_{2,3}$ of Eqs. (25) and (26), then the length of tubes L and the heat transfer area S by Eqs. (1)–(4). An example of calculation is

given by Bougriou et al. [16]. The optimisation algorithm modifies the values of the design variables D_s , d_o , D_o , and E for the purpose to minimize the objective function.

1.7 Objective function

The objective function supposes that the current total cost [4]

$$C_{tot} = C_{inv} + C_{0D} \quad (27)$$

The capital cost C_{inv} is calculated according to heat transfer area of the heat exchanger by the Hall correlation [17, 18]. One make the hypothesis that the Hall equation remains valid by adding both heat exchange surfaces of the concentric tubes, it is due to the lack of correlation adapted to this new heat exchanger.

$$C_{inv} = a_1 + a_2 (s_{1,2} + s_{2,3})^{a_3} \quad (28)$$

where $a_1 = 8,000$, $a_2 = 259.2$ and $a_3 = 0.91$ for heat exchangers realised with stainless steel (shell and tubes).

The operating cost reduces the necessary pumping power to overcome the pressure drops by friction which is calculated from the following equations:

$$C_{0D} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_0}{(1+i)^k} \quad (29)$$

$$C_0 = P C_E H \quad (30)$$

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

The pressure drops in the internal tubes, the annular passage and the shell are calculated as the sum of the pressure drop by friction and the pressure drop due to the entrance and to the exit of the heat exchanger.

For the internal tube the pressure drops inside the central tube is given by [4]:

$$\Delta P_3 = \Delta P_{friction} + \Delta P_{singular} = \frac{\rho_3 v_3^2}{2} \left(\frac{L}{d_i} f_t + p \right) s \quad (32)$$

where f_t is the friction coefficient of Darcy [4] given by

$$f_t = (1.82 \log_{10} Re_3 - 1.64)^2 \quad (33)$$

Various values of the constant p are given in the literature. Sinnott [18] takes $p = 2.5$.

For the tubes of annular passage section, one can use the following expressions: Pressure drop due to friction

$$\Delta P_{friction} = f_t \frac{L}{d_h} \frac{\rho_2 v_2^2}{2} \quad (34)$$

Darcy's coefficient is given by:

$$f_t = k_a f \quad (35)$$

where, k_a can be estimated by Idelcik [19]. Darcy's coefficient, f , is given by the Blasius relation [19]:

$$f = 0.3164 Re_2^{-0.25} \quad \text{for} \quad 2300 \leq Re_2 \leq 10^5 \quad (36)$$

$$k_a = 1.37$$

and that of the Herman [19],

$$f = 0.0054 + 0.3964 Re_2^{-0.30} \quad \text{for} \quad 10^5 \leq Re_2 \leq 10^6 \quad (37)$$

$$k_a = 1$$

Singular pressure drop

$$\Delta P_{singular} = (3/2) \rho_2 v_2^2 \quad (38)$$

Pressure drop due to the entrance and the exit

$$\Delta P_{entrance} = (3/4) \rho_2 v_2^2 \quad (39)$$

Pressure drop in the annular passage

$$\Delta P_2 = \Delta P_{friction} + \Delta P_{singular} + \Delta P_{entrance} \quad (40)$$

For the shell side

$$\Delta P_1 = \frac{\rho_1 v_1^2 L}{2 E} f_s \frac{D_s}{D_e} \quad (41)$$

$$f_s = 2 b_0 Re_1^{-0.15} \quad (42)$$

The friction coefficient, f_s , is given by Peters and Timmerhaus [20], with $b_0 = 0.72$ for $Re < 40,000$.

1.8 Implementation of the Genetic Algorithm

The Genetic Algorithms are algorithms of optimisation based on techniques derived from the genetics and the natural evolution: crossings, mutation, selection, etc.

One begin by generating a population of individuals in a random way. To pass from a generation to a new generation, the following three operations must be realised: crossings, mutation and selection, they are repeated for all the elements of the population. Couples of parents are selected according to their adaptations. The crossing operator is applied to them with a probability generally around 0.6 and generates couples of children. Other elements are selected according to their adaptation. The mutation operator is applied to them with a probability generally lower than 0.6 and generate mutate individuals. The level of adaptation of the children and mutate individuals are then estimated before insertion in the new population. Various stopping criteria for Genetic Algorithm can be chosen: maximum number of generations, time limit, fitness limit, etc.

The described design optimisation procedure was implemented on a personal computer resorting to the Genetic Algorithm solver of the scientific computing environment MATLAB [21]. Following an experimental campaign, the following setting parameters for the GA were chosen by default, except "Selection function", "Crossover fraction" and "Migration fraction" were set at "selectionroulette", 0.5 and 0.5 respectively. The maximum number of generations was set at 100 and each generation was made of 20 individuals.

The convergence criteria in the numerical procedure is obtained when the difference between the function value at the previous best point and function value at the current best point is less than the value of function tolerance, the algorithm halts. However, in the tests convergence were always obtained within about 55 generations. The default value is $1e^{-6}$ [21].

2 Results

2.1 Validation

To confirm the results found in this study, one validated the used program with Caputo et al. [4] and Table 2. For the calculation of the heat transfer area one used the same correlations except for the calculation of heat transfer coefficient of internal tube side and the calculation of the number of tubes where one used the correlations of Selbas et al. [9]. For the optimisation part, one used the same method of the Genetic Algorithm with the same number of generations and the same method of selection (selectionroulette) [4]. The comparison shows that the results are almost the same with a relative error equal to 1.46 %, which is of the order of a percent for both studied cases (Table 3). The total cost found in our study is slightly upper to that found by Caputo et al. [4]. This variation modifies a little the configuration as it is shown in the Table 3. The same remark is made for the second study.

2.2 Analysis of case studies

The efficiency of this new type of heat exchangers (shell and double concentric tube heat exchanger) was analysed by comparing their characteristics with that of the old type (shell-and-tube heat exchanger), where one choice two cases studied by Caputo et al. [4]:

- Case #1: methanol in shell side-seawater in tubeside
- Case #2: distilled water in shell side-water in tubeside

The design parameters of both fluids are given in the Table 1. They are used as parameters of input for the design

Table 2 Case studies specifications [4]

	Mass flow (kg/s)	T_{input} (°C)	T_{output} (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg.K)	μ (Pa.s)	Λ (W/m.K)	R_{fouling} (m ² .K/W)
<i>Case #1</i>								
Shell side: methanol	27.80	95.0	40.0	750	2.84	0.00034	0.19	0.00033
Tube side: sea water	68.90	25.0	40.0	995	4.20	0.00080	0.59	0.00020
<i>Case #2</i>								
Shell side: distilled water	22.07	33.9	29.4	995	4.18	0.00080	0.62	0.00017
Tube side: water	35.31	23.9	26.7	999	4.18	0.00092	0.62	0.00017

program to find the best architecture of the heat exchanger which performs the minimization condition of the objective function. The obtained results are compared with those found in the literature (Table 3) to have the positive points of this new type of heat exchangers.

The upper and lower limits of the optimisation variables are given as follows: shell inside diameter D_s varies between 0.1 and 1.5 m; external tube outside diameter D_o varies between 0.01 and 0.05 m; the internal tube outside diameter d_o varies between 0.002 and 0.008 m; baffle space E varies between 0.05 and 0.5 m.

The small tubes are usually used in the refrigeration industry (evaporator and condenser) and they could be supported inside the external tube with spacers [22].

All the values of the operating costs were calculated with $n_y = 10$ years, the annual rate of updating $i = 10\%$, the energy cost $C_E = 0.12$ €/kWh and the annual operating time is of $H = 7,000$ h/year.

Case #1 methanol-seawater. This case was studied by Caputo et al. [4], the same initial design of the heat exchanger of two passages on tube side and a one passage on shell side was held. In that case of study the heat exchange surface area was decreased because of the decrease of the length of tubes, the shell diameter was slightly increased on the other hand there is a big increase of the number of tubes with a smaller diameter. This new architecture caused an increase of the pressure drop of shell side and tube side without having a negative effect on the operating cost, Fig. 4. One notice that the latter decreased of 17.5%; the capital cost also decreases of 12.64%, what allowed a decrease of the cost total of 13.16%. One can notice also that the compactness increased from 143.81 to 261.87 m²/m³, Fig. 5.

Case #2 distilled water–water. The structure of the heat exchanger is characterised by two passages of tubes and staggered arrangement pitch. An important increase of the number of tubes is noticed without having an influence on the heat transfer area because of the important decrease of the length and the diameter of these tubes, which returned the more compact heat exchanger. Its compactness is increased from 133.8 to 473.8 m²/m³, Fig. 5. The decrease of pass area causes an increase of

the fluid velocity in tube side. Because of the decrease of the distance between baffles and the increase of the number of tubes, a decrease of the fluid velocity in the shell side is noticed with an increase of the pressure drop. On the contrary, a reduction in the pressure drop inside tubes is noticed. The operating cost decreased about 11.76%, that of investment about 5.97% and the total cost about 6.44%, Fig. 6.

3 Discussion

This study allowed to find that this new type of heat exchangers is more profitable and more economic than the old heat exchanger, a reduction of expenses supplied to cover operating expenses of about 17.56% referring to the traditional heat exchanger, which represents 1,021 euro, the capital cost decreased too of 12.64% what represents 6,229 euro and the total cost decreased of about 13.16% what represents 7,250.8 euro of the lump sum.

The design modifications and the use of the Genetic Algorithm for the sizing also allow to improve the compactness of the heat exchanger, the study showed that the latter can increase the heat transfer surface area per unit volume until 340 m²/m³.

The technique to put the hot fluid with two cold fluids increases the heat transfer area by unity of volume, what allowed to benefit from these important gains of the economic point of view, these gains are made possible thanks to the use of the Genetic Algorithm method as a means of sizing contrary to the traditional method which does not allow to have the best possible economic solution seen the complexity of sizing of this type of heat exchanger.

The use of the Genetic Algorithm in the sizing of shell and double concentric tubes proved its capacity.

The traditional and suggested range of length/diameter ratio ($3 < L/D < 15$) is used to minimize the pressure drops in the heat exchanger, but in our study case, the objective function takes into account the total cost of heat exchanger where the pressure drops are included. By respecting the traditional range ($3 < L/D < 15$), one obtain the following results (Table 4).

Table 3 Validation and comparison of both heat exchangers

	Case study #1			Case study #2		
	Shell-and-tube heat exchanger (literature [4])	Shell-and-tube heat exchanger (this work validation)	Shell and double concentric tubes heat exchanger (this work)	Shell-and-tube heat exchanger (literature [4])	Shell-and-tube heat exchanger (this work validation)	Shell and double concentric tubes heat exchanger (this work)
d_o	–	–	0.005	–	–	0.0044
D_o	0.0160	0.0187	0.0125	0.0160	0.0125	0.0080
D_s	0.830	0.873	0.982	0.620	0.603	0.642
E	0.500	0.477	0.200	0.440	0.500	0.241
N_t	1,567	1,136	3,624	803	1,200	3,944
S_t	0.0200	0.0234	0.0156	–	0.0156	0.0097
D_e	0.0110	0.0133	0.0089	–	0.0089	0.0055
v_3	–	–	0.9261	–	–	0.5280
Re_3	–	–	7660.7	–	–	2420.2
Pr_3	–	–	5.08	–	–	5.39
h_3	–	–	2859.5	–	–	3,873.5
v_2	0.69	0.69	0.65	0.68	0.75	0.82
Pr_2	5.7	5.7	5.7	6.2	6.2	6.2
d_h	–	–	0.0050	–	–	0.0024
Re_2	10,936	12,876	4,038	9,487	8,182	2,147
h_2	3,762.0	3,519.7	3,718.6	6,043.0	3,994.1	5,053.2
v_1	0.44	0.45	0.47	0.41	0.36	0.35
Re_1	11,075	13,071	9,238	8,039	4,061	2,462
Pr_1	5.1	5.1	5.1	5.4	5.4	5.4
h_1	1,740	1,622	2,010	3,476	4,258	5,196
$K_{2,3}$	–	–	727.2	–	–	1,107.3
$K_{1,2}$	–	–	691.5	–	–	1,296.7
K	660.0	599.8	–	1,121.0	1,079.4	–
L	3.379	3.996	1.103	1.548	1.360	0.360
$S_{1,2}$	–	–	156.82	–	–	34.86
$S_{2,3}$	–	–	62.72	–	–	20.61
S	262.8	267.2	218.6	62.5	64.1	55.5
ΔP_3	–	–	6,419.7	–	–	1,767.5
ΔP_1	13,267.0	14,177.0	18,638.0	4,365.0	5,157.6	4,979.5
ΔP_2	4,298.0	4,146.3	5,974.3	3,673.0	3,474.3	5,701.2
C_{inv}	49,259	49,889	43,030	19,163	19,432	18,018
C_{OD}	5,818	5,992.5	4,796.2	1,671	1,753.1	1,474.4
C_{tot}	55,077	55,881	47,826	20,834	21,185	19,492

Table 3 continued

	Case study #1		Case study #2	
	Shell-and-tube heat exchanger (literature [4])	Shell-and-tube heat exchanger (this work validation)	Shell and double concentric tubes heat exchanger (this work)	Shell and double concentric tubes heat exchanger (this work)
V	1.83	-	0.83	0.12
Compactness	143.8	-	261.9	473.8
			0.47	
			133.8	

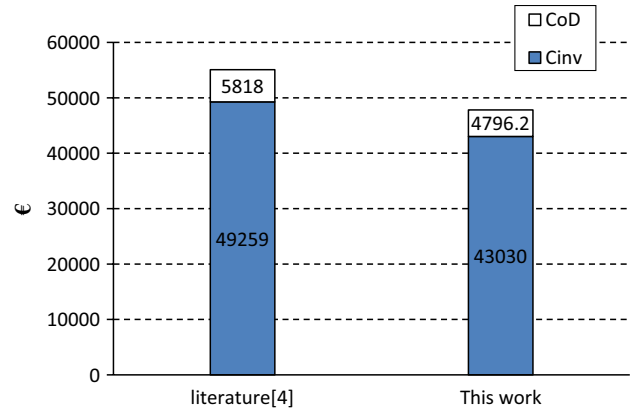


Fig. 4 Comparison of the costs of the first case

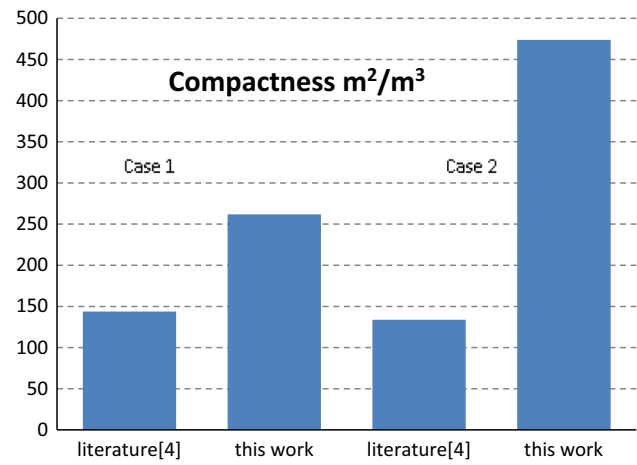


Fig. 5 Comparison of the compactness

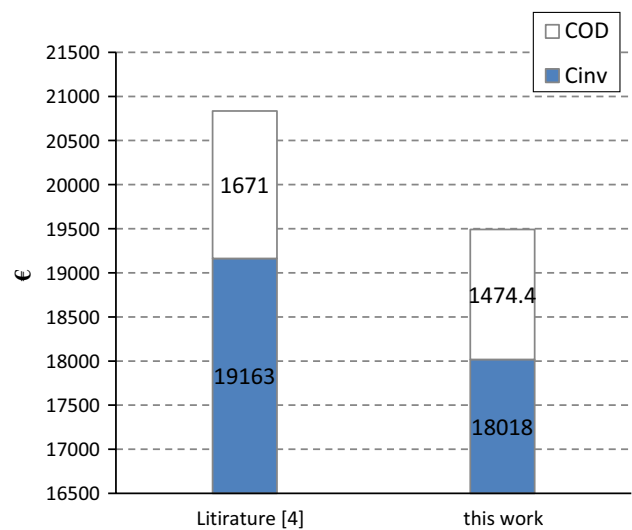


Fig. 6 Comparison of the costs of the second case

Table 4 Total cost with traditional range of length/diameter ratio ($3 < L/D < 15$)

	Case study #1		Case study #2	
	Shell-and-tube heat exchanger (literature [4])	Shell and double concentric tubes heat exchanger (this work)	Shell-and-tube heat exchanger (literature [4])	Shell and double concentric tubes heat exchanger (this work)
D_s	0.830	0.994	0.620	0.66
L	3.379	3.0993	1.548	1.99
C_{tot}	55,077	52,636	20,834	21,855

- Case #1: methanol-seawater. One obtain for $L/D = 3.1$, a reduction of total cost of about 4.4 % referring to the literature test cases.
- Case #2: distilled water–water. For $L/D = 3.0$, and referring to the literature test cases, an increase of total cost of about 4.9 % was obtained.

4 Conclusion

In this study, the Genetic Algorithm is successfully used in the sizing of the shell and double concentric tube heat exchanger. The obtained results are compared with those found in the literature, an important gain of the total cost of about 13.16 % are realised by referring to the literature. The compactness is increased by 254.1 %, heat transfer area by unity of volume increased from 133.8 to 473.8 m²/m³. Our future study will concern the same heat exchanger working in change of phase (condenser and evaporator) by using the same means of sizing the Genetic Algorithm.

References

1. Perez L (2003) Développement, étude de performances et intégration de sondes thermiques pour la caractérisation de l'encrassement d'échangeurs tubulaires à courants croisés. PhD Thesis Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métier, Bordeaux, France
2. Kuppan T (2000) Heat exchanger design handbook. Marcel Dekker Inc, New York
3. Bougriou C, Baadache K (2008) Shell-and-double concentric tube heat exchangers. WO2008089777A1, Patent PCT, DZ2008/000002
4. Caputo AC, Pelagagge PM, Salini P (2008) Heat exchanger design based on economic optimisation. Appl Therm Eng 28:1151–1159
5. Fontein HJ, Wassink JG (1978) The economically optimal design of heat exchangers. Eng Proc Econ 3:141–149
6. Palen JW, Cham TP, Taborek J (1974) Optimization of shell-and-tube heat exchangers by case study method. Chem Eng Prog Symp Ser 70:205–214
7. Chaudhuri PD, Diwekar UM, Logsdon JS (1997) An automated approach for the optimal design of heat exchangers. Ind Eng Chem Res 36:3685–3693
8. Özgelik Y (2007) Exergetic optimization of shell and tube heat exchangers using a genetic based algorithm. Appl Therm Eng 27:1849–1856
9. Selbas R, Kizilkan O, Reppich M (2006) A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using Genetic Algorithms from economic point of view. Chem Eng Proc 45:268–275
10. Tayal MC, Fu Y, Diwekar UM (1999) Optimal design of heat exchangers: a Genetic Algorithm framework. Ind Eng Chem Res 38:456–467
11. Ponce-Ortega JM, Serna-Gonzalez M, Jimenez-Gutierrez A (2009) Use of Genetic Algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers. Appl Therm Eng 29:203–209
12. Guo J, Xu M, Cheng L (2009) The application of field synergy number in shell-and tube heat exchanger optimization design. Appl Energy 86:2079–2087
13. Fettaka S, Thibault J, Gupta Y (2013) Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization. Int J Heat Mass Transf 60:343–354
14. Serna M, Jiménez A (2005) A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchanger design and optimization. Chem Eng Res and Desgn 83:539–550
15. Huang S, Ma Z, Cooper P (2014) Optimal design of vertical ground heat exchangers by using entropy generation minimization method and genetic algorithms. Energy Convers Manag 87:128–137
16. Bougriou C, Baadache K (2010) Shell and double concentric tube heat exchanger. Heat Mass Trans 46:315–322
17. Taal M, Bulatov I, Klemes J, Stehlik P (2003) Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects. Appl Therm Eng 23:1819–1835
18. Sinnott RK (2005) Chemical engineering design chemical engineering. Butterworth-Heinemann, Oxford
19. Idelcik IE (1986) Handbook of hydraulic resistance. Eyrolles, Paris
20. Peters MS, Timmerhaus KD (1991) Plant design and economics for chemical engineers. McGraw-Hill, New York
21. The MathWorks (2008) Genetic algorithm and direct search toolbox, for use with Matlab. MathWorks, Natick
22. Maureau P (2001) Conduit de fumée avec conduit de ventilation concentrique. Eur Pat 00420252:9

ANNEXE B:

Publication internationale

Shell-and-double concentric-tube heat exchangers

Chérif Bougriou · Khireddine Baadache

Received: 21 July 2009 / Accepted: 3 January 2010
© Springer-Verlag 2010

Abstract This study concerns a new type of heat exchangers, which is that of shell-and-double concentric-tube heat exchangers. These heat exchangers can be used in many specific applications such as air conditioning, waste heat recovery, chemical processing, pharmaceutical industries, power production, transport, distillation, food processing, cryogenics, etc. The case studies include both design calculations and performance calculations. It is demonstrated that the relative diameter sizes of the two tubes with respect to each other are the most important parameters that influence the heat exchanger size.

List of symbols

b	Baffle pitch, m
C	Heat capacity flow rate, W/K
C_p	Specific heat, J/(kg K)
D	Diameter, m
d	Inner tube diameter, m
F	Corrective factor
G	Mass velocity, kg/(m ² s)
h	Convective heat transfer coefficient, W/(m ² K)
K	Overall heat transfer coefficient, W/(m ² K)
L	Length of tube, m
M	Mass, kg
m	Mass flow rate, kg/s
N_c	Number of baffles
N_t	Total number of tubes
N_{td}	Number of tubes on the shell diameter
N_{tp}	Number of tubes by pass
p	Tube pitch, m

P_T	Friction power expenditure, W
Δp	Pressure drop, Pa
Q	Mass flow rate, kg/h
S	Exchange surface, m ²
S_p	Flow cross sectional area, m ²
T	Temperature, °C
ΔT_{ML}	Log-mean temperature difference, °C
v	Fluid velocity, m/s
Z	Heat capacity flow rate ratio

Greek symbols

δ	Thickness, m
η	Heat exchanger effectiveness
κ	Factor taking account of the ratio of the internal and external diameters in the cases of the annular tubes
λ	Thermal conductivity, W/(m K)
μ	Dynamic viscosity, Pa s
π	3.14159 rad
ρ	Density, kg/m ³
Φ	Heat flux, W
ν	Kinematic viscosity, m ² /s
Ω	Darcy coefficient

Dimensionless numbers

Nu	Nusselt number: $Nu = hd_i/\lambda$
Pr	Prandtl number: $Pr = \mu C_p/\lambda$
Re	Reynolds number: $Re = vd_i/\nu$

Subscripts

1	Industrial oil (shell side), outer
2	Water, inner
3	Industrial oil (inner tube)
c	Shell
h	Hydraulic
i	Inlet
io	Industrial oil

C. Bougriou (✉) · K. Baadache
Department of Mechanics, University of Batna,
Rue M.H. Boukhrouf, 05000 Batna, Algeria
e-mail: cherif_bougriou@hotmail.com

- o Outlet
- st Shell-and-tube heat exchanger
- sdct Shell-and-double concentric-tube heat exchanger
- t Wall

1 Introduction

There are shell-and-tube heat exchangers and simple or counter cross-flow heat exchangers for several decades. The simple or grooved tubes can have fins with varied forms [1–11]. These heat exchangers can work in simple or in two-phase (condensation and evaporation).

This study relates to increase the heat transfer surface by heat exchanger length unity using double tubes instead of simple tubes. The stream flows through the gap channel between the inner and outer tubes exchanges the heat with two fluids.

The classic heat exchangers present a bad performances (or size) compared to those of our new type of heat exchangers (shell-and-double concentric-tube heat exchangers). The performance of the new heat exchanger is considered better of 70% compared to the classic heat exchangers.

The new heat exchangers [12] are similar to the prior one; the differences are that the simple (or corrugated) tubes with or without fins are now replaced by double concentric-tubes. The outside diameter of the envelope of the double concentric tubes is the same order that tubes used in the shell-and-tube heat exchangers. Principally, the second tube (inner tube) improves heat transfer through an additional flow passage and a larger heat transfer area per heat exchanger length unity. Also, two new tube sheets are added to serve as flanges for attachment of the channels and their respective channel covers and to distribute a fluid in the inner tubes of double concentric-tubes. The old two tube sheets are always used as flanges for attachment of the two channels and distribution of fluid passing in the annulus passage formed by the concentric-tubes. So instead the heat exchanger works with two fluids (a hot flow and a cold flow), now the heat exchanger works with three fluids (2 hot flows and a cold flow H–C–H or the opposite C–H–C). Fluids can be the same nature or not.

In this new heat exchanger the application of two different streams is the main one. In this case, the new heat exchanger is compact; it has a less exchanger length (volume) than a shell-and-tube heat exchanger. The new heat transfer area is equal to the heat transfer area of shell-and-tube heat exchanger plus of inner tubes heat exchange area.

The case of three different streams (oxygen or air, nitrogen and hydrogen) can be used wherein a primary conditioning fluid is reactive with a fluid to conditioned, a

leak safe arrangement of concentric tubes disposed across the conditioned fluid flow path having the reactive primary fluid in central duct surrounded by inert fluid in an outer duct so that single failure leak of primary conditioning fluid or inert fluid presents no risk of harmful reaction with conditioned fluid.

The references and the studies that permitted us doing this innovation are the different studies on the concentric-tube heat exchangers [13–27].

The use of these new heat exchangers will enhance the heat exchanges and will increase compactness. It means the decrease of the cost and the weight of this type of heat exchangers.

Except for the addition of two nozzles (distributor and collector) and an exchange surface for the third flow, the accessories: pumps (or fans), tube sheets, shell, baffles, etc., stay without modifications.

2 Description of the heat exchanger

In shell-and-double concentric-tube heat exchangers as shown in Fig. 1, one sees the shell, the three distributors, the three collectors and the channel covers with four tube sheets. The two fluids of same temperature level enter by the first and the third distributor and goes out by the third and the first collector, respectively. The fluid of different temperature level of two other fluids, pass by the intermediate collector (or distributor).

First fluid (the same temperature level or the same nature as the third fluid) enters by the first distributor and passes by the first tube sheet and goes out by the fourth tube sheet and the last collector. Whereas second fluid penetrates into the heat exchanger by the second distributor and crosses the passages of annulus shape formed with the inner tubes and the second tube sheet then it goes out the heat exchanger by the third tube sheet and the last front collector. Third fluid enters the heat exchanger by the third distributor and crosses the heat exchanger at outside of double envelopes (shell side) and goes out the heat exchanger by the first collector in the same way as classic shell-and-tube heat exchangers. These shell-and-double concentric-tube heat exchangers are conceived in a different way, according to present fluids. Tubes can be corrugated tubes with fins. Generally, fluid circulating towards the shell can circulate in multipass because of the baffles presence. It allows irrigating better all the tubes. There are several types of baffles: segmental baffle, disc and doughnut baffle, orifice baffle, etc. Tubes can be arranged in the bundle following a staggered or aligned arrangement.

The two fluids of same nature or same temperature level enter by the same heat exchanger side. The different fluid

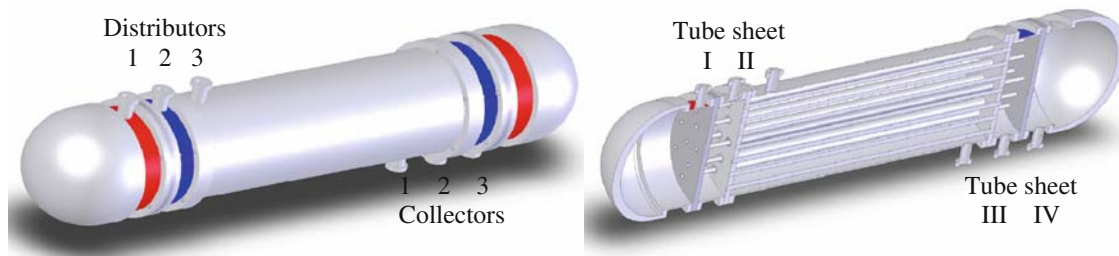


Fig. 1 Perspective view and longitudinal section of the shell-and-double concentric-tube

of the two other fluids flowing in the annulus section of the concentric-tube passes generally in the opposite direction of the global circulation of the two other fluids.

3 Example of calculation

As example of calculation, one resumes the example of shell-and-tube heat exchanger design, given in Techniques de l'ingénieur "Génie énergétique" [28]. This heat exchanger serves for cooling a flow of industrial oil $Q_1 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ of $T_{i1} = 120^\circ\text{C}$ to $T_{o1} = 60^\circ\text{C}$ with water flowing in the tubes of $T_{i2} = 20^\circ\text{C}$ to $T_{o2} = 30^\circ\text{C}$.

The thermophysical properties of industrial oil for an average temperature of 90°C are the following: $\rho_1 = 750 \text{ kg/m}^3$, $C_{p1} = 2,260 \text{ J/(kg K)}$, $\lambda_1 = 0.151 \text{ W/(m K)}$ and $\mu_1 = 7.5 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$.

The thermophysical properties of water for an average temperature of 25°C are the following: $\rho_2 = 1,000 \text{ kg/m}^3$, $C_{p2} = 4,180 \text{ J/(kg K)}$, $\lambda_2 = 0.607 \text{ W/(m K)}$ and $\mu_2 = 8.9 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$.

The heat exchanger is constituted with a bundle of $N_t = 66$ steel tubes of heat conductivity $\lambda_t = 50 \text{ W/(m K)}$, of diameters inside/outside (D_2/D_1) of 20/24 mm, in the normal triangular pitch $p = 30 \text{ mm}$. The heat exchanger has two pass tubes side. The shell has a diameter $D_c = 337 \text{ mm}$ and possesses baffles of thickness $\delta = 5 \text{ mm}$ spaced by a distance $b = 100 \text{ mm}$. The free section left with baffles is of 25%.

To determine the tubes length to install, one has to calculate the following stages:

The exchanged heat flux is:

$$\Phi = m_1 C_{p1} (T_{i1} - T_{o1}) = 423,750 \text{ W.} \quad (1)$$

Mass flow rate m_2 of the water is:

$$m_2 = \frac{\Phi}{C_{p2}(T_{o2} - T_{i2})} = 10.14 \text{ kg/s} \quad \text{or} \quad Q_2 = 36.5 \text{ m}^3/\text{h.} \quad (2)$$

The heat capacity flow rate ratio of two fluids and the effectiveness of the heat exchanger are respectively:

$$Z = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{o2} - T_{i2}}{T_{i1} - T_{o1}} = 0.167 \quad \text{and} \quad (3)$$

$$\eta = \frac{T_{i1} - T_{o1}}{T_{i1} - T_{i2}} = \frac{60}{100} = 0.6.$$

The corrective factor F of the logarithmic mean temperature difference, corresponding to the calculated values of Z and η is $F = 0.97$, see Kern [1].

The velocity v_2 of the water in tubes is:

$$v_2 = \frac{m_2}{\rho_2 N_{tp} S_{p2}} = 0.978 \text{ m/s} \quad (4)$$

with $N_{tp} = N_t/2 = 33$ tubes by pass, S_{p2} = inner flow cross sectional area of tubes.

The calculation of the Reynolds number and the Prandtl number gives:

$$Re_2 = \frac{\rho_2 v_2 D_2}{\mu_2} = 21,974 \quad \text{and} \quad Pr_2 = \frac{\mu_2 C_{p2}}{\lambda_2} = 6.13. \quad (5)$$

By using the Colburn correlation, the Nusselt number is:

$$Nu_2 = 0.023 Re_2^{0.8} Pr_2^{1/3} = 125.2. \quad (6)$$

The heat transfer coefficient is:

$$h_2 = \frac{\lambda_2 Nu_2}{D_2} = 3,801 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}. \quad (7)$$

Towards the shell, the flow cross sectional area between baffles, and the industrial oil velocity are respectively:

$$S_{p1} = (p - d_1)(b - \delta) = 5.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad \text{and} \quad (8)$$

$$v_1 = \frac{m_1}{\rho_1 N_{td} S_{p1}} = \frac{m_1 p}{\rho_1 D_c S_{p1}} = 0.65 \text{ m/s.}$$

The calculation of the Reynolds number, the Prandtl number and the Nusselt number gives:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 v_1 D_1}{\mu_1} = 15,618, \quad Pr_1 = \frac{\mu_1 C_{p1}}{\lambda_1} = 11.2, \quad \text{and} \quad (9)$$

$$Nu_1 = 0.36 Re_1^{0.55} Pr_1^{1/3} = 163.3.$$

The heat transfer coefficient of shell side is:

$$h_1 = \frac{\lambda_1 Nu_1}{D_1} = 1,027 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}. \quad (10)$$

By taking into account the wall thermal resistance, the overall heat exchange coefficient is:

$$K = \frac{1}{\frac{D_2}{D_1 h_1} + \frac{D_2}{2\lambda_i} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{h_2}} = 900 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}). \quad (11)$$

The logarithmic mean temperature difference and the heat transfer surface of the heat exchanger are respectively:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{i1} - T_{o2}) - (T_{o1} - T_{i2})}{\ln \frac{T_{i1} - T_{i2}}{T_{o1} - T_{o2}}} = 61.66^\circ \text{C}$$

and

$$S = \frac{\Phi}{FK\Delta T_{ML}} = 7.87 \text{ m}^2 \quad (12)$$

where the length of tubes in the shell is:

$$L = \frac{S}{\pi D_2 N_t} = 1.90 \text{ m}. \quad (13)$$

The tubes length to install in the case of a shell-and-double concentric-tube heat exchanger is calculated for the same data of shell-and-tube heat exchanger. In this case, one adds concentrically in each tube of diameters (D_2/D_1) of 20/24 mm a tube of diameters (d_2/d_1) of 4/8 mm.

In this example, the industrial oil debits circulating in the shell and inside the interior tubes of diameters (d_2/d_1) are equal to the half of the total industrial oil debit cooled in the shell-and-tube heat exchanger.

The cooling water circulates counter-flow in the annular passages formed by the concentric tubes.

The velocity v_3 of industrial oil in the inner tubes is:

$$v_3 = \frac{m_3}{\rho_1 N_{tp} S_{p3}} = 5.024 \text{ m/s} \quad (14)$$

with S_{p3} = inner flow cross sectional area of the inner tubes, $m_3 = m_1$ industrial oil mass flow rate circulating inside the inner tubes.

The calculation of the Reynolds number and the Prandtl number gives:

$$Re_3 = \frac{\rho_1 v_3 d_2}{\mu_1} = 20,095 \quad \text{and} \quad Pr_3 = Pr_1 = 11.23. \quad (15)$$

By using the Colburn correlation, the Nusselt number is:

$$Nu_3 = 0.023 Re_3^{0.8} Pr_3^{1/3} = 142.6. \quad (16)$$

The heat transfer coefficient is:

$$h_3 = \frac{\lambda_1 Nu_3}{d_2} = 5,385 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}). \quad (17)$$

The velocity v_2 of water in annulus flow passages is:

$$v_2 = \frac{m_2}{\rho_2 N_{tp} S_{p2}} = 1.164 \text{ m/s}. \quad (18)$$

The flow cross sectional area S_{p2} is determined by:

$$S_{p2} = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - d_1^2) = 2.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2. \quad (19)$$

The calculation of the Reynolds number and the hydraulic diameter gives:

$$Re_2 = \frac{\rho_2 v_2 d_h}{\mu_2} = 15,696 \quad \text{and} \quad d_h = D_2 - d_1 = 0.012 \text{ m}. \quad (20)$$

By using the Colburn correlation, the Nusselt number:

$$Nu_2 = 0.023 Re_2^{0.8} Pr_2^{1/3} = 95.7. \quad (21)$$

The heat transfer coefficient is:

$$h_2 = \frac{\lambda_2 Nu_2}{d_h} = 4,840 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}). \quad (22)$$

Towards the shell, the industrial oil velocity is:

$$v_1 = \frac{m_1}{\rho_1 N_{td} S_{p1}} = \frac{m_1 p}{\rho_1 D_c S_{p1}} = 0.325 \text{ m/s}. \quad (23)$$

The calculation of the Reynolds number and the Nusselt number:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 v_1 D_1}{\mu_1} = 7,809 \quad \text{and} \quad (24)$$

$$Nu_1 = 0.36 Re_1^{0.55} Pr_1^{1/3} = 111.5.$$

The heat transfer coefficient of shell side is:

$$h_1 = \frac{\lambda_1 Nu_1}{D_1} = 702 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}). \quad (25)$$

By taking into account the wall thermal resistance, the overall heat transfer coefficient $K_{1,2}$ (industrial oil of shell side and cooling water) and the overall heat transfer coefficient $K_{2,3}$ (cooling water and industrial oil of inner tube sides) are calculated respectively by:

$$K_{1,2} = \frac{1}{\frac{D_2}{D_1 h_1} + \frac{D_2}{2\lambda_i} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{h_2}} = 699 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}) \quad (26)$$

$$K_{2,3} = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1 h_2} + \frac{d_2}{2\lambda_i} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{h_3}} = 3,157 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}). \quad (27)$$

In that case the heat load is:

$$\Phi = (K_{1,2} S_{1,2} F + K_{2,3} S_{2,3}) \Delta T_{ML} \quad (28)$$

with $S_{1,2} = N_t \pi D_2 L$, $S_{2,3} = N_t \pi d_2 L$ where the double concentric-tubes length in the shell is:

$$L = \frac{\Phi}{\pi N_t (K_{1,2} D_2 F + K_{2,3} d_2)} = 1.27 \text{ m}. \quad (29)$$

For this example, one deducts that length (or volume) of the shell-and-tube heat exchanger is higher about 50% to the length (or volume) of the shell-and-double concentric-tube heat exchanger.

In case where the wall thermal resistance is very small (copper tubes), the difference of the volume between the two heat exchangers is about 53% ($L = 1.21$ m).

The most interesting result is that one can cool the double of the industrial oil mass flow rate, or $30 \text{ m}^3/\text{h}$ with a length (or volume) of the shell-and-double concentric-tube heat exchanger smaller of 23% with regard to the length of the shell-and-tube heat exchanger working with the old industrial oil mass flow rate of $15 \text{ m}^3/\text{h}$.

Anyway the length of shell-and-double concentric-tube heat exchanger is reduced still, by increasing the industrial oil mass flow rate. This length is smaller of 62% in case where the two heat exchangers work with an industrial oil mass flow rate equal to $30 \text{ m}^3/\text{h}$.

Always, the reduction of the heat transfer surface is smaller than the reduction of the heat exchanger length.

Now, one gives the behaviour of various thermal and fluid-dynamic parameters according to the inner tube diameter and the total industrial oil mass flow rate.

One notices that the heat transfer coefficient between the shell side and annulus passage $K_{1,2}$ increases proportionally with the industrial oil mass flow rate and the inner tube diameter, see Fig. 2. It is due to the increase of the heat transfer coefficient by convection h_1 which is always lower than h_2 , coefficient $K_{1,2}$ follows h_1 .

On the inverse, the overall heat transfer coefficient $K_{2,3}$ between the annulus passage and the inner tube decreases proportionally with the increase of the inner tube diameter, it is due to the increase of the passage section of fluid 3. Decrease is due to the decrease of h_3 and $K_{2,3}$ follows h_3 , see Fig. 3.

The heat exchanger length increases proportionally with the primary fluid mass flow rate. It is small for the small diameters and one notices that for every mass flow rate, there is a diameter of the inner tube for which the heat exchanger length is minimal, for it one suggests making a parametric optimization of these heat exchangers, Fig. 4.

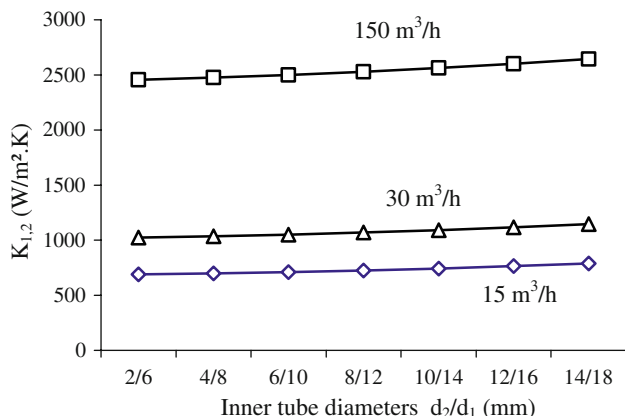


Fig. 2 Overall heat transfer coefficient $K_{1,2}$ versus mass flow rate m_1 and inner tube diameter

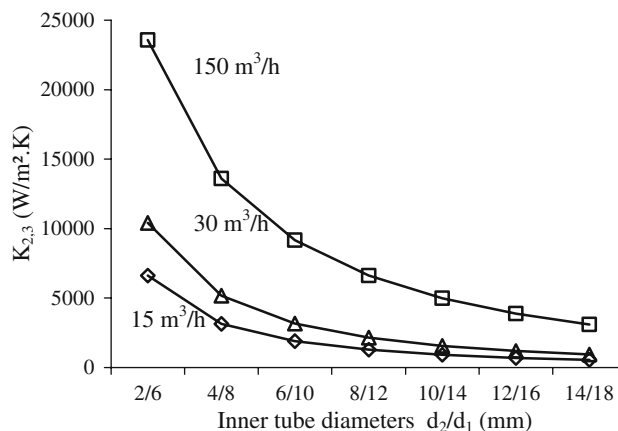


Fig. 3 Overall heat transfer coefficient $K_{2,3}$ versus mass flow rate m_1 and inner tube diameter

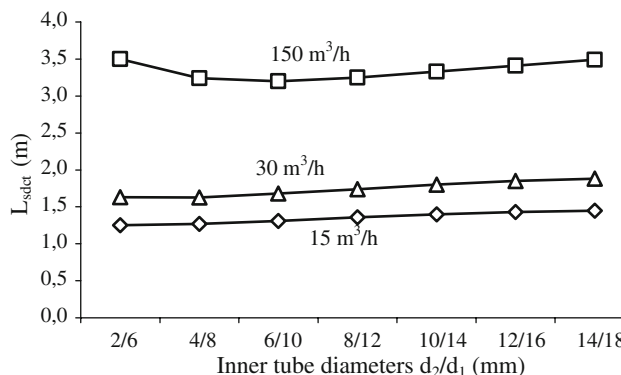


Fig. 4 Shell-and-double concentric-tube heat exchanger length versus mass flow rate m_1 and inner tube diameter

One sees on the Fig. 5, which compactness increases and length (or volume) of the heat exchanger decreases with the increase of the primary mass flow rate of fluid $m_1 + m_3$ and can exceed 70% as relative discrepancies. The maximum difference corresponds for the small diameters of the inner tube and has for every mass flow rate a precise value of the inner tube diameter.

Before presenting the other results, one gives you mathematical formulation for the calculation of the pressure drop and the total power expenditure.

For the tubes of circular section or annulus passage, one can use the following expression:

$$\Delta P = \Omega \frac{L}{d_h} \frac{\rho v^2}{2} \tag{30}$$

In the case of an annulus passage, Darcy coefficient is given by:

$$\Omega_a = \kappa \Omega \tag{31}$$

where, κ can be estimated by Idelcik [29]. Darcy coefficient is given by Blasius [29]:

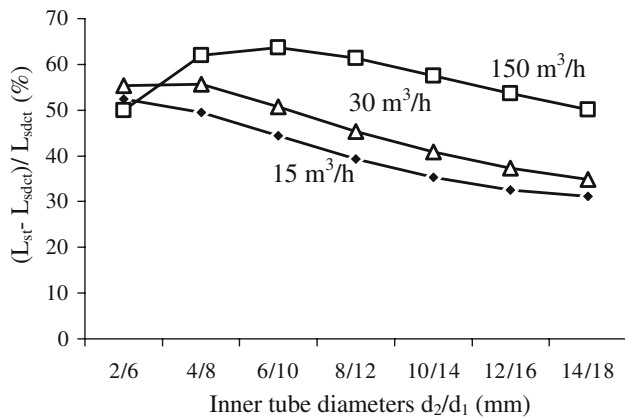


Fig. 5 Relative discrepancies between the shell-and-tube heat exchanger length and that of shell-and-double concentric-tube heat exchanger versus the mass flow rate m_1 and of inner tube

$$\Omega = 0.3164 Re^{-0.25} \quad \text{for } 2, 300 \leq Re \leq 10^5 \quad (32a)$$

and that of Herman [29],

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 Re^{-0.30} \quad \text{for } 10^5 \leq Re \leq 10^6. \quad (32b)$$

Of shell side, the pressure drop is calculated following Kern [1], by the following expression:

$$\Delta P_c = \Omega \frac{G_1^2 D_c (N_c + 1)}{2 \rho d_h \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}} \quad (33)$$

$$\frac{d_h}{D_1} = \frac{3.46}{\pi} \left(\frac{P}{D_1}\right)^2 - 1 \quad (34)$$

For the friction coefficient, Kern [1] proposes the following relation:

$$\Omega = \frac{1.8}{Re^{0.195}} + \frac{121}{Re^{1.38}} \quad \text{with } Re = \frac{G_1 d_h}{\mu}. \quad (35)$$

The shell pressure drop is obtained by considering an artificial exchange length given by:

$$L = (N_c + l) D_c. \quad (36)$$

The total friction power expenditure is used as another parameter of performance, which is given by [25]:

$$P_T = \frac{m_1 \Delta P_1}{\rho_1} + \frac{m_2 \Delta P_2}{\rho_2} + \frac{m_3 \Delta P_3}{\rho_3}. \quad (37)$$

Due to the decrease of annulus passage with the increase of the inner tube diameter, the water pressure drop increases proportionally. The ratio between this pressure drop and that of the water in the shell-and-tube heat exchanger increases exponentially, see Fig. 6. This phenomenon is inverted for the flow inside the inner tube. The pressure drop of the shell is almost-still and falls

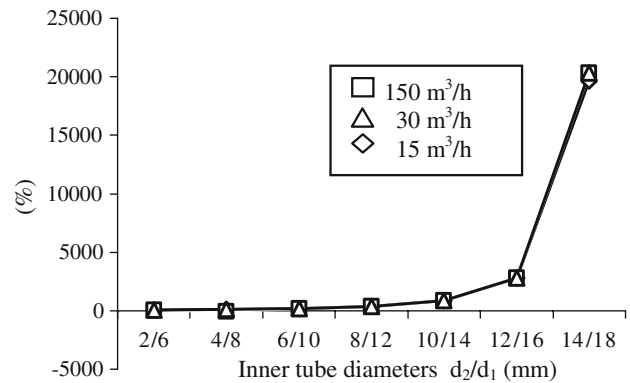


Fig. 6 Relative difference of the pressure drop between the two heat exchangers in the annulus passage (water side)

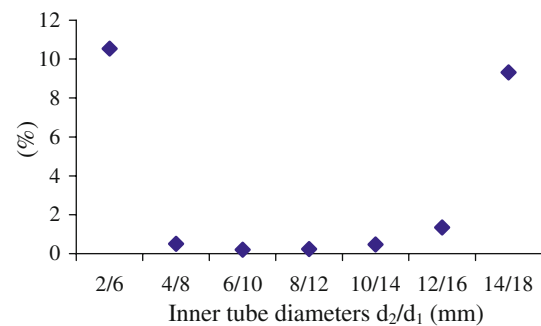


Fig. 7 Ratio of the friction power expenditure and the heat exchanged for $m_1 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$

about 80% with regard to that of shell-and-tube heat exchanger.

The total power expenditure is negligible. The total friction power expenditure increases with the mass flow rate of the primary fluid. The power ratio in the heat stream is minimal for $(d_i/d_c) = 6/10$ mm and do not exceed 0.05% of the heat exchanged by the primary fluid mass flow rate equal to $15 \text{ m}^3/\text{h}$, 0.2% for a mass flow rate equal to $30 \text{ m}^3/\text{h}$ and 6% for $m_1 = 150 \text{ m}^3/\text{h}$, see Fig. 7.

The heat exchanger masses of shell-and-double concentric-tube heat exchangers and shell-and-tube heat exchanger are given, respectively, by the following expressions:

$$M_{sdct} = \frac{\pi}{4} \rho_t \left[(D_c + 2\delta)^2 - D_c^2 + N_t (D_1^2 - D_2^2 + d_1^2 - d_2^2) \right] L_{sdct} \quad (38)$$

$$M_{st} = \frac{\pi}{4} \rho_t \left[(D_c + 2\delta)^2 - D_c^2 + N_t (D_1^2 - D_2^2) \right] L_{st}. \quad (39)$$

The mass of the new heat exchanger falls of 40% with regard to the shell-and-tube heat exchanger for the weak inner tube diameters. These earning decrease with the increase of the inner tube diameter and reached 20 to 30%

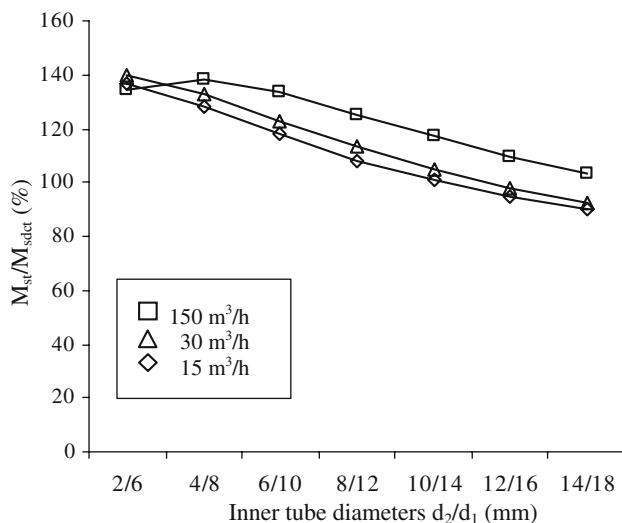


Fig. 8 Mass ratio of the two heat exchangers

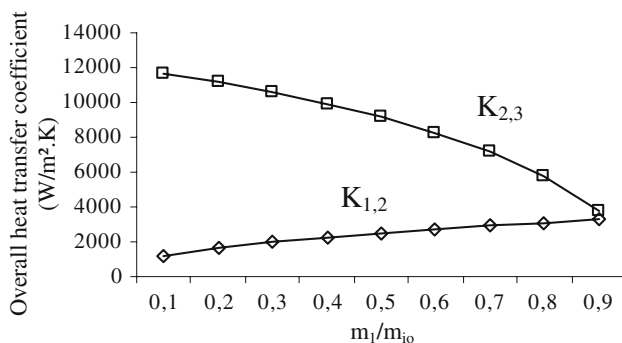


Fig. 9 Overall heat transfer coefficients variation versus the mass flow rate fraction

for the diameter $d_i/d_e = (6/10)$ mm. This phenomenon is inverted for the high diameters, see Fig. 8.

Friction power expenditure in the case of this heat exchanger with regard to the old heat exchanger is minimal for the inner tube diameters (6/10) mm and is 300% higher.

Varying the primary fluid rate passing in the shell, one notices that the optimum is found for $m_1/m_3 = 1$ or $m_1/m_{io} = 0.5$. The overall heat transfer coefficient $K_{1,2}$ increases with this rate because the convective heat transfer coefficient at shell side improves, on the other hand that of the coefficient of inner tube decreases but remains always higher to the shell coefficient, see Fig. 9.

The heat exchanger length is minimal for the fraction 0.5 corresponding to a decrease of the length more than 60% with regard to that of the shell-and-tube heat exchanger see Fig. 10.

As shown in Fig. 11, one sees that the mass of the shell-and-double concentric-tube heat exchanger is lower of 33%

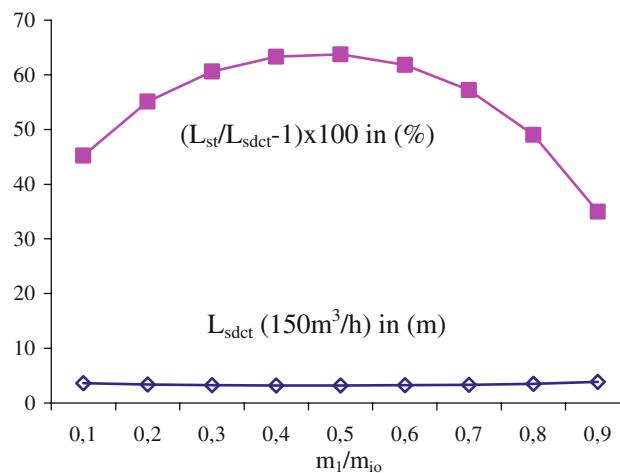


Fig. 10 Length and length ratio of the new to the old heat exchanger

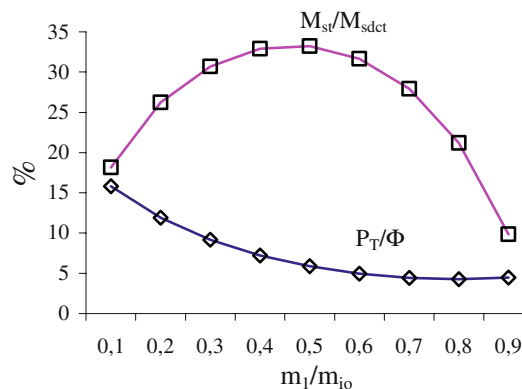


Fig. 11 Ratio of the masses and pumping power to the heat exchanged flux

with regard to the old heat exchanger for the rate of 0.5. The ratio of the friction power expenditure decreases proportionally with the mass flow rate fraction.

We count bringing up an experimental device and doing an experimental comparison for the next paper.

The most important parameters are the heat exchangers length and the relative diameters sizes of the two concentric tubes.

4 Conclusion

The shell-and-double concentric-tube heat exchanger is characterized with the heat transfer between three fluids, with its compactness and can be widened to the cross flow heat exchangers (simple-flow, parallel-flow and counter-flow).

It can also have risen with concentric tubes under shape; helical, in serpentine or in spiral in a shell. This heat

exchanger can be in simple or corrugated tubes, with fins of different forms.

This device can be used in all the domains of applications of the heat exchangers. It can work in simple phase (heater or cooler) or with phase change of fluids, such as condensers and evaporators.

The performance and/or the heat exchanger length are strongly dependent upon the tube radii that form the heat exchanger.

Optimizing a shell-and-double concentric tube heat exchanger lengthwise provides a considerable amount of savings in space and material when compared with a shell-and-tube heat exchanger with the same outer tube diameter of the double concentric-tubes and the shell diameter.

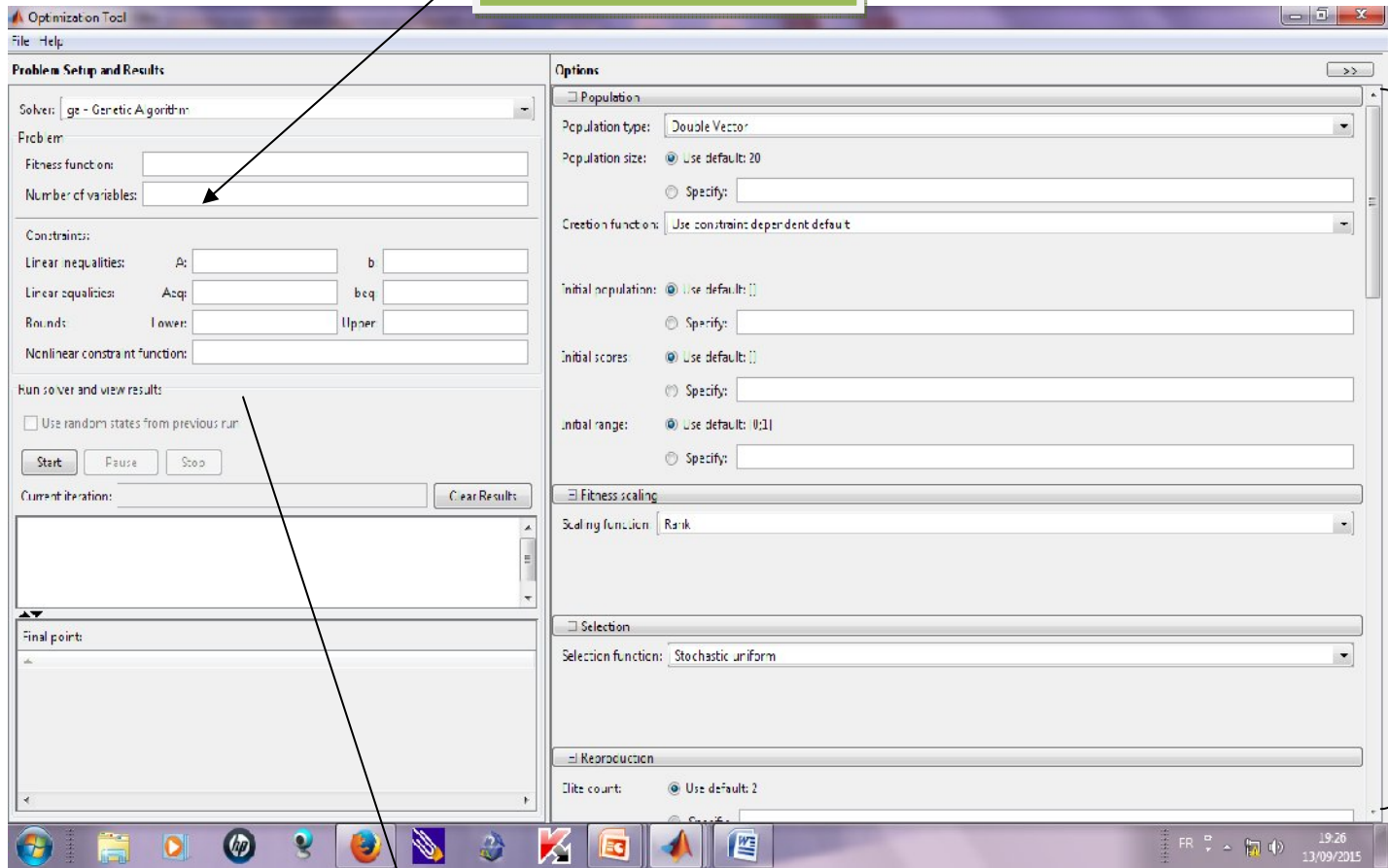
References

- Kern DQ (1984) Process heat transfer. McGraw-Hill, New York
- Pierre B (1983) Dimensionnement des échangeurs de chaleur. *Revue Générale Thermique* 587–615
- Bougriou C (1991) Etude du transfert de chaleur par condensation d'air humide sur des tubes à ailettes. PhD thesis, INSA de Lyon ISAL87
- Gnielinski V (1976) New equations for heat transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int Chem Eng* 16:359–368
- Gnielinski V, Zukauskas A, Skrinska A (1983) Banks of plain and finned tubes, single phase convective heat transfer. In: Heat exchanger design handbook, vol 2, 2.5.3.1–2.5.3.16
- Gnielinski V (1978) Gleichungen zur Berechnung des wärmeübergangs in querdurchstromten einzelnen rohrreihen und rohrbündeln. *Forsch. Ingenieurwes* 44:15–25
- Zukauskas A, Ambrazyavizius AB (1961) Heat transfer of plate in a liquid flow. *Int J Heat Mass Transf* 3:305–309
- Bouvenot A (1981) Transfert de chaleur. Masson, Paris
- Sacadura JF (1980) Initiation aux transferts thermiques. Techniques et Documentation, France
- Frass AP, Ozisik MN (1965) Heat exchangers design. Wiley, New York
- Afgan V, Schlunder EU (1974) Heat exchangers; design and theory. McGraw-Hill, New York
- Bougriou C, Baadache K (2008) Shell-and-double concentric-tube heat exchangers. Patent PCT, DZ2008/000002
- Bougriou C, Bessaïh R, Le Gall R, Solecki JC (2004) Measurement of the temperature distribution on a circular plane fin by infrared thermography technique. *Appl Therm Eng* 24:813–825
- Bougriou C, Bessaïh R (2005) Determination of apparent heat transfer coefficient by condensation in an industrial finned-tube heat exchanger: prediction. *Appl Therm Eng* 25(11–12): 1579–1587
- Bougriou C, Bessaïh R, Bontemps A (2005) Experimental and computational performances of heat exchangers functioning in wet regime by using the film method. *Int Commun Heat Mass Transf* 32:1135–1142
- Bougriou C, Bessaïh R, Bontemps A (2005) Experimental study of performances of industrial heat exchangers functioning in wet regime. *Int J Heat Exch* 6:179–202
- Bougriou C, Bessaïh R (2007) Prediction and measurement of apparent heat transfer coefficient by condensation in finned-tube heat exchangers. *Heat Transf Eng* 28:940–953
- Bougriou C (2002) Etude du récupérateur de chaleur croisé à tubes à ailettes. *Revue des Energies Renouvelables* 5:59–73
- Bougriou C (1999) Etude du récupérateur de chaleur croisé à tubes lisses. *Revue des Energies Renouvelables* 2:109–122
- Bougriou C (1998) Calcul et technologies des échangeurs. Department of Mechanics, University of Batna, Batna
- Baadache K (2005) Etude numérique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent (Co-courant et Contre-courant). Department of Mechanics, University of Batna, Batna
- Sekulic DP, Herman CV (1987) Transient temperature fields in a three fluid heat exchanger. In: Proceedings of the 17th international congress of refrigeration, Vienna, B, pp 833–837
- Únal A (1998) Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchanger—Part I Mathematical modeling. *Int Commun Heat Mass Transf* 25:949–958
- Únal A (2001) Theoretical analysis of triple concentric tube heat exchanger—Part II Case studies. *Int Commun Heat Mass Transf* 28:243–256
- García-Valladares O (2004) Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers. Centro de Investigación en Energía (CIE), Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), Privada Xochicalco S/N, Temixco, 62580 Morelos, Mexico, pp 980–991
- Zuritz C (1990) On the design of triple concentric-tube heat exchangers. *J Food Process Eng* 12:113–130
- Únal A (2003) Effectiveness-NTU relations for triple concentric-tube heat exchangers. *Int Commun Heat Mass Transf* 30:261–272
- Bontemps A, Garrigue A, Goubier C, Huetz J, Marvillet C, Mercier P, Vidil R (1998) Echangeur de chaleur—dimensionnement thermique. *Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique*. B, pp 21–16
- Idelcik IE (1986) Handbook of hydraulic resistance. Eyrolles, Paris

Annexe C

Matlab8 → Start → toolboxes → Genetic algorithm and direct search → Genetic algorithm

Fonction objectif (Cout total)



Les paramètres d'optimisation sont cités dans le tableau IV-3 (chapitre VI)

Valeurs des variables de conceptions

Résumé

Résumé

Cette thèse présente l'utilisation des algorithmes génétiques 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. L'utilisation des méthodes technico-économiques basées sur les méthodes d'optimisation au de dimensionnement des échangeurs de chaleur permet d'avoir un appareil répondant à la spécification technique avec un coût d'investissement et de fonctionnement le plus faible possible. La méthode de la différence de température moyenne logarithmique a été utilisée pour le calcul de la surface d'échange. Ce nouvel échangeur de chaleur est plus rentable et plus économique que l'ancien échangeur de chaleur, la diminution du coût total est d'environ 13,16% ce qui représente 7,250.8 euros du cout total. Les modifications de la conception et l'utilisation de l'algorithme génétique pour le dimensionnement permettent également d'améliorer la compacité de l'échangeur de chaleur, l'étude a montré que ce dernier puisse augmenter la surface d'échange par unité de volume jusqu'à $340 \text{ m}^2 / \text{m}^3$.

Abstract:

This thesis presents the use of Genetic Algorithm in the sizing of the shell and double concentric tube heat exchanger where the objective function is the total cost which is the sum of the capital cost of the device and operating cost. The use of the techno-economic methods based on the optimisation methods of heat exchangers sizing allow to have a device that satisfies the technical specification with the lowest possible levels of operating and investment costs. The logarithmic mean temperature difference method was used for the calculation of the heat exchange area. This new heat exchanger is more profitable and more economic than the old heat exchanger; the total cost decreased of about 13.16 % what represents 7,250.8 euro of the lump sum. The design modifications and the use of the Genetic Algorithm for the sizing also allow to improve the compactness of the heat exchanger, the study showed that the latter can increase the heat transfer surface area per unit volume until $340 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

ملخص:

قدمنا في رسالة الدكتوراه هذه كيفية استعمال الخوارزمية الجينية في تصميم المبدلات الحرارية ذات أنابيب متمحورة وغطاء، الدالة الهدف هي التكلفة الكلية المتمثلة في مجموع تكلفة العمل و تكلفة التصنيع. استعمال الطرق التقنية-اقتصادية التي تعتمد على ايجاد الشكل المثالي في تصميم المبدلات الحرارية يسمح بانجاز مثل هذه الاجهزة بالخصائص التقنية المطلوبة و بتكلفة اقل. اعتمدنا على طريقة الفروق اللوغرتمية في درجة الحرارة لحساب مساحة التبادل الحراري للجهاز. اثبتت النتائج ان هذا الجهاز اقل تكلفة مقارنة بالجهاز القديم، حيث انخفض السعر الاجمالي بحوالي 13.16% ما يعادل 7250.8 يورو، كما تم رفع مساحة التبادل الحراري في المتر المكعب الى 340 م²م³.