

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJE-BOUIRA

Université de Bouira
Akli Mohand Oulhadj



جامعة البويرة
أكلي محمد أولحاج

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées
Département Génie Mécanique

Mémoire de fin d'étude

Présenté par :

RAGUEB Haithem

KHALDI Abdelbasset

En vue de l'obtention du diplôme de **Master 2** en :

Filière : Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème :

**Etude numérique de la performance d'un échangeur thermique à triple pipe
par l'utilisation d'un nanofluide hybride.**

Devant le jury composé de :

Nom et prénom	Grade	UAMOB	Président
M. MERZOUK Meziane	MAA	UAMOB	Encadreur
M. RAGUEB Haroun	MCB	UMBB	Co-Encadreur
Nom et prénom	Grade	UAMOB	Examineur
Nom et prénom	Grade	UAMOB	Examineur

Année Universitaire 2019/2020

Remerciement

Nous remercions en premier lieu (ALLAH) de tout puissant de nous avoir donné la santé et le pouvoir d'accomplir ce modeste travail.

Nous tenons à remercier nos parents pour leur soutien moral et financier.

Nous adressons mes sincères remerciements à tous les enseignants, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions et ont accepté de nous rencontrer et de répondre à nos questions durant nos recherches.

En fin, aux honorables membres du jury qui nous font l'honneur d'examiner notre modeste travail.

Résumé

Dans ce mémoire, une étude numérique sur l'influence de l'utilisation d'un nanofluide hybride à savoir l' Al_2O_3 -Cu-Eau (90:10) dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique est présentée. Le modèle numérique a été développé en se basant sur la méthode des volumes finis et en utilisant le logiciel ANSYS-Fluent. Ce modèle numérique a été vérifié en comparant avec les résultats existant dans la littérature. Les résultats montrent que l'efficacité de l'échangeur est fortement liée à la concentration des nanoparticules au sein du nanofluide hybride ainsi que le passage emprunté par ce dernier. Pour de meilleures performances, il est recommandé de faire circuler le nanofluide hybride dans l'espace annulaire externe.

Mots-clés : Echangeur à triple tube concentrique ; Méthode des volumes finis ; ANSYS-Fluent ; Nanofluide hybride ; Al_2O_3 -Cu-Eau.

Abstract

In this Master's thesis, a numerical study on the influence of the use of a hybrid Nanofluid namely Al_2O_3 -Cu-Water (90:10) in a triple concentric tube heat exchanger is presented. The numerical model was developed based on the finite volume method and using the ANSYS-Fluent software. This numerical model has been verified by comparison with results existing in the literature. The results show that the efficiency of the exchanger is strongly related to the concentration of the nanoparticles in the hybrid nanofluid and the passage taken by the latter. For best performance, it is recommended to circulate the hybrid nanofluid in the external annular space.

Keywords: Concentric triple tube exchanger; Finite volume method; ANSYS-Fluent; Hybrid nanofluid; Al_2O_3 -Cu-Water.

ملخص

في هذه المذكرة، يتم تقديم دراسة رقمية حول تأثير استخدام مائع نانوي هجين مكون من الماء و جسيمات النحاس الالومينا في مبادل حراري ثلاثي الأنابيب متحدة المركز . تم تطوير النموذج الرقمي بالاعتماد على طريقة الحجم المحدودة وباستخدام برنامج المحاكات أنسيس-فلووانت . تم التحقق من هذا النموذج الرقمي بالمقارنة مع النتائج الموجودة في الأدبيات. أظهرت النتائج أن كفاءة المبادل ترتبط ارتباطاً وثيقاً بتركيز الجسيمات النانوية في المائع النانوي الهجين والممر الذي يسلكه هذا الأخير . للحصول على أفضل أداء ، يوصى بتدوير المائع النانوي الهجين في الفضاء الحلقي الخارجي

الكلمات الرئيسية : مبادل حراري ثلاثي الأنابيب متحدة المركز , طريقة الحجم المحدودة , مائع نانوي

هجين , ANSYS-Fluent , Al₂O₃-Cu-Water

Sommaire

Remerciement	i
Résumé.....	ii
Abstract	iii
ملخص	iv
Sommaire	v
Liste des Figures	viii
Liste des Tableaux	xi
Notations et Abréviations	xii
Introduction Générale	1
Chapitre 1 - Présentation du Sujet et Etat de l'Art.....	3
1.1 Introduction.....	3
1.2 Différents types d'échangeurs.....	3
1.2.1 Echangeurs à double tubes concentriques.....	6
1.2.2 Echangeur tubes-calandre	7
1.2.3 Echangeurs à ailettes.....	7
1.2.4 Échangeur de chaleur à plaques	8
1.3 Méthodes d'amélioration des performances des échangeurs.....	9
1.4 Améliorer de l'échangeur à double tubes concentrique.....	9

1.5 Etat de l'art.....	10
1.5.1 Etudes est analyse des performances	11
1.5.2 Amélioration des performances et optimisation du design.....	13
1.5.3 Exemples d'application réelle.....	14
1.6 Epilogue	15
1.7 Conclusion	16
Chapitre 2 - Modélisation Mathématique et Résolution Numérique	17
2.1 Introduction.....	17
2.2 Model physique et configuration géométrique	17
2.3 Hypothèse simplificatrice est modélisation mathématique.....	19
2.4 Bilan énergétique et paramètres importants.....	21
2.5 Propriétés du nanofluide hybride	24
2.6 Résolution numérique	27
2.6.1 Sélection du maillage.....	29
2.6.2 Validation du modèle numérique.....	30
2.7 Conclusion	32
Chapitre 3 - Résultats et Discussions.....	33
3.1 Introduction.....	33
3.2 Echangeur en configuration co-courant	33
3.2.1 Cas ou le nanofluide hybrides s'écoule à travers le tube interne.....	34
3.2.2 Cas du nanofluide hybride en écoulement à travers l'anneau externe.....	38
3.3 Échangeur en configuration contre-courant.....	42
3.3.1 Cas du nanofluide en écoulement à travers le tube interne.....	42
3.3.1 Cas du nanofluide en écoulement à travers le l'anneau externe	44
3.4 Comparaisons globale.....	47

3.5 Conclusion	47
Conclusions et Perspectives	49
Références	51

Liste des Figures

Figure 1 Types de configuration du circuit d'écoulement à travers un échangeur de chaleur.	4
Figure 2 Surface relative de transfert de chaleur requise en fonction du rapport entre l'augmentation (ou la diminution) de la température dans le fluide dont la variation de température est la plus importante et la différence de température entre les fluides à l'entrée (Zohuri, 2017).	5
Figure 3 Echangeur à double tubes coaxiale avec installation multi-passages (Hanshik et al., 2016).	6
Figure 4 Schéma de fonctionnement d'un échangeur de type tubes-calandre (Zuritz, 1990).	7
Figure 5 Exemple d'échangeurs à ailettes (Bontemps et al., 1995).	8
Figure 6 Schéma d'un échangeur à plaques (AlfaLaval, 2020).....	8
Figure 7 Schémas des échangeurs à double et triple tubes	10
Figure 8 Détails géométriques de l'échangeur considéré dans cette étude.....	18
Figure 9 Schémas des circuits d'écoulement.	19
Figure 10 Ratio de la conductivité thermique des nanofluides Al ₂ O ₃ -Eau et Al ₂ O ₃ -Cu-Eau (90:10) sur la conductivité thermique du fluide de base (eau), en fonction de la concentration volumique (Suresh et al., 2011).	25
Figure 11 Schéma représentatif du maillage réel utilisé.	29

Figure 12 Comparaisons des températures moyennes des trois fluides avec la littérature : a), configuration parallèle, b) configuration en contre courant.....	31
Figure 13 Effet du débit ainsi que la concentration volumique des nanoparticules sur la quantité de chaleur échangée et l'efficacité d'échange à travers les deux fluides froid et normale (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).....	34
Figure 14 Variation de la quantité de chaleur échangée, l'efficacité, ainsi le NUT à travers le fluide chaud en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).....	36
Figure 15 Effet de la concentration des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt à l'intérieur du tube central (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).....	36
Figure 16 Effet de l'ajout des nanoparticules et l'augmentation du débit sur la puissance de pompage à travers le tube centrale.....	37
Figure 17 Effets de la concentration et débit volumique sur la quantité de chaleur échangée et l'efficacité d'échange à travers les deux fluides froid et normale (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).....	39
Figure 18 Variation de la quantité de chaleur échangée, l'efficacité, ainsi le NUT à travers le fluide chaud en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).....	40
Figure 19 Effet de la concentration des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt à l'intérieur de l'anneau extérieur et du côté de la paroi du tube intermédiaire (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).....	41
Figure 20 Effet de l'ajout des nanoparticules et l'augmentation du débit sur la puissance de pompage à travers le l'anneau extérieur.	41

Figure 21 Effet du débit ainsi que la concentration volumique des nanoparticules sur la quantité de chaleur échangée et l'efficacité d'échange à travers les deux fluides froid et normale (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).	42
Figure 22 Variation de la quantité de chaleur échangée, l'efficacité, ainsi le NUT à travers le fluide chaud en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules (cas de configuration en contre-courant et nanofluide à l'intérieur du tube central).	43
Figure 23 Effet de la concentration des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt à l'intérieur du tube central (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).	44
Figure 24 Effets de la concentration et débit volumique sur la quantité de chaleur échangée et l'efficacité d'échange à travers les deux fluides froid et normale (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).	45
Figure 25 Variation de la quantité de chaleur échangée, l'efficacité, ainsi le NUT à travers le fluide chaud en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).	46
Figure 26 Effet de la concentration des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt à l'intérieur de l'anneau extérieur et du côté de la paroi du tube intermédiaire (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).	46

Liste des Tableaux

Tableau 1 Caractéristiques géométriques des tubes.	18
Tableau 2 Propriétés physique et thermiques (Suresh et al., 2011, Mehrez and El Cafsi, 2019, Takabi et al., 2016)	26
Tableau 3 Conditions de simulation	30
Tableau 4 Résultats des expériences relatives au teste du maillage	30
Tableau 5 Variation du nombre de Reynolds par rapport au débit et vis-ver-sa en fonction de la concentration volumique des nanofluides à l'intérieur du tube centrale.	37
Tableau 6 Variation du nombre de Reynolds à l'intérieur de l'anneau externe.	38
Tableau 7 Quantité de chaleur échangé en Watt ($V_F = V_C = V_N = 6$ L/min).....	47

Notations et Abréviations

A	Surface (m ²)
c_p	Chaleur massique (J/kg.K)
D	Diametre (m)
e	Epaisseur (m)
E	Energie totale (J)
h	Coefficient d'échange de chaleur (W/m ² .K)
I	Intensité de turbulence (%)
k	Conductivité thermique du fluide (W/m.K)
k_s	Conductivité thermique du solide (W/m.K)
K_{eff}	Conductivité thermique effective en régime turbulent
L	Longueur (m)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
Nu	Nombre de Nusselt
NUT	Nombre d'unités de transfert
P	Pression (Pa)

$P_{pompage}$	Puissance de pompage (W)
Pr	Nombre de Prandtl
ΔP	Perte de charge (Pa)
\dot{Q}	Flux de chaleur (W)
R	Rayon (m)
Re	Nombre de Reynolds
S	Section (m ²)
t	Temps
T	Température (°C)
\mathbf{u}	Vecteur de vitesse
(u,v)	Composante du vecteur de vitesse (m/s)
U	Coefficient d'échange de chaleur global (W/m ² .K)
V	Débit volumique (L/min)
Z	Rapport des capacités calorifiques

Symboles grecques

ε	Efficacité
θ	Température sans dimension
μ	Viscosité dynamique (Pa.s)
ρ	Masse volumique (kg/m ³)
φ	La concentration volumétrique du mélange des nanoparticules (%)
χ	La fraction massique des nanoparticules (%)

Indices

<i>atm</i>	Atmosphérique
<i>C</i>	Chaude
<i>CF</i>	Chaude/Froide
<i>CN</i>	Chaude/Normale
<i>e</i>	Entrée
<i>eff</i>	Effective
<i>ext</i>	Extérieur
<i>f</i>	Fluide
<i>F</i>	Froid
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
<i>moy</i>	Moyenne
<i>nf</i>	Nanofluid
<i>r</i>	Relative
<i>s</i>	Sortie

Abréviation

<i>BWG</i>	Birmingham Wire Gauge
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>CHN</i>	Disposition Cold-Hot-Normal
<i>COP</i>	Coefficient de Performance

<i>EDP</i>	Equations aux Dérivées Partielles
<i>IMTD</i>	Integral-Mean Temperature Difference
<i>MVF</i>	Méthode des Volumes Finis
<i>MWCNT</i>	Multi-Walled-Carbon-Nanotubes
<i>NHC</i>	Disposition Normal-Hot-Cold
<i>NPS</i>	Nominal Pipe Size

Introduction Générale

Les échangeurs de chaleurs sont des équipements utilisés soit pour fournir ou enlever de la chaleur à un fluide par l'intermédiaire d'un autre fluide via une paroi séparatrice. Dans l'industrie, il existe une large gamme de variété des échangeurs utilisés dans différents secteurs tels que le raffinage de pétrole, la production d'électricité, les procédés alimentaire, les processus chimique, l'industrie pharmaceutique et autres. La forme la plus basique d'un échangeur consiste de deux tubes concentriques ou deux fluides circulent séparément, un à l'intérieur du tube central, et l'autre à travers l'espace annulaire. Malgré la simplicité de cet échangeur, il est toujours utilisable et en le retrouve souvent dans l'industrie. A titre d'exemple, dans l'industrie du lait, l'organe principal du pasteurisateur est un échangeur à double tube concentrique.

Afin d'améliorer les performances de l'échangeur à double tube concentrique, la méthode la plus simple est d'ajouter un troisième tube concentrique est faire circuler le fluide principale dans l'espace annulaire. Ceci permet au fluide principal de communiquer de la chaleur non par un fluide mais deux au même temps, avec une surface d'échange supérieure à plus de deux fois celle de l'échangeur à double tube. De ce troisième tube né l'échangeur à triple tube concentrique. Actuellement, on le retrouve dans plusieurs industries, et il est généralement proposé par les constructeurs comme un remplaçant plus performant de l'échangeur à double tube.

Dans les deux dernières décennies, de nouveaux fluides caloporteurs sont apparus. Ces fluides, connus sur le nom de nanofluide, sont nés par insertion des nanoparticules solides (du cuivre par exemple), dont leur diamètre $<100\text{nm}$, dans un fluide classique come l'eau. La particularité de ces nanofluides est que même si on ajoute de faible quantité des nanoparticules (moins de 5%), on observe une augmentation importante de la conductivité thermique effective du mélange, d'où l'importance dans les échangeurs. Plusieurs études ont montré que ces nanofluides peuvent bel et

bien améliorer les échanges thermiques et les performances d'un échangeur. Cependant, pour améliorer plus les propriétés thermiques des nanofluides, généralement constitué d'un fluide de base et un seul type des nanoparticules, des chercheurs ont proposés non pas d'utiliser un mais deux types ou plus des nanoparticules. Ce mélange peut accumuler les avantages des différentes particules existantes dans le mélange que l'on appelle un nanofluide hybride.

Suite à une recherche bibliographique, nous avons constaté un manque flagrant des études concernant les échangeurs à triple tube concentrique. Il est incomparable le nombre des études concernées par l'échangeur à triple tube avec son prédécesseur l'échangeur à double tube, et surtout le cas d'écoulement des nanofluides. On peut recenser que deux études concernant ce dernier sujet, alors que pour le cas des nanofluides hybrides il n'existe aucune étude.

De ces faits, nous avons décidés d'apporter notre contribution en considérant l'étude des performances thermiques d'un échangeur de chaleur à triple tube avec un nanofluide hybride à l'intérieur. L'étude présentée dans ce mémoire est une étude numérique basée sur l'approximation par la méthode des volumes finis. Dans le prochain chapitre, nous présentons un état d'art sur l'avancement des études et les recherches scientifiques concernant l'échangeur à triple tube. Dans le deuxième chapitre, nous exposons l'approche que nous avons adoptée pour la résolution numérique ainsi que la validité de cette approche. Les résultats et discussions sont présentés dans le chapitre numéro trois. En termine ce mémoire par des conclusions et des perspectives.

Chapitre 1 - Présentation du Sujet et Etat de l'Art

1.1 Introduction

Un échangeur de chaleur est un dispositif de transfert de chaleur utilisé pour le transfert d'énergie thermique interne entre deux ou plusieurs fluides disponibles à des températures différentes (Gicquel, 2001). Dans la plupart des échangeurs de chaleur, les fluides sont séparés par une surface de transfert de chaleur, et idéalement ils ne se mélangent pas. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans une grande variété d'applications. Celles-ci inclure les procédés alimentaires, l'électricité, le pétrole, les transports, la climatisation, la réfrigération, la cryogénie, la récupération de chaleur, les carburants alternatifs et d'autres industries.

Les principales fonctions d'un échangeur de chaleur en sont les suivantes (Kakac et al., 2020):

- Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz.
- Récupérateur thermique.
- Réfrigérants.
- Evaporateurs.
- Condenseurs ou humidificateurs partiels

1.2 Différents types d'échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon plusieurs critères comme le chemin de circulation des fluides, le type d'écoulement monophasique ou multiphasique, les pressions interne, le type de construction, a changement de phase ou non, etc. La classification la plus courante est basée sur la configuration du chemin d'écoulement.

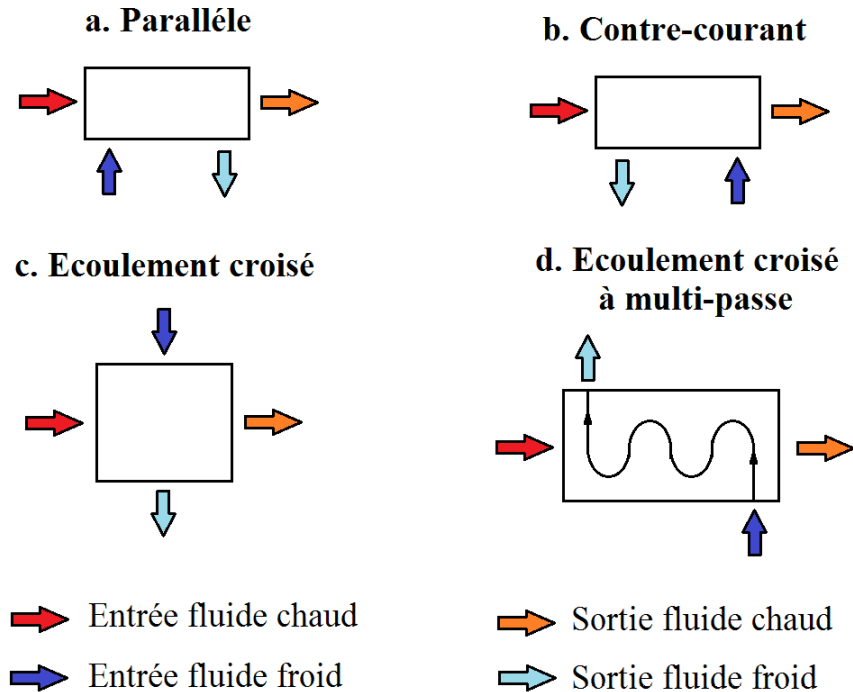


Figure 1 Types de configuration du circuit d'écoulement à travers un échangeur de chaleur.

Les quatre types les plus courants sont illustrés dans la **Figure 1** (Fraas, 1989).

- a.** Dans des unités à écoulement parallèle, les deux écoulements de fluide entrent ensemble par la même extrémité, et s'écoulent dans la même direction, puis sortent ensemble à l'autre extrémité.
- b.** Dans les unités à contre-courant, les deux fluides se déplacent dans des directions opposées.
- c.** Dans les unités à écoulement croisé à simple passage, un fluide se déplace à travers la matrice de transfert de chaleur à angle droit par rapport au trajet d'écoulement de l'autre fluide.
- d.** Dans les unités à courants croisés à passage multiples, un courant de fluide fait la navette dans les deux sens sur le trajet d'écoulement de l'autre fluide, ce qui donne généralement un courant croisé approximatif à un contre-courant.

La différence la plus importante entre ces quatre types de base réside dans les quantités relatives de la surface de transfert de chaleur nécessaire pour transférer la quantité de chaleur souhaitée entre les deux fluides.

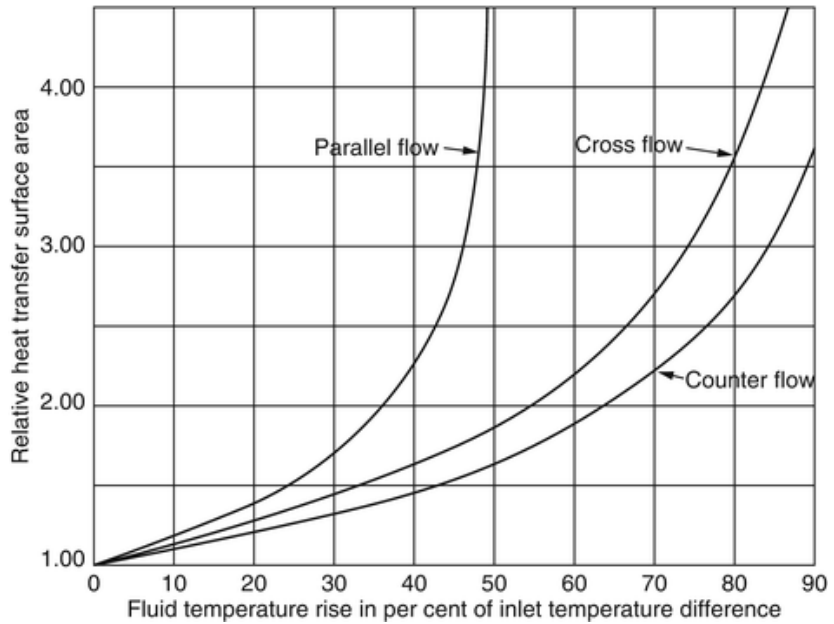


Figure 2 Surface relative de transfert de chaleur requise en fonction du rapport entre l'augmentation (ou la diminution) de la température dans le fluide dont la variation de température est la plus importante et la différence de température entre les fluides à l'entrée (Zohuri, 2017).

La **Figure 2** ci-dessous montre la surface relative requise pour chaque configuration d'écoulement en fonction du rapport entre la variation de température du fluide principale sur la différence de température des fluides à l'entrée (le fluide principale est celui dont la variation de température entre entrée et sortie est la plus élevée). Dans la région où le changement de température du fluide dans l'échangeur de chaleur représente un faible pourcentage de la différence de température entre les deux fluides entrants, toutes les configurations nécessitent à peu près la même surface. L'échangeur de chaleur à flux parallèles est intéressant principalement pour les applications dans cette région. L'échangeur de chaleur à contre-courant nécessite la moindre surface. En outre, c'est le seul type qui peut être utilisé dans la région où la variation de température dans un ou deux flux de fluide se rapproche de la différence de température entre les flux de fluide entrants.

Les échangeurs de chaleur peuvent également être classés en fonction de leurs caractéristiques de construction. Il existe une très importante variété de modèles d'échangeurs, les quatre principales catégories utilisées dans les systèmes énergétiques sont les suivantes (Gicquel, 2001) :

- Echangeurs à double tubes coaxiales.

- Echangeurs à tubes et calandre.
- Echangeurs à ailettes.
- Echangeurs à plaque.

Il existe d'autres modèles qui ne figurent pas dans cette liste, le lecteur peut consulter (Fraas, 1989, Bontemps et al., 1995, Zohuri, 2017).

1.2.1 Echangeurs à double tubes coaxiales

L'échangeur de chaleur à double tube est le type d'échangeur de chaleur industriel le plus simple et le plus élémentaire. Ce style est peu coûteux à concevoir et à construire et les unités sont également peu coûteuses à entretenir. Ces qualités font que ces échangeurs sont très populaires auprès des petites entreprises, ou des entreprises aux ressources limitées. En raison de leur conception de base très simple, ils sont également souvent utilisés pour l'enseignement et l'illustration au début de la phase de conception dans l'industrie des échangeurs de chaleur. Cependant, ils nécessitent un espace important par rapport à leur échelle de fonctionnement et ne sont pas très efficaces. Généralement, ils sont constitués de plusieurs passes comme indiqué dans la **Figure 3** ci-dessous.

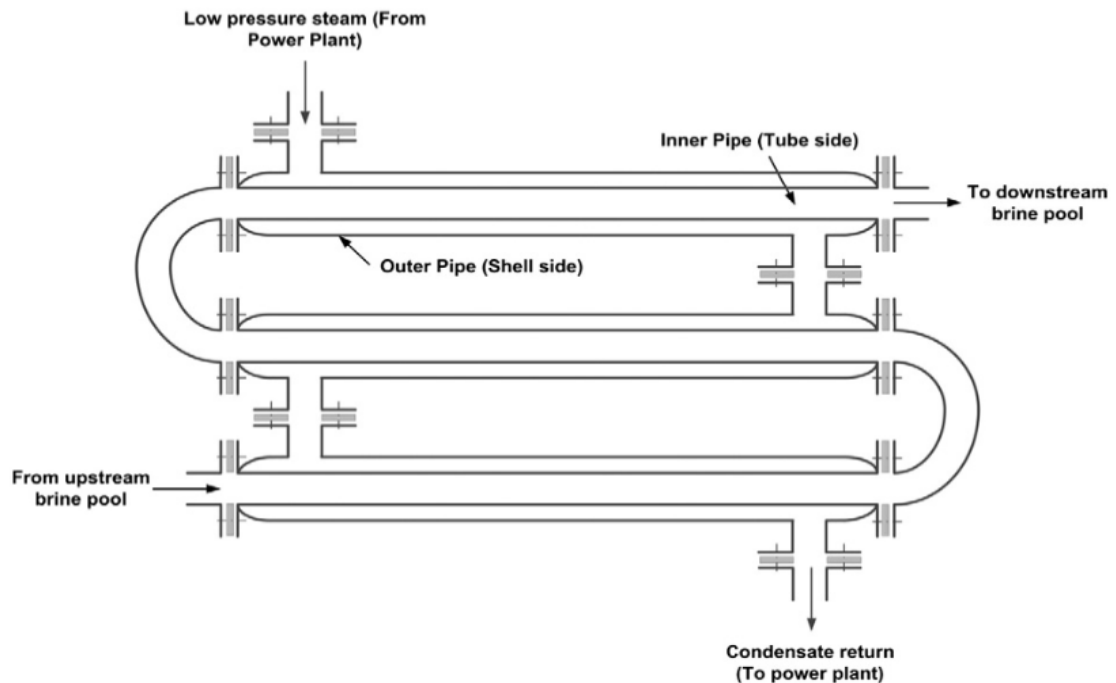


Figure 3 Echangeur à double tubes coaxiale avec installation multi-passages (Hanshik et al., 2016).

1.2.2 Echangeur tubes-calandre

La conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre comporte une enveloppe contenant une série de tubes. Les tubes contiennent le fluide à chauffer ou à refroidir, tandis que le second fluide s'écoule sur ces tubes, absorbant ou fournissant ainsi la chaleur. Ce type d'échangeur de chaleur est couramment utilisé pour les applications à haute pression car la forme et la conception de l'enveloppe sont très robustes. La conception des tubes elle-même est très importante avec ce type d'échangeur de chaleur et des facteurs tels que le diamètre des tubes, l'épaisseur des tubes, la longueur des tubes, le pas des tubes, et la disposition des tubes doivent tous être pris en considération pour maximiser la résistance et l'efficacité en fonction de l'application que l'échangeur de chaleur aura.

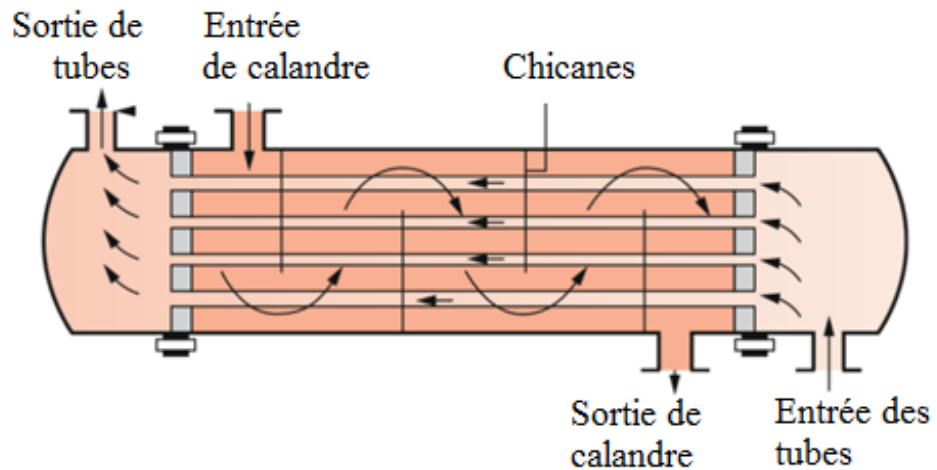


Figure 4 Schéma de fonctionnement d'un échangeur de type tubes-calandre (Zuritz, 1990).

1.2.3 Echangeurs à ailettes

Il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes (voir la **Figure 5**). Généralement ces échangeurs sont utilisés pour des échanges gaz-liquide (i.e. radiateur d'une voiture), gaz-gaz (i.e. climatiseur). Les batteries à ailettes sont constituées d'un faisceau de tubes, réparties en rangs ou nappes, dans lesquels circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange. Le fluide extérieur étant un gaz (air généralement) nécessite un ailettement externe des tubes pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externes et internes (Bontemps et al., 1995).

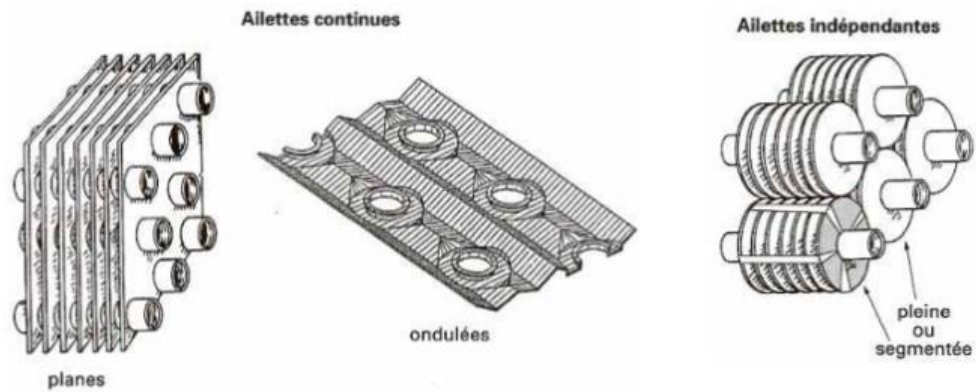


Figure 5 Exemple d'échangeurs à ailettes (Bontemps et al., 1995).

1.2.4 Échangeur de chaleur à plaques

Les échangeurs de chaleur à plaques sont composés d'une série de plaques minces et légèrement séparées. Ils présentent une très grande surface et des passages de fluide pour faciliter le transfert de chaleur. Ce type d'échangeur de chaleur peut être rendu très peu encombrant (compact) et grâce aux progrès de la technologie des joints et du brasage, cette conception devient de plus en plus pratique. Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière, puis utilisés par la suite dans diverses branches de l'industrie (chimie, nucléaire, etc.). La **Figure 6** montre les détails d'un échangeur à plaque typique.

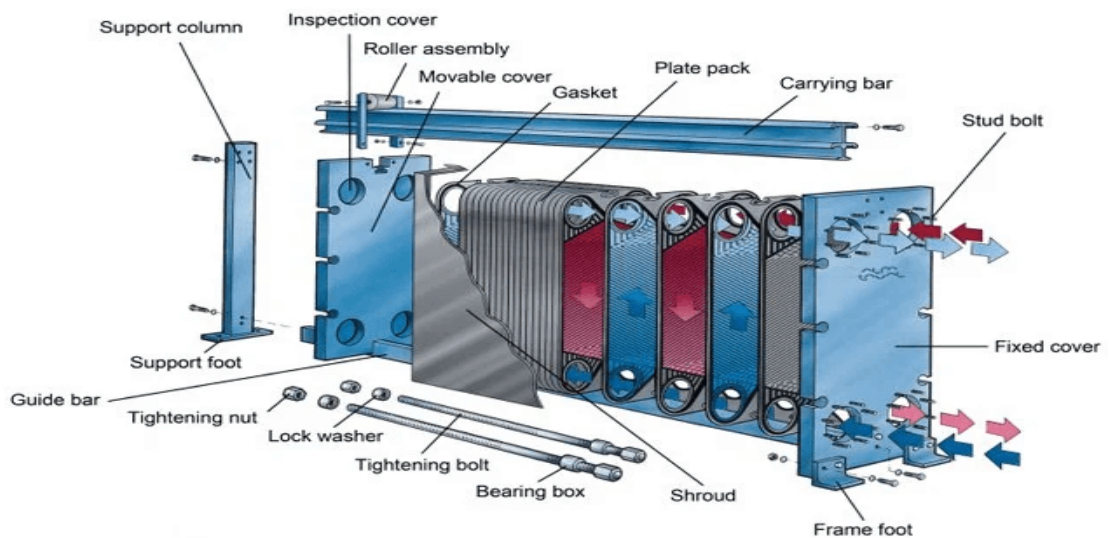


Figure 6 Schéma d'un échangeur à plaques (AlfaLaval, 2020)

1.3 Méthodes d'amélioration des performances des échangeurs

De nos jours, la demande en énergie ayant augmenté de façon exponentielle, les échangeurs de chaleur traditionnels ne peuvent pas répondre à la demande de transfert de chaleur intense en raison de leur faible efficacité. Pour surmonter cette lacune, il existe plusieurs solutions que l'on peut classer en deux grandes catégories majeures. La première catégorie est basée sur l'idée d'améliorer les propriétés thermiques du fluide de travail comme la conductivité thermique. Eastman et al. (2001) ont démontré que l'ajout de particules de la taille du nanomètre au fluide de travail augmente la conductivité thermique effective du mélange obtenu, que l'on a appelé nanofluides. Sur la base de cette idée, plusieurs chercheurs ont examiné les performances hydrodynamiques et thermiques, expérimentalement (Kim et al., 2009, Hwang et al., 2009) et théoriquement (Bianco et al., 2009, Ebrahimi-Bajestan et al., 2011), des écoulements de nanofluides dans des conduites circulaires, où différents types de mélanges ont été utilisés à savoir : TiO_2 -eau (He et al., 2009), Cu-eau (Heris et al., 2009), Al_2O_3 -eau (El Bécaye Maïga et al., 2006), MgO-eau (Hemmat Esfe et al., 2014), nanotubes de carbone-eau (Ding et al., 2006)). Les résultats de ces études ont montré, en général, une amélioration significative du taux de transfert de chaleur.

La deuxième catégorie est basée sur le principe de l'augmentation de la surface de transfert de chaleur. Celle-ci peut être obtenue par différents moyens tels que l'ajout d'ailettes internes (Fabbri, 1999, Abbood and Sunden, 2016), d'ailettes externes (Ouzzane and Galanis, 2001), l'utilisation de tube ondulé (Barba et al., 2002, Promthaisong et al., 2016), ou de tubes non circulaires tels que le conduit carré (Muzychka and Yovanovich, 2004), le conduit triangulaire (S. Chen et al., 2000), le conduit hexagonal (Jarunthammachote, 2010), et autres (Sadasivam et al., 1999, Rokni and Sundén, 1998, Uzun and ÜNsal, 1997, Manglik and Ding, 1997). Il existe d'autres méthodes et techniques qui peuvent être consulté dans (Maradiya et al., 2018).

1.4 Améliorer de l'échangeur à double tube concentrique

Il est important d'améliorer l'efficacité et la compacité des échangeurs de chaleur à double tube dont on se sert dans différents secteurs tels que l'industrie laitière, alimentaire, boissons et pharmaceutique. Une version modifiée de l'échangeur de chaleur à double tube est créée pour

couvrir les insuffisances de l'échangeur de chaleur à double tube et ainsi augmenter la productivité (Gomaa et al., 2016), cette version d'échangeur est appelée échangeur de chaleur à triple tube concentrique. L'échangeur de chaleur à triple tube est créé pour améliorer le taux de transfert de chaleur grâce à un passage d'écoulement additionnel et une surface de transfert de chaleur plus importante par unité de longueur (voir la **Figure 7**) Son avantage est qu'il présente des performances thermique semblable ceux de l'échangeur à plaques parallèles avec la capacité de supporté des hautes pressions et la possibilité de manipuler des liquides avec des solides en suspension (Zuritz, 1990).

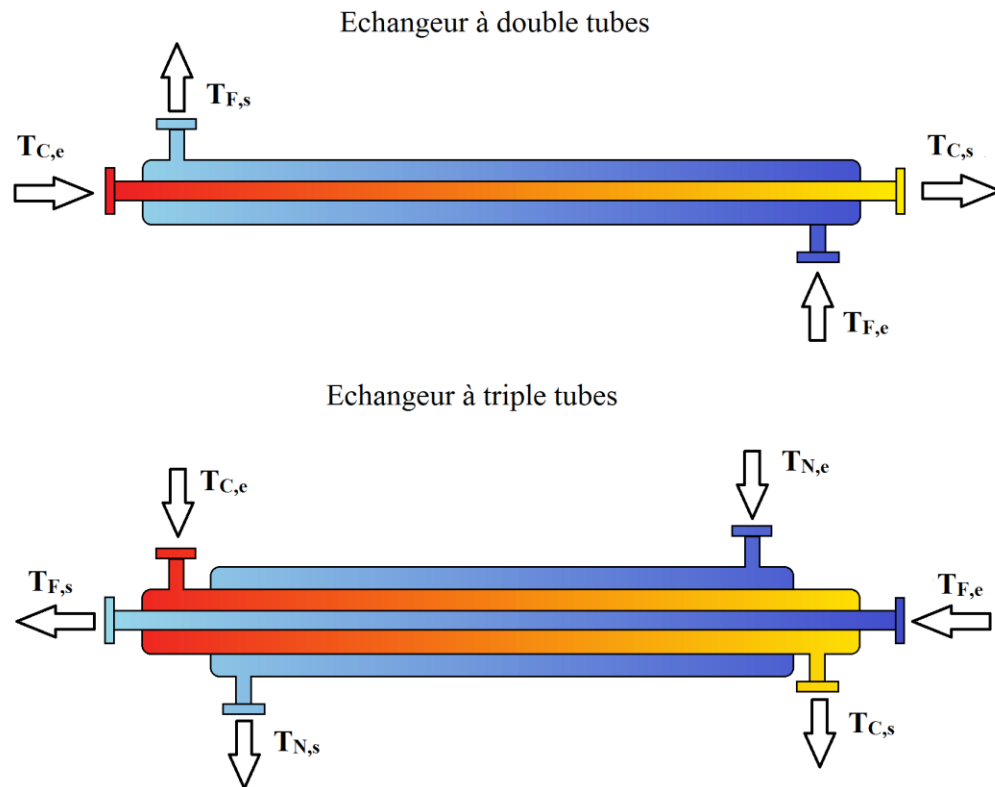


Figure 7 Schémas des échangeurs à double et triple tubes

1.5 Etat de l'art

Dans cette section, nous allons détailler l'état de l'art des études réalisées sur les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique. Dans une première partie, nous exposant les études théoriques et expérimentales qui se concentrant sur l'analyse des performances thermique. Dans la deuxième partie, on s'intéresse sur les études concernant les améliorations proposées pour

l'échangeur à triple tube, tandis que dans la dernière partie, nous présentons quelques études sur des applications industrielles ou des propositions innovantes relatives à l'usage de l'échangeur à triple tube concentriques.

1.5.1 Etudes et analyse des performances

A notre connaissance, l'un des premiers travaux sur l'échangeur à triple tube est celui de Zuritz (1990). Dans son étude, il présente un modèle théorique composé d'un ensemble d'équations analytiques qui permettent des calculs indépendants des températures du fluide moyennes à n'importe quel endroit axial le long de l'échangeur de chaleur, valables pour des configurations à écoulement parallèle et à contre-courant. Le modèle proposé par Zuritz (1990) tient compte des pertes de chaleur dans l'environnement et sont utiles à des fins de conception. Ces résultats montrent que la création d'une zone annulaire dans le tube intérieur augmente l'efficacité globale du transfert de chaleur et réduit la longueur nécessaire de l'échangeur de chaleur de près de 25 %. García-Valladares (2004) a développé un modèle numérique unidimensionnelle en régime permanent et transitoire, du comportement thermique et hydrodynamique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Les équations gouvernantes discrétisées dans les zones de circulation des fluides sont couplées à l'aide d'une méthode implicite pas à pas. Un schéma numérique de différence centrale implicite et un solveur ligne par ligne ont été utilisés dans les parois de l'échangeur. Les résultats ont été validés par comparaisons avec les modèles analytiques.

Dans une série de trois articles, Ünal (1998) a tout d'abord développé un modèle mathématique pour dimensionner un échangeur à triple conduite concentrique en Co- ou contre-courant. Il a proposé des solutions analytiques du système d'équations différentielles gouvernantes. Dans le second papier, Ünal (2001) a établi une étude de cas sur l'application son modèle théorique est l'influence des différents paramètres de design. Dans le troisième article, Ünal (2003) a étudié la relation entre l'efficacité est le nombre d'unités transférées (ε -NTU).

Dans leur article Zhao and Li (2012), ont développés en détail une méthode de différence de température moyenne appelée IMTD (Integral-Mean Temperature Difference) pour un échangeur de chaleur à trois fluides à flux parallèles et à deux surfaces d'échanges. Cette étude comprend la dérivation des formules IMTD, l'illustration des procédures de conception et de simulation du modèle thermique IMTD. L'étude montre que les formules IMTD dérivées et la méthode accélérée

proposée dans le modèle IMTD actuel améliorent considérablement le processus de conception par rapport aux modèles analytiques précédents.

Quadir et al. (2013) ont fabriqué un échangeur de chaleur à triple tube concentrique et ils ont conduit des expériences à l'aide de celui-ci pour étudier le comportement d'échange de chaleur entre trois fluides dans différentes conditions de fonctionnement. Les résultats sont présentés en termes de distribution de la température des trois fluides sur la longueur de l'échangeur de chaleur dans des écoulements contre-courant et parallèles, et aussi bien dans des conditions isolées ou non isolées, et pour différents débits de fluide. Les trois fluides considérés sont l'eau chaude circulant dans l'anneau intérieur, l'eau du robinet normale circulant dans le tuyau intérieur et l'eau froide circulant dans l'anneau extérieur. Cette disposition des écoulements de fluides est appelée disposition N-H-C. Une autre disposition appelée C-H-N est également considérée pour les expériences où les passages d'écoulement de l'eau normale et de l'eau froide sont échangés alors que celui de l'eau chaude reste inchangé. Le transfert de chaleur entre les trois fluides considérés est plus efficace dans la disposition N-H-C de l'échangeur de chaleur que dans la disposition C-H-N. De plus, l'eau normale est plus chauffée dans la configuration N-H-C que dans la configuration C-H-N. Singh et al. (2015) ont mené une étude expérimentale en régime permanent sur l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique en utilisant de l'eau. Les expériences ont été réalisées avec tous les arrangements d'écoulement possibles pour un nombre de Reynolds allant de 2800 à 11000, avec persévérance de l'eau chaude dans l'anneau interne. Des essais expérimentales ont été menées pour mesurer les variations de température des fluides sur la longueur de l'échangeur de chaleur et les variations du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds.

Gomaa et al. (2016) ont présenté une étude à deux volés expérimentales et numériques (CFD) en régime turbulent, sur les performances thermiques de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique ainsi que l'échangeur double tube. Ce dernier est utilisé comme base de comparaison et évaluation des performances. Le modèle numérique CFD est développé en utilisant une méthode de discrétisation en volume fini. Par la suite, il a été validé en utilisant les résultats expérimentaux. Les résultats montrent que l'échangeur de chaleur à triple tube apporte une plus grande efficacité d'échange et plus d'économie d'énergie par rapport à l'échangeur de chaleur à double tube par unité de longueur. Son efficacité est nettement supérieure celle de l'échangeur à double tube dans les

deux configurations, parallèle et contre-courant, et elle est de 51.4% et 53.8% respectivement. Boulouf and Bougriou (2017) ont présenté une analyse numérique en utilisant la méthode des différences finies pour décrire le comportement thermique en régime permanent et transitoire d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique avec configurations parallèle et à contre-courant. Les auteurs ont constatés que les coefficients de transfert de chaleur par convection des trois fluides varient avec le temps en plus de la température, et les performances de l'échangeur de chaleur sont plus faibles en régime transitoire qu'en régime permanent.

Sarairoh (2018) apporte une étude expérimentale des performances thermiques d'un échangeur de chaleur à triple tube. Dans la partie numérique, l'auteur a utilisé la méthode des volumes finis avec considération de la dépendance des propriétés physiques de la température. Une série d'expériences en régime permanent pour différents débits est réalisée. La variation de température de l'eau chaude et de l'eau normale sur la longueur de l'échangeur de chaleur est présentée. De plus, le taux de transfert de chaleur de l'échangeur est obtenu pour différents débits. L'auteur a constaté que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du débit volumique.

Dans une revue de littérature, Mukesh Kumar and Hariprasath (2020) ont recensé la majorité des articles qui concernent l'échangeur à triple tube. Il ressort des articles publiés sur les échangeurs de chaleur à triple tube que la plupart des travaux de recherche ont été réalisés en utilisant l'eau comme moyen de transfert de chaleur. De plus, ils ont constatés que le débit et le taux de transfert de chaleur sont directement proportionnels dans tous les articles et qu'aucun des documents n'utilise un autre fluide de transfert de chaleur que l'eau. Les auteurs ont remarqué que les travaux sur l'échangeur de chaleur à triple tube sont très limités si l'on compare l'échangeur de chaleur à double tube. Une étude plus approfondie peut être réalisée en utilisant un autre fluide de transfert de chaleur parmi les trois fluides.

1.5.2 Amélioration des performances et optimisation du design

Afin d'améliorer les performances thermique de l'échangeur à triple tube, Gomaa et al. (2017) ont proposé d'ajouter des nervures externes au tube central. Différentes dispositions longitudinales ont été analysées expérimentalement et numériquement (volumes finis). Le but d'ajout de ces nervures est d'augmenter la surface d'échange avec le tube central qui transporte le fluide froid. Les auteurs ont révélé que l'insertion de ces nervures dans l'écoulement du fluide

annulaire interne améliore considérablement le transfert de chaleur par convection. Un indice de performance plus élevé est obtenu avec un nombre de nervures plus important et une hauteur plus faible. L'efficacité ainsi que le nombre de Nusselt se sont améliorés de 21.48% et 16.74%, respectivement. Mazaheri et al. (2019) ont repris la géométrie proposée par Gomaa et al. (2017) et ils ont ajouté des nano-palettes du graphène au fluide de base, qui circule à l'intérieur de l'espace intermédiaire. Les résultats ont montré une amélioration du taux de chaleur échangée.

Periyasamy and Visvanathan (2019) ont étudié expérimentalement l'effet des nanofluides composés à base de mélange d'eau et des nanotubes de carbone multicouche (Multi-Walled-Carbon-NanoTubes, MWCNT) sur le taux de transfert de chaleur, la perte de charges et la puissance de pompage d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Lors de l'expérimentation, ils ont noté que l'efficacité et la chute de pression lors d'usage du nanofluide à base d'eau de 0,6 % MWCNT sont supérieures de 27 % et 21 % à celles de l'eau pure. Les auteurs ont souligné que la raison de l'amélioration du taux de transfert de chaleur est due à l'augmentation de la conductivité thermique, le mouvement brownien, à une épaisseur de couche limite plus faible et à une capacité thermique spécifique plus faible des nanofluides.

1.5.3 Exemples d'application réelle

Dans la littérature, on retrouve plusieurs applications pratiques de l'échangeur à triple tube concentrique. Dans l'industrie laitière, l'échangeur à triple tube est un excellent remplaçant de l'échangeur à double tubes utilisé pour la pasteurisation UHT (Ultra-High-Temperature) (Sahoo et al., 2005, Nema and Datta, 2006). Afin de répondre aux exigences de la réglementation thermique (RT-2005 et 2012, Molle and Patry (2015)) concernant l'efficacité énergétique de l'habitation en France, Peigné et al. (2013) ont conçu un système pour chauffer un bâtiment à faible consommation d'énergie en couplant un système de ventilation pour récupération de chaleur à un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques situé sur la cheminée d'un poêle à granulés de bois. Leur travail se concentre sur le transfert de chaleur qui se produit entre les gaz de combustion, l'air de ventilation et l'air de combustion dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique sans isolation sur sa surface extérieure.

Rădulescu et al. (2016) ont évalué expérimentalement l'usage de l'échangeur à triple conduit dans les processus de l'industrie pétrolière, à savoir le refroidissement du pétrole brut. Les

comparaisons avec les performances de l'échangeur à double tube montrent nettement la supériorité de l'échangeur à triple tube. Giovannoni et al. (2017) ont exploré la possibilité d'usage de l'échangeur à triple tube dans les ultra-micro-installation de production d'électricité avec turbine à gaz (Ultra-Micro Gas Turbines, UMGTS), afin de récupérer la chaleur des gaz d'échappement. Les résultats ont montré que l'usage d'une chambre de combustion à triple tube permet un bon niveau de régénération énergétique.

Saravanan and Raman (2020) ont utilisé l'échangeur de chaleur à triple tube pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement. Les résultats ont montré le potentiel de l'échangeur à triple conduits dans la récupération de la chaleur. Cette chaleur peut être utilisée dans le chauffage de l'habitat des navires, par exemple. Tuyen et al. (2020) ont proposé d'insérer un échangeur à triple tube dans les système de réfrigération pour améliorer le coefficient de performance (COP). Le fluide frigorigène (R401A) sortant de condenseur passe dans l'espace annulaire interne (fluide chaud), tandis que le fluide sortant de l'évaporateur passe à la fois dans l'espace annulaire externe et l'espace cylindrique interne (fluide froid) en contre-courant. Cette configuration permet d'augmenter le transfert de chaleur dans l'échangeur d'approximativement 150% par rapport à l'échangeur à double tube.

1.6 Epilogue

L'échangeur de chaleur à triple tube représente une amélioration plus performante que l'échangeur à double tube classique, cependant, en comparant le nombre d'étude existante dans la littérature, il est facile de remarquer l'écart flagrant entre les deux types (Mukesh Kumar and Hariprasath, 2020). Ce qui est constatable que dans la majorité des études l'eau est le principal fluide utilisé, or que dans la pratique il existe une variété des fluides à comportement dynamique et thermique différents. A l'exception de deux études (Mazaheri et al., 2019, Periyasamy and Visvanathan, 2019), l'effet de l'utilisation des nanofluides dans l'échangeur à triple tube n'est pas vraiment bien exploré. De ces faits, dans notre mémoire, nous avons décidé d'apporter notre contribution en analysant les effets d'utilisation des nanofluides hybride, à savoir $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu-eau}$, sur comportement thermique globale de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique.

1.7 Conclusion

Dans ce chapitre, principalement, nous avons présenté un état de l'art sur l'avancement des études concernant les échangeurs à triple tube concentrique. Nous avons peut recenser plus de 20 articles que nous avons classé en trois catégories, des articles théoriques, des propositions d'améliorations et enfin des applications réelles. Malgré l'existence de cet échangeur dans l'industrie depuis au moins deux décennies, si n'est pas plus, quantitativement le nombre des études est peut si on compare avec l'échangeur à double tubes. Pour apporter de nouveau résultats, nous avons pris l'initiative d'étudier les effets de l'utilisation des nanofluides hybrides dans cet échangeur. Ces nanofluides hybrides sont une évolution moderne des nanofluides classiques avec des performances plus importante, et étudier leurs performances est un sujet d'actualité.

Chapitre 2 - Modélisation Mathématique et Résolution Numérique

2.1 Introduction

La méthode des volumes finis (MVF) est une méthode de discrétisation pour l'approximation d'une seule ou d'un système d'équations aux dérivées partielles exprimant la conservation, ou l'équilibre, d'une ou plusieurs quantités. Ces équations aux dérivées partielles (EDP) sont souvent appelées lois de conservation, et elles sont utilisées comme modèles dans un grand nombre de domaines notamment en physique. Elles décrivent les relations entre les dérivées partielles de champs inconnus tels que la température, la pression, la densité, la vitesse, par rapport aux variables du domaine (espace, temps,...) considéré.

Afin d'étudier les performances d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, nous avons opté pour une simulation numérique basée sur la méthode des volumes finis, à l'aide du logiciel Fluent. Dans ce chapitre, nous allons décrire : 1) le modèle mathématique de notre échangeur de chaleur à triple tube concentrique, 2) la méthodologie de résolution adoptée (MVF), et 3) la validité de notre solution numérique proposée.

2.2 Model physique et configuration géométrique

L'échangeur de chaleur étudié dans le cadre de ce mémoire est identique à celui proposé par Gomaa et al. (2016). Cette géométrie est largement utilisée dans la littérature (Gomaa et al., 2017, Zhang et al., 2018, Mazaheri et al., 2019, Saravanan and Raman, 2020). L'échangeur de chaleur à triple tube concentrique est fabriqué à partir de tubes en acier inoxydable de nuance

TP-304L (18Cr-8Ni), dont l'épaisseur est de 2,77 mm et d'une longueur de 2500 mm. Les caractéristiques géométriques des tubes sont indiquées dans le **Tableau 1**. Les trois fluides peuvent circuler dans le même sens (flux parallèle) ou dans le sens opposé (contre-courant). Ces trois fluides sont séparés par des parois métalliques à travers lesquelles les échanges de chaleur ont lieu par conduction thermique. Le transfert de chaleur entre les fluides et les parois est réalisé par convection. La paroi extérieure est isolée pour séparer l'échangeur de l'environnement extérieur, comme le montre la **Figure 8**.

Tableau 1 Caractéristiques géométriques des tubes.

Tube	NPS ^a	BWG ^b	D _{ext} (mm)	Epaisseur (mm)
Tube interne	3/4 pouce	12	19.05	2.77
Tube intermédiaire	2 pouces	12	50.80	2.77
Tube externe	3 pouces	12	76.20	2.77

a : Nominal Pipe Size ; b : Birmingham Wire Gauge

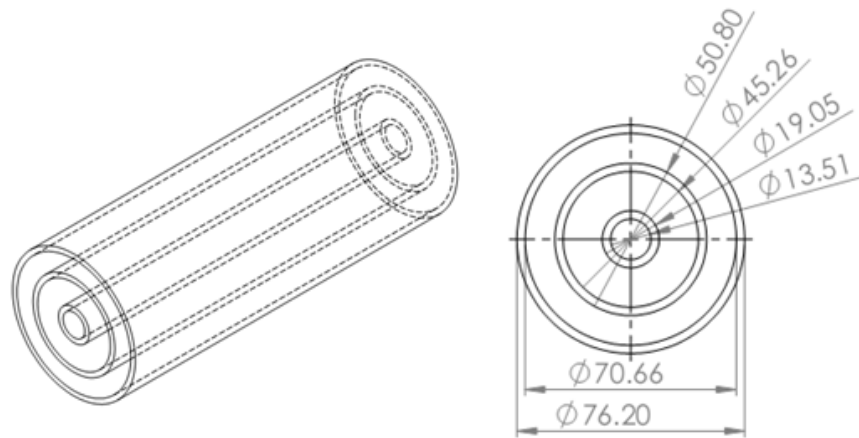


Figure 8 Détails géométriques de l'échangeur considéré dans cette étude.

Trois fluides à température différente sont utilisés pour faire fonctionner l'échangeur. On a de l'eau froide à 10°C qui circule dans le tube intérieur, de l'eau chaude à 70°C dans l'anneau intérieur et de l'eau du robinet (normale) à 18°C dans l'anneau extérieur. L'échangeur dispose de quatre configurations possibles des circuits de circulation des fluides comme indique dans la **Figure 9**, à savoir : le contre-courant (position-A), le courant parallèle (position-B), le contre-courant avec courant parallèle (position-C) et le courant parallèle avec le contre-courant (position-D). Dans notre étude, nous avons considéré que les positions A et B car elles représentent l'état d'échange de chaleur maximum est minimum, respectivement.

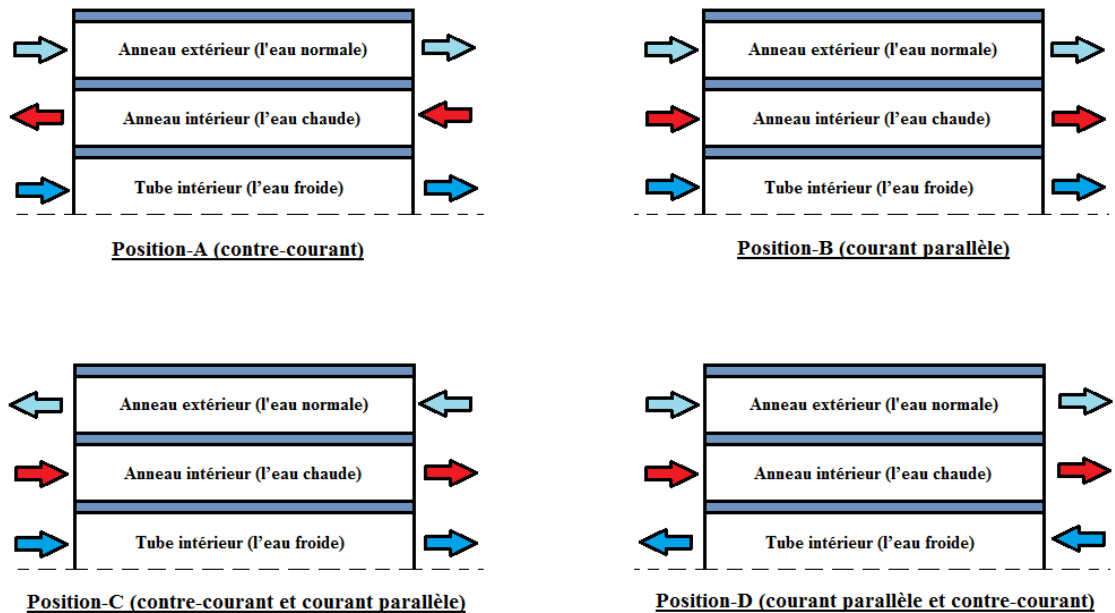


Figure 9 Schémas des circuits d'écoulement.

2.3 Hypothèse simplificatrice est modélisation mathématique

Afin de simplifier la résolution numérique tout en conservant une certaine accordance avec la réalité, nous considérons les hypothèses suivantes :

- 1) Les propriétés physiques et thermiques sont constantes et indépendantes de la température.
- 2) Les trois fluides sont newtoniens à phase unique et non-compressible.
- 3) Les fluides entrent dans l'échangeur avec un profil de vitesse uniforme et une température constante.
- 4) Le régime d'écoulement est supposé être turbulent lisse ($2000 \leq Re \leq 100000$) dans le tube central ainsi que l'anneau intermédiaire, et laminaire dans l'anneau extérieur ($Re < 2000$).
- 5) Le fluide ne glisse pas sur la paroi.
- 6) La conduction axiale est négligée ($Pe > 100$).
- 7) L'effet de gravité est négligé ce qui nous permet de résoudre le système en 2 dimensions avec un axe de symétrie.
- 8) Les régimes dynamique et thermique sont considérés stationnaire (permanent, $\partial/\partial t = 0$)

Les équations gouvernantes qui décrivent les caractéristiques du thermo-fluide pour l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique sont un ensemble d'équations différentielles partielles non linéaires (EDP). Le débit d'eau est régi par les équations de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. En général, les équations gouvernantes peuvent être écrites comme suit (Gomaa et al., 2016, Giovannoni et al., 2017, ANSYS-Fluent, 2011):

- Equation de continuité (conservation de la masse) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

- Equation de mouvement (conservation de la quantité de mouvement) :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u^2})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial y} \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho v'^2})}{\partial y} \right] \quad (3)$$

- Equation de la chaleur (conservation de l'énergie) :

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E \mathbf{u}) = \text{div}(k_{eff} \text{grad } T) + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u'E'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho v'E'})}{\partial y} \right] \quad (4)$$

- Au niveau des parois, l'équation de la chaleur dans le domaine solide est utilisée :

$$\nabla \cdot (\vec{\mathbf{u}}_s \rho_s h_s) = \nabla \cdot (k_s \nabla T) \quad (5)$$

La résolution du système d'équations aux dérivées partielles, Eqs. (1-5), nécessite la définition des conditions aux limites, on a :

- Les conditions d'entrée :

$$\begin{cases} \|\vec{\mathbf{u}}\|_e = cst \\ T_e = cst \end{cases} \quad (6)$$

- Les conditions de sortie :

$$P_s = cst = P_{atm} \quad (7)$$

- La condition de symétrie :

$$\left. \frac{\partial(\cdot)}{\partial x} \right|_{y=0} = 0 \quad (8)$$

- La condition à l'interface fluide-solide pour le transfert de chaleur :

$$-k_f \left. \frac{\partial(T)}{\partial y} \right|_{y=R} = k_s \left. \frac{\partial(T)}{\partial y} \right|_{y=R} \quad (9)$$

- La condition de non glissement au niveau des parois :

$$\|\vec{u}\|_{y=Ri} = \vec{0} \quad (10)$$

- La condition de paroi externe isolée :

$$k_s \left. \frac{\partial(T)}{\partial y} \right|_{y=Rext} = 0 \quad (11)$$

La méthodologie de résolution adoptée pour le système d'EDPs, Eqs. (1-5), avec ces conditions aux limites, Eqs. (6-11), à savoir la méthode des volumes finis (Patankar, 1980), implémenté dans le logiciel ANSYS-Fluent (ANSYS-Fluent, 2011), sera présenté dans la Section 2.6.

Dans le cas d'écoulement en régime laminaire, les équations gouvernante dans ce régime peuvent être retrouvé en posant les termes en croché dans les Eqs. (1,2 et3) égale à zéro. Dans ce cas, le vecteur vitesse \mathbf{u} est composé uniquement des vitesses scalaires (u , v) selon les directions, sans considération des vitesses de fluctuation (u' , v') obtenus par l'approximation de Reynolds $u_i = \bar{u}_i + u_i'$.

2.4 Bilan énergétique et paramètres importants

Les quantités de chaleur échangées à travers l'échangeur à triple tubes sont définies comme suivant :

La chaleur transférée du fluide chaud à travers l'anneau interne est calculée comme suit :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_C c_{pC} (T_{C,e} - T_{C,s}) = C_C (T_{C,e} - T_{C,s}) \quad (12)$$

Alors que la chaleur transférée du fluide froid dans le tube intérieur est donnée par :

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_F c_{pF} (T_{F,s} - T_{F,e}) = C_F (T_{F,s} - T_{F,e}) \quad (13)$$

Tandis que chaleur transférée dans le fluide à température normale à travers l'anneau extérieur est calculée comme suit :

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_N c_{pN} (T_{N,s} - T_{N,e}) = C_N (T_{N,s} - T_{N,e}) \quad (14)$$

avec $C = \dot{m} c_p$. Le bilan d'échange thermique entre les trois fluides pour l'échangeur à triple tube concentrique s'écrit comme suit :

$$\dot{Q}_C = (\dot{Q}_N + \dot{Q}_F) \quad (15)$$

Selon (Ünal, 1998, 2001, 2003), l'efficacité de l'échangeur à triple tube concentrique se calcule de la manière suivante :

- L'efficacité de l'échange de l'eau froide

$$\varepsilon_F = \frac{\dot{Q}_F}{(\dot{Q}_F)_{max}} = \frac{C_F(T_{F,s} - T_{F,e})}{C_F(T_{C,e} - T_{F,e})} = \frac{(T_{F,s} - T_{F,e})}{(T_{C,e} - T_{F,e})} \quad (16)$$

- L'efficacité de l'échange de l'eau normale

$$\varepsilon_N = \frac{\dot{Q}_N}{(\dot{Q}_N)_{max}} = \frac{C_N(T_{N,s} - T_{N,e})}{C_N(T_{C,e} - T_{F,e})} = \frac{(T_{N,s} - T_{N,e})}{(T_{C,e} - T_{F,e})} \quad (17)$$

- L'efficacité de l'échange de l'eau chaude

$$\varepsilon_C = \frac{\dot{Q}_C}{(\dot{Q}_C)_{max}} = \frac{\dot{Q}_N + \dot{Q}_F}{(\dot{Q}_C)_{max}} = \frac{C_c(T_{C,e} - T_{C,s})}{C_{min}(T_{C,e} - T_{F,e})} \quad (18)$$

avec

$$C_{min} = \begin{cases} C_C, & \text{si } C_C \leq (C_N + C_F) \\ (C_N + C_F), & \text{si } C_C > (C_N + C_F) \end{cases} \quad (19)$$

En introduisant l'Eq. (19) dans l'Eq. (18), on obtient :

$$\varepsilon_c = \begin{cases} C_{rF}\varepsilon_F + C_{rN}\varepsilon_N, & \text{si } C_C \leq (C_N + C_F) \\ \frac{C_{rF}\varepsilon_F + C_{rN}\varepsilon_N}{C_{rF} + C_{rN}}, & \text{si } C_C > (C_N + C_F) \end{cases} \quad (20)$$

Avec $C_{rF} = C_F/C_C$ et $C_{rN} = C_N/C_C$. Il est important de noter que l'efficacité ε_c représente l'efficacité globale de l'échangeur à triple conduites.

Le nombre d'unités de transfert NUT, comme l'efficacité, est calculé pour les trois écoulements de la manière suivante :

- Le NUT du fluide froid :

$$NUT_F = \frac{U_F A_F}{C_F} \quad (21)$$

- Le NUT du fluide normal :

$$NUT_N = \frac{U_N A_N}{C_N} \quad (22)$$

- Le NUT du fluide chaud :

$$NUT_C = C_{rF} NUT_F + C_{rN} NUT_N \quad (23)$$

Le NUT_F et le NUT_N peuvent être calculé en utilisant l'efficacité ainsi que la configuration de l'écoulement par rapport au fluide chaud. Dans une configuration contre-courant on a :

$$NUT = \frac{1}{Z-1} \ln \left(\frac{\varepsilon-1}{Z\varepsilon-1} \right) \quad (24)$$

Tandis que pour une configuration en courant parallèle, on a :

$$NUT = - \frac{\ln(1-\varepsilon(1+Z))}{Z+1} \quad (25)$$

Ici le Z se calcule de deux manières. Dans le cas de l'échange entre le fluide chaud et le fluide froid

$$Z_{CF} = \frac{\min(C_F, C_C)}{\max(C_F, C_C)} \quad (26)$$

Pour le cas de l'échange entre le fluide chaud et le fluide normal

$$Z_{CN} = \frac{\min(C_N, C_C)}{\max(C_N, C_C)} \quad (27)$$

Le NUT_C représente le nombre d'unités de transfert global de l'échangeur à triple conduites concentriques.

La puissance de pompage nécessaire pour le fonctionnement de l'échangeur est définie comme suit :

$$P_{pompage} = \frac{\dot{m}_N \Delta P_N}{\rho_N} + \frac{\dot{m}_C \Delta P_C}{\rho_C} + \frac{\dot{m}_F \Delta P_F}{\rho_F} \quad (28)$$

Le nombre Nusselt est déterminé comme suit :

$$Nu = \frac{h D_{hy}}{k} \quad (29)$$

où D_{hy} est le diamètre hydraulique.

Pour calculer les températures moyennes de sorties ou à une section axiale donnée, nous utilisons cette formule :

$$T_{moy} = \frac{1}{S u_{moy}} \int_S u(x, y) T(x, y) ds \quad (30)$$

2.5 Propriétés du nanofluide hybride

Nanofluide (suspension fluide de nanoparticules) est le terme inventé par Choi and Eastman (1995) pour décrire des suspensions colloïdales stables de particules solides de taille nanométrique (1-100 nm) dans des fluides de base communs tels que l'eau et l'éthylène glycol. Les nanofluides sont préparés en dispersant des nanoparticules dans des fluides de transfert de chaleur conventionnels. Ils sont proposés comme la prochaine génération de fluides de transfert de chaleur car ils offrent de nouvelles possibilités intéressantes pour améliorer les performances de transfert de chaleur par rapport aux fluides conventionnels. Les nanofluides ont donc suscité un grand intérêt en raison de leurs avantages potentiels pour de nombreuses applications telles que la microélectronique, l'approvisionnement en énergie, les transports et la climatisation (Suresh et al., 2011).

Pour améliorer encore les caractéristiques des nanofluides, qui pourraient posséder un certain nombre de caractéristiques favorables, les chercheurs ont mis au point une nouvelle génération de fluide de transfert de chaleur appelée nanofluide hybride (Ranga Babu et al., 2017). Les nanofluides hybrides sont préparés soit en dispersant des nanoparticules différentes comme

constituants individuels, soit en dispersant des particules nanocomposites dans le fluide de base. Les nanofluides hybrides peuvent posséder des meilleures propriétés thermiques et rhéologiques. Suresh et al. (2011) ont démontré dans une étude expérimentale que l'ajout des nanoparticules du cuivre en faible quantité (90 : 10), à un nanofluide composé essentiellement d'alumina et l'eau (Al_2O_3 -eau) améliore la conductivité thermique du mélange comme en peut le voir dans la **Figure 10**.

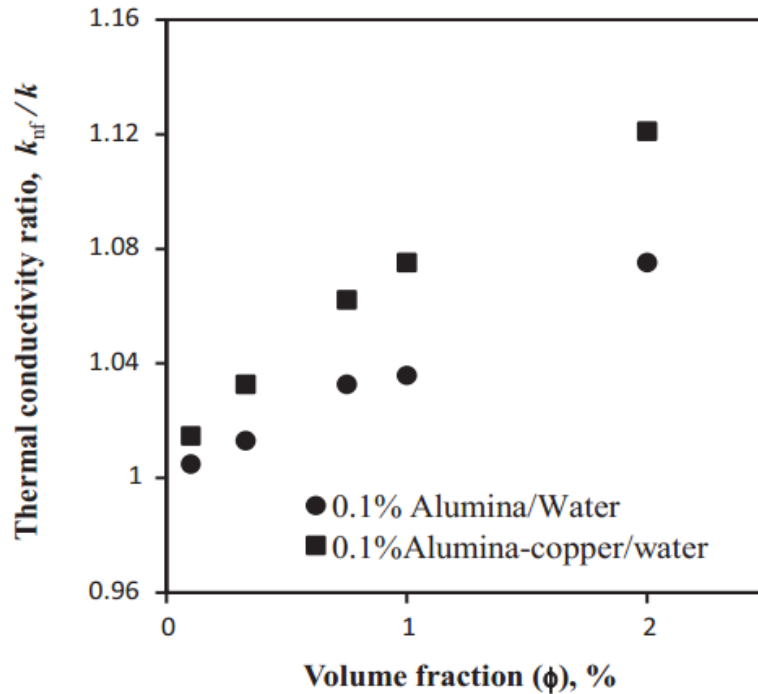


Figure 10 Ratio de la conductivité thermique des nanofluides Al_2O_3 -Eau et Al_2O_3 -Cu-Eau (90:10) sur la conductivité thermique du fluide de base (eau), en fonction de la concentration volumique (Suresh et al., 2011).

Dans notre mémoire, nous avons adopté l'utilisation du nanofluide hybride composé de l'eau comme fluide de base est un mélange de nanoparticules à 90% d'oxyde d'aluminium (alumina Al_2O_3), et 10% du cuivre pur (Cu). La conductivité thermique ainsi que la viscosité du mélange ne suivent pas les corrélations existantes dans la littérature, de ce fait on a utilisé les mesures expérimentales dans nos simulations (Suresh et al., 2011, Takabi et al., 2016). Cependant, pour notre étude numérique, nous avons considéré que le nanofluide hybride se comporte comme un fluide homogène à phase unique avec les propriétés thermiques du mélange. Cette hypothèse a été validée expérimentalement par (Buschmann et al., 2018).

En se basant sur la loi des mélanges, la masse volumique et la capacité volumétrique du nanofluide hybride sont calculés comme suivant (Mehrez and El Cafsi, 2019):

$$\rho_{nf} = \varphi_{Cu}\rho_{Cu} + \varphi_{Al_2O_3}\rho_{Al_2O_3} + (1 - \varphi)\rho_f \quad (31)$$

$$(\rho c_p)_{nf} = \varphi_{Cu}(\rho c_p)_{Cu} + \varphi_{Al_2O_3}(\rho c_p)_{Al_2O_3} + (1 - \varphi)(\rho c_p)_f \quad (32)$$

Avec φ qui représente la concentration volumétrique du mélange des nanoparticules, elle est la somme des deux concentrations du cuivre et d'alumina :

$$\varphi = \varphi_{Al_2O_3} + \varphi_{Cu} \quad (33)$$

Dans les équations ci-dessus (Eqs. 31-33), la fraction volumique de chaque type de nanoparticules est calculée en tenant compte de leurs pourcentages massiques dans le mélange initialement préparé. Les fractions volumiques du cuivre et de l'alumine peuvent être calculées à l'aide des expressions suivantes, respectivement :

$$\varphi_{Cu} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\chi_{Cu}} - 1\right) \frac{\rho_{Cu}}{\rho_{Al_2O_3}}} \varphi \quad (34)$$

$$\varphi_{Al_2O_3} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\chi_{Al_2O_3}} - 1\right) \frac{\rho_{Al_2O_3}}{\rho_{Cu}}} \varphi \quad (35)$$

Dans les Eqs. (34 et 35), χ_{Cu} et $\chi_{Al_2O_3}$ représentent la fraction massique du cuivre et de l'alumina dans le mélange nanopoudre. Dans notre cas elles sont égales à 0.1 et 0.9 respectivement. Les propriétés thermiques et physiques du nanofluide sont indiquées dans le **Tableau 2**.

Tableau 2 Propriétés physique et thermiques (Suresh et al., 2011, Mehrez and El Cafsi, 2019, Takabi et al., 2016)

	ρ (kg/m ³)	c_p (J/Kg K)	k (W/mK)	μ (Pa.s)
Al ₂ O ₃	3970	765	40	--
Cu	8933	385	400	--
Eau ($\varphi = 0\%$)	997.10	4179	0.613*	0.001003*
Eau+ Al ₂ O ₃ +Cu ($\varphi = 1\%$)	1028.98	4039**	0.657*	0.001602*
Eau+ Al ₂ O ₃ +Cu ($\varphi = 2\%$)	1060.86	3907**	0.685*	0.001935*

* : mesuré expérimentalement par (Suresh et al., 2011) ; ** : estimé a partir de l'Eq. (32)

2.6 Résolution numérique

La résolution numérique de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique est réalisée à l'aide du programme ANSYS-Fluent 14.5 (ANSYS-Fluent, 2011). Ce programme utilise une méthode de discrétisation en volume finis, et plus particulièrement l'algorithme SIMPLE (Patankar, 1980). Ce dernier est appliqué pour la couple vitesse-pressure avec un solveur ségrégué (séparé) (Giovannoni et al., 2017). Les équations de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues par le schéma du deuxième ordre UPWIND.

Le comportement thermo-fluide dans l'échangeur de chaleur est traité à l'aide du modèle de turbulence k - ε /RNG (ReNormalization Group). Selon plusieurs études (Gomaa et al., 2017, Giovannoni et al., 2017, Zhang et al., 2015, Oleiwi and Al-Turaihi, 2019), le modèle k - ε /RNG est plus précis et plus fiable pour une classe de débit plus large que le modèle k - ε standard. Les équations de transport du modèle k - ε /RNG sont données comme suit ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}[\rho k u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (36)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}[\rho \varepsilon u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_k \quad (37)$$

avec

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (38)$$

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \xi^3 (1 - \xi / \xi_0) \varepsilon^2}{1 + \psi \xi^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (39)$$

$$G_b = \mathbf{g}_i \frac{\mu_t}{\rho P_{\Gamma t}} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (40)$$

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (41)$$

$$S_k = \xi \varepsilon \quad (42)$$

Les constantes du modèle $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, α_k , α_ε , ξ_0 et ψ dans les équations (36) et (37) sont :

$C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$, $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1.393$, $\xi = 4.34$ et $\psi = 0.012$. Ces valeurs sont les valeurs par

défaut utilisées dans Fluent. Le terme G_k représente la production d'énergie cinétique de la turbulence due au gradient de la vitesse moyenne et G_b représente la génération d'énergie cinétique de turbulence due à la poussée. Les quantités α_k et α_ε sont l'inverse des nombres de Prandtl pour k et ε respectivement (ANSYS-Fluent, 2011).

La procédure numérique transforme l'ensemble des équations différentielles partielles en une forme algébrique discrète et les résout afin d'obtenir un ensemble de valeurs de champ d'écoulement à des points discrets dans le temps et l'espace. Le domaine de calcul est discrétisé en un ensemble des volumes de contrôle, qui sont disposés en une grille. Les équations gouvernantes peuvent être exprimées sous la forme générale d'une variable générale, φ comme suivante (Gomaa et al., 2016):

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\varphi u) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \varphi) + S_\varphi \quad (43)$$

Où $\partial(\rho\varphi)/\partial t$ est le taux de variation de la variable φ , $\text{div}(\rho\varphi u)$ est le terme convectif, $\text{div}(\Gamma \text{grad } \varphi)$ est le terme diffusif et S_φ est le terme source (dans notre cas $S_\varphi = 0$). Cette équation générale peut décrire la continuité, le moment et l'énergie de l'écoulement en fixant la variable générale $\varphi = \{1, (u, v), T\}$, respectivement. La discrétisation des équations directrices peut être illustrée en considérant l'intégration sur un volume de contrôle de l'équation générale précédente :

$$\int_{cv} \frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \int_{cv} \text{div}(\rho\varphi u) = \int_{cv} \text{div}(\Gamma \text{grad } \varphi) + S_\varphi \quad (44)$$

L'équation (9) est appliquée à chaque cellule dans le domaine qui donne l'équation algébrique sur une cellule donnée : pourcentage

$$\sum_f^{N_{faces}} u_f \varphi_f A_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\varphi (\text{div } \varphi)_n A_f + S_\varphi V \quad (45)$$

Sur Fluent et en régime turbulent, il est important de définir l'intensité de la turbulence aux entrées et sorties de l'échangeur. Celle-ci elle est exprimé en pourcentage est calculer en utilisant la formule proposé par Russo and Basse (2016):

$$I_{turbulence} = 100 \times (0.14 \times Re^{-0.079}) \quad (46)$$

avec Re et le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \bar{u} D_{hy}}{\mu} \quad (47)$$

2.6.1 Sélection du maillage

Des simulations préliminaires ont été réalisées avec différentes densités de grille afin d'obtenir une solution indépendante du maillage. Le critère de convergence pour tous les essais est spécifié comme étant inférieur à 10^{-6} . Dans nos simulations, nous avons considéré le cas d'un échangeur en écoulement parallèle (voir la **Figure 9**), avec de l'eau dans les trois tubes. Les températures et les vitesses d'entrées des différents fluides sont données dans le **Tableau 3**. Les propriétés physiques de l'eau se trouvent dans le **Tableau 2**. Comme base de comparaison, nous avons considéré la température de sortie des trois fluides sous forme adimensionnelle θ , tel que :

$$\theta = \frac{T - T_{F,e}}{T_{C,e} - T_{F,e}} \quad (48)$$

La **Figure 11** présente le maillage utilisé dans son état grossier. Il est important de noter que suivant la direction axiale, une discrétisation uniforme est utilisée dans les différents corps de l'échangeur (partie fluide et solide). Par contre dans la direction radiale, le maillage des zones fluides est serré au près des parois solides, et ceci dans le but d'améliorer la certitude des résultats de simulation et surtout la quantification des échanges thermiques à travers les parois.

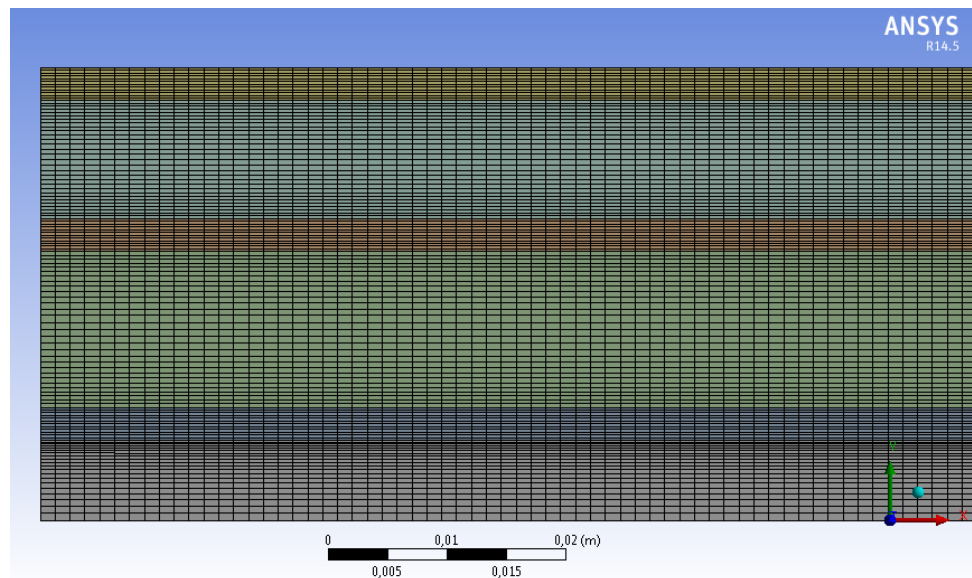


Figure 11 Schéma représentatif du maillage réel utilisé.

Tableau 3 Conditions de simulation

Type du fluide	Vitesse d'entrée (m/s)	Température d'entrée (°C)	Débit (Litre/min)	Position
Eau a température normale	0.05	18	6	Espace annulaire externe
Eau chaude	0.07	70	6	Espace annulaire interne
Eau froide	0.70	10	6	Espace cylindrique interne

Tableau 4 Résultats des expériences relatives au teste du maillage

	Nbr des nœuds	Nbr des éléments	$\theta_{F,s}$	$\theta_{C,s}$	$\theta_{N,s}$
Maillage N°1	63063	57000	0.14039	0.67762	0.29999
Maillage N°2	122122	116000	0.13636	0.68728	0.29482
Maillage N°3	183122	174000	0.13635	0.68730	0.29480
Maillage N°4	244122	232000	0.13635	0.68731	0.29479
Maillage N°5	305122	290000	0.13635	0.68731	0.29479

Les résultats du test de maillage sont indiqués dans le **Tableau 4**. Comme en peut le voir, à chaque fois que la taille du maillage augmente, l'écart entre les températures de deux maillages successifs se réduit. Il faut noter aussi que le temps de calcul augmente avec la densité du maillage. En remarque bien que l'écart des températures entre le dernier et l'avant dernier des maillages est très faible (6^{ème} chiffres après la virgule). Par conséquence, nous considérons les résultats obtenus par le maillage N°4 sont indépendants de la densité de maillage. Dans le reste de ce mémoire, uniquement le maillage N°4 est utilisé dans les différentes simulations.

2.6.2 Validation du modèle numérique

Le transfert de chaleur et le transport de masse sont des processus couplés. Pour évaluer la performance du modèle numérique et obtenir une précision raisonnable, il est nécessaire de soumettre le modèle couplé développé dans cette étude à une évaluation comparative avec la littérature. Les résultats obtenus par notre modèle numérique sont comparés aux données expérimentales provenant d'essais effectués dans un échangeur de chaleur à trois tubes utilisant l'eau comme fluide de travail (Gomaa et al., 2016), ainsi qu'aux résultats de simulation numérique de (Gomaa et al., 2016, Zhang et al., 2018). La **Figure 12** montre l'évolution de la température moyenne adimensionnelle des trois fluides le long de l'échangeur avec comparaison avec littérature.

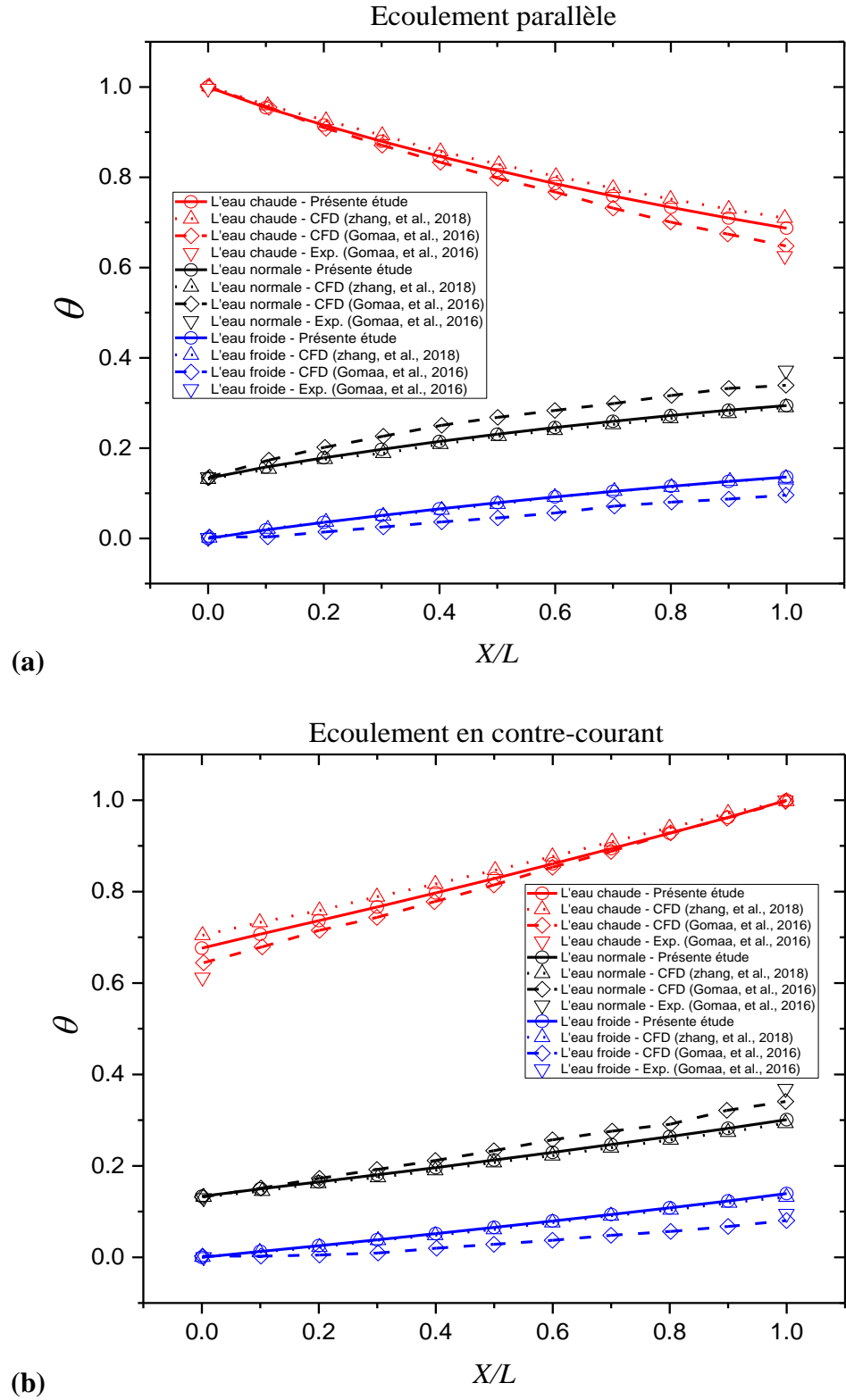


Figure 12 Comparaisons des températures moyennes des trois fluides avec la littérature : a), configuration parallèle, b) configuration en contre-courant.

Comme le montre la **Figure 9**, l'eau froide à basse température agissant comme un fluide interne et l'eau normale à température intermédiaire agissant comme un fluide externe s'écoulent en parallèle. Les schémas d'écoulement à co-courant et à contre-courant ont été étudiés en changeant la direction d'écoulement du fluide annulaire, c'est-à-dire l'eau chaude. Ce qu'on remarque dans la **Figure 12** est que les températures obtenues par notre modèle numérique, que ce soit l'échangeur en écoulement parallèle ou contre-courant, sont en bon accord avec les résultats existants déjà dans la littérature.

2.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'échangeur à triple tube considéré ainsi que ces caractéristiques géométriques. La géométrie de l'échangeur qu'on étudie est présente dans la littérature. En considérant un ensemble d'hypothèses, nous avons pu exprimer le problème mathématiquement sous forme d'un système d'équations aux dérivées partielles avec les conditions aux limites. Pour résoudre ce système numériquement, nous avons opté pour la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel ANSYS-Fluent car ce dernier a démontré son efficacité et la fiabilité de ces résultats. Le modèle numérique développé dans ce mémoire a été vérifié pour son indépendance au maillage ainsi que l'exactitude des résultats en comparant avec la littérature. Cette vérification nous a donné la certitude de dire que les résultats obtenus par ce modèle numérique peuvent représenter bel et bien la réalité de la physique qui intervient dans notre échangeur à triple tube concentrique.

Chapitre 3 - Résultats et Discussions

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons analyser les performances de l'échangeur de chaleur à triple tubes avec introduction du nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu-Eau}$). Dans toutes les simulations qui suivent, on a le fluide dont la température est la plus basse (fluide froid) circule toujours à l'intérieur du tube centrale. Le fluide à température intermédiaire (fluide normal), s'écoule à travers l'espace annulaire extérieur, tandis que le fluide à température la plus élevée (fluide chaud) s'écoule à l'espace annulaire intermédiaire. L'objectif de notre échangeur à triple conduites est de refroidir le fluide chaud. Initialement, les trois fluides qui circulent à l'intérieur de l'échangeur sont composés de l'eau pure à différente température. En tenant compte de la capacité des nanofluides à évacuer plus de chaleur que le fluide de base (dans ce cas c'est de l'eau), nous étudions la possibilité de remplacer un fluide, soit le fluide froid ou le fluide normal, par le nanofluide hybride cité auparavant à température et débit égaux. Seulement deux configurations d'écoulement sont étudiées, écoulement parallèle ou à contre-courant (Position A et B, voir la **Figure 9**).

3.2 Echangeur en configuration co-courant

Dans cette section, nous étudions le cas où les trois fluides s'écoulent en parallèle. Le fluide chaud entre dans l'échangeur avec une température de 70°C , le fluide normale à une température d'entrée de 18°C , tandis que le fluide froid a 10°C . Dans un premier temps, nous introduisant le nanofluides hybride dans le tube central avec la température du fluide froid tout en gardant l'eau pure dans les autres passages. Par la suite nous varions le débit du nanofluide hybride uniquement

et en gardant le débit des deux autres fluides constants. Dans la deuxième partie, nous remplaçons l'eau à température normale qui s'écoule à l'intérieur de l'anneau extérieur par le nanofluid hybride à même température, et en maintenant l'eau pure dans les deux autres espaces à température d'entrée et débit fixes.

3.2.1 Cas où le nanofluid hybride s'écoule à travers le tube interne

La **Figure 13** représente à la fois la chaleur absorbée par le fluide froid et le fluide chaud (courbe en haut), avec leur efficacité respective (courbes en bas), en fonction du débit volumique de fluide froid circulant à l'intérieur du tube centrale.

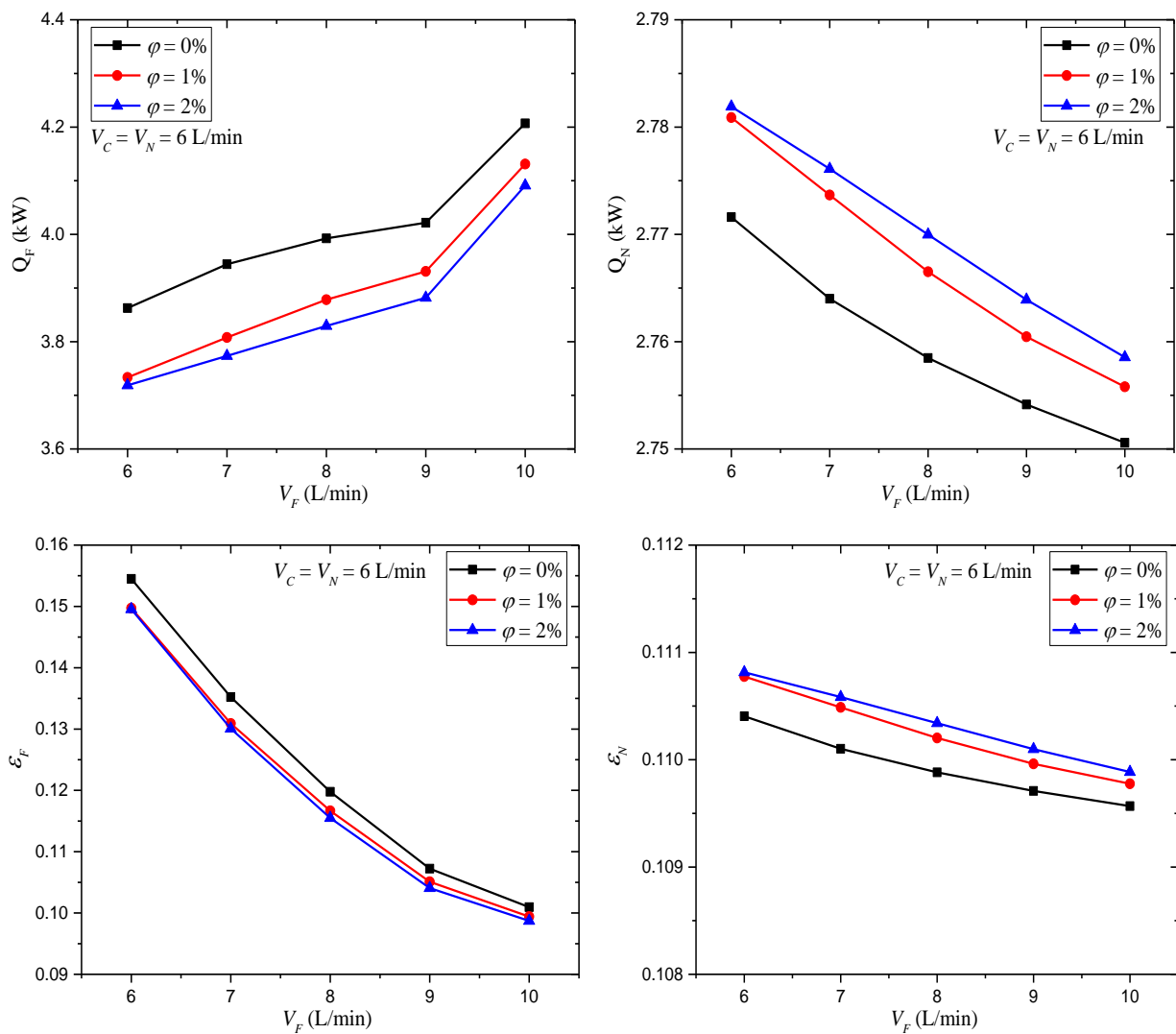


Figure 13 Effet du débit ainsi que la concentration volumique des nanoparticules sur la quantité de chaleur échangée et l'efficacité d'échange à travers les deux fluides froid et normale (cas de configuration parallèle et nanofluid à l'intérieur du tube centrale).

Dans le cas d'usage de l'eau pure ($\varphi = 0\%$), on remarque qu'à chaque fois que le débit augmente, la chaleur absorbée par le fluide froid (Q_F) augmente, tandis que la chaleur adsorbée par le fluide normale diminue. Ceci est dû au fait que l'augmentation de débit (ce qui dit augmentation de la vitesse), améliore l'échange à l'intérieur du tube central (fluide froid), ce qui lui permet d'absorber plus de chaleur en dépit du fluide normale. Dans le cas d'usage du nanofluide et en augmentant la concentration du mélange des nanoparticules, nous remarquons que pour le même débit volumique, la diminution de la quantité de chaleur absorbé par le nanofluide (fluide froid) et inversement pour le fluide normale. Ceci due au fait que l'ajout des nanoparticules diminue la capacité de chaleur volumétrique (ρC_p). En remarque un effet similaire de nanofluide sur l'efficacité thermique. Cette dernière dépend de plusieurs paramètres tels que les propriétés thermiques et physiques, les dimensions géométriques ainsi que les vitesses. L'ajout des nanoparticules à fluide de base à une grande influence sur ces paramètres à l'exception des dimensions géométriques.

La **Figure 14** illustre la chaleur échangée par le fluide chaud, son efficacité (dans ce cas elle représente l'efficacité globale de l'échangeur) ainsi que le nombre d'unités thermique globale. On remarque que la chaleur cédée par le fluide chaud augmente avec l'augmentation du débit et diminue avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules. Cette allure la est suivie de près par l'efficacité globale, tandis que le NUT diminue ave l'augmentation du débit jusque a un certain point (au voisinage de 9L/min) ou il recommence à augmenter. Ce comportement du NUT est dû principalement au changement dans le rapport Z_{CF} lors de l'augmentation du débit (voir l'Eq. 26). La diminution de la quantité de chaleur échange par le fluide chaud avec le fluide froid due à l'usage du nanofluide, est la cause principale de la diminution de l'efficacité et le NUT. Cette chute de chaleur échangée avec le fluide froid est due à la diminution du coefficient d'échange thermique sur la surface interne du tube centrale. Ce dernier ainsi que le nombre de Nusselt sont illustrés dans la **Figure 15**. Dans la littérature, généralement on retrouve des comparaisons basées sur le nombre de Reynolds comme on peut le voir dans la récente étude de Qi et al. (2019). Or que pour le même nombre de Reynolds, deux nanofluides avec différente concentration volumique en écoulement dans la même conduite, ont un débit volumique différent dû à la variation de la viscosité et la masse volumique. Dans la pratique, cette comparaison n'est pas vraiment équitable, car le fait d'augmenter le débit engendre une augmentation de la chaleur échangée comme on a vu dans les **Figures 13** et **14**.

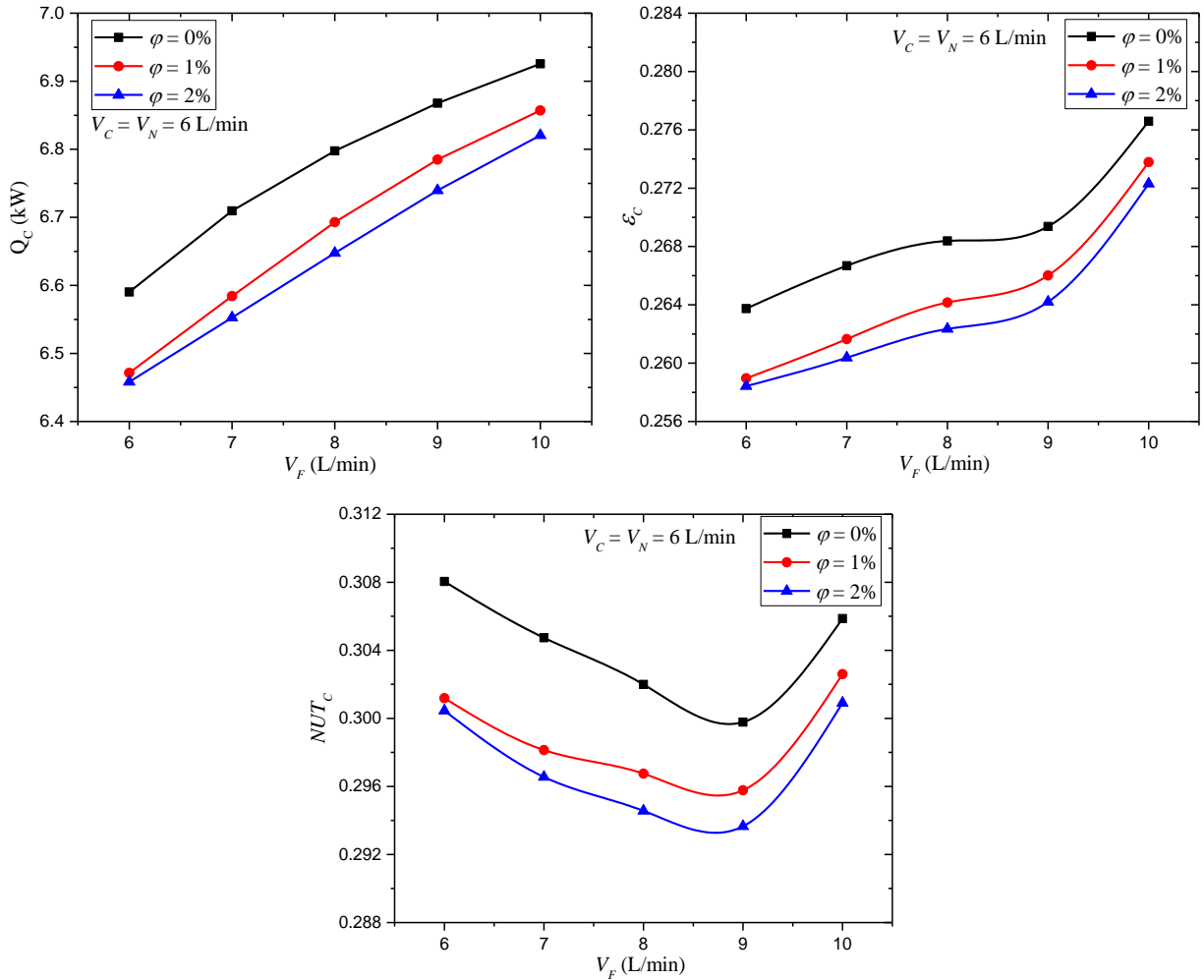


Figure 14 Variation de la quantité de chaleur échangée, l'efficacité, ainsi le NUT à travers le fluide chaud en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).

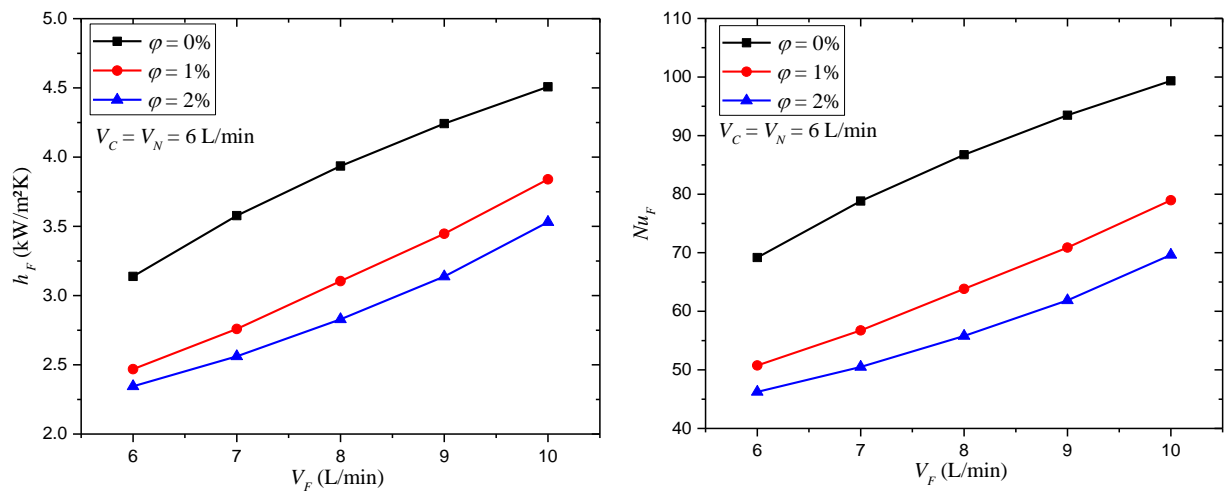
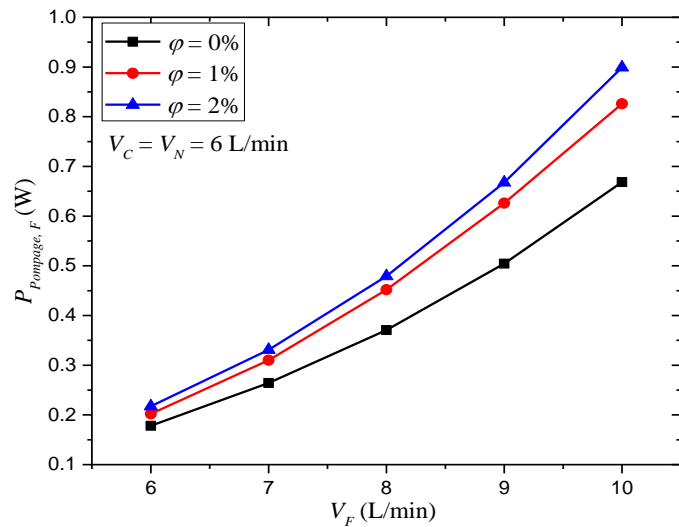


Figure 15 Effet de la concentration des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt à l'intérieur du tube central (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).

Tableau 5 Variation du nombre de Reynolds par rapport au débit et vis-versa en fonction de la concentration volumique des nanofluides à l'intérieur du tube centrale.

Debit (L/min)		6	7	8	9	10
Re	$\varphi = 0\%$	9369	10930	12492	14053	15615
	$\varphi = 1\%$	6053	7062	8071	9080	10089
	$\varphi = 2\%$	5167	6028	6889	7750	8612
Re		2500	5000	7500	10000	15000
Debit (L/min)	$\varphi = 0\%$	1.60	3.20	4.80	6.40	9.61
	$\varphi = 1\%$	2.48	4.96	7.43	9.91	14.87
	$\varphi = 2\%$	2.90	5.81	8.71	11.61	17.42

Le **Tableau 5** représente, à titre illustratif, le nombre de Reynolds pour un débit fixe en fonction de la concentration (ligne 1 à 4), ainsi que le débit pour un nombre de Reynolds fixe (ligne 4 à 8). Il est clair que pour un Reynolds fixe, les nanofluides sont plus avantageux de point de vue débit que le fluide de base (eau). Dans nos comparaisons à débit fixe, le nombre de Reynolds diminue en fonction de la concentration, ce qui engendre la diminution du nombre de Nusselt, car ce dernier est proportionnel au Re , il suffit d'examiner la formule de Dittus-Boelter $Nu = 0.23Re^{0.8}Pr^{0.4}$ qui aussi valable pour les nanofluides (Buschmann et al., 2018).

**Figure 16** Effet de l'ajout des nanoparticules et l'augmentation du débit sur la puissance de pompage à travers le tube centrale.

La **Figure 16** montre la variation de la puissance de pompage du fluide froid en fonction du débit et la concentration volumique du nanofluide. En remarque que l'augmentation de débit engendre l'augmentation de la puissance de pompage nécessaire pour l'écoulement du fluide froid. Ceci est dû à l'augmentation des pertes de charge qui sont proportionnelles au carré de la vitesse

d'écoulement. De plus l'ajout des nanoparticules au fluide de base augmente la viscosité dynamique effective du mélange (nanofluide), ce qui augmente la résistance à l'écoulement.

3.2.2 Cas du nanofluide hybride en écoulement à travers l'anneau externe

Dans cette section, nous examinons le cas où le nanofluide hybride est utilisé comme fluide à température normale dans l'anneau extérieur. Il est important de noter que le régime d'écoulement dans cet espace est laminaire dans l'intervalle des débits utilisés. Le nombre de Reynolds en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules est illustré dans le **Tableau 6**. Comme on le voit dans ce dernier, le nombre de Reynolds pour toutes les simulations est inférieur à 2000 ($Re < 2000$), ceci est dû au fait que l'anneau extérieur a une section nettement plus large que le tube interne ou l'anneau intermédiaire.

Tableau 6 Variation du nombre de Reynolds à l'intérieur de l'anneau externe.

Débit (L/min)		6	7	8	9	10
u_{moy} (m/s)		0.053	0.062	0.070	0.079	0.088
Nombre de Reynolds	$\varphi = 0\%$	1042	1216	1389	1563	1737
	$\varphi = 1\%$	673	786	898	1010	1122
	$\varphi = 2\%$	575	671	766	862	958

La **Figure 17** montre à la fois la variation de la quantité de chaleur échangée (courbes en haut) ainsi que l'efficacité d'échange (courbes en bas), des deux fluides froid et normal. En introduisant le nanofluide hybride à l'intérieur de l'anneau externe, on remarque que la quantité de chaleur absorbée par le fluide normale augmente par l'augmentation de la concentration volumique ainsi que le débit. Cette augmentation influe aussi, d'une manière similaire, l'efficacité d'échange du fluide normale. Par contre, on remarque une baisse de la quantité de chaleur absorbée par le fluide froid à chaque fois que le débit augmente ou la concentration augmente aussi (cette remarque est aussi valable pour l'efficacité). Ceci est dû au fait que le fluide normale absorbe plus de chaleur en dépit du fluide froid.

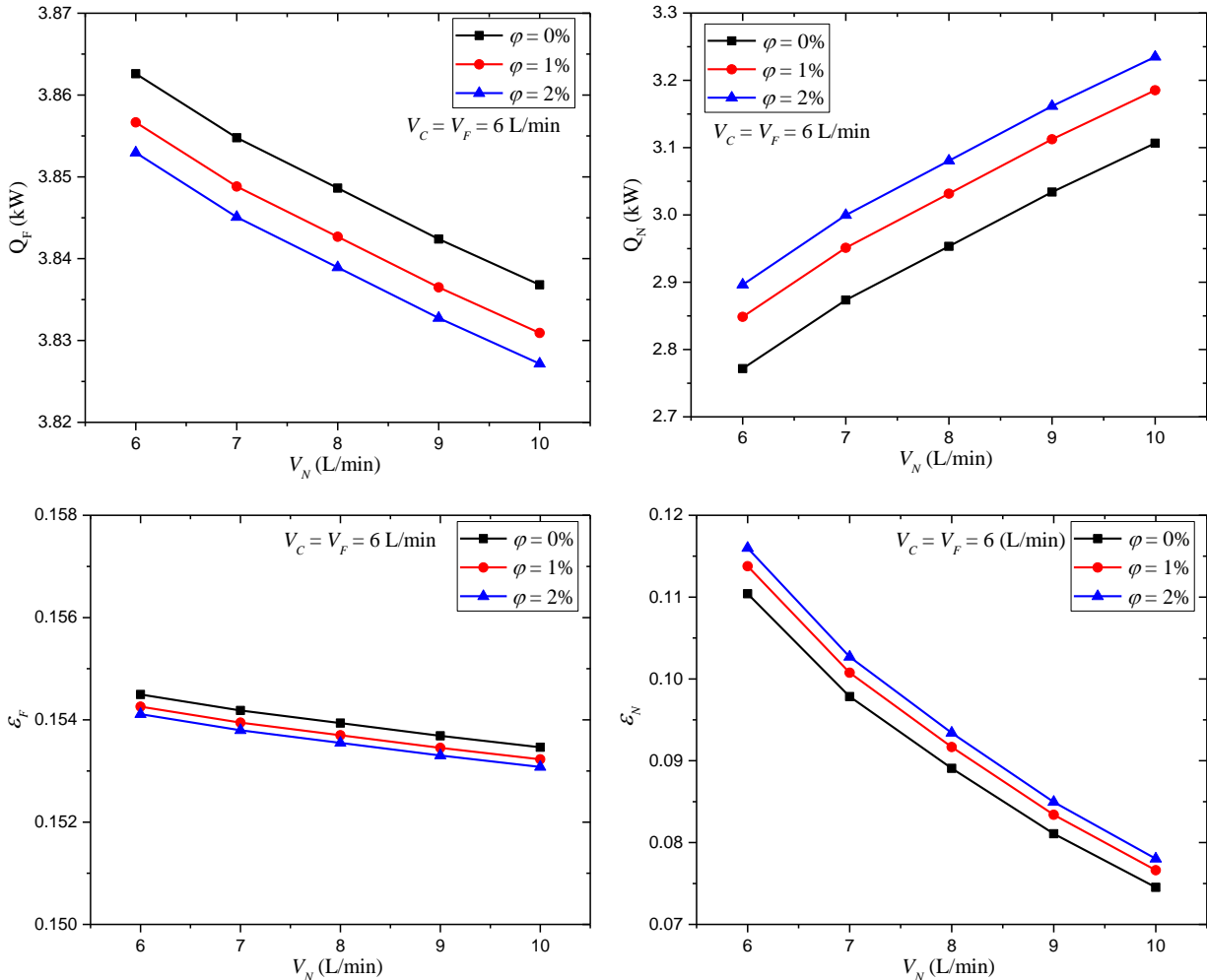


Figure 17 Effets de la concentration et débit volumique sur la quantité de chaleur échangée et l'efficacité d'échange à travers les deux fluides froid et normale (cas de configuration parallèle et nanofluid à l'intérieur de l'anneau externe).

La **Figure 18** illustre l'effet d'utilisation du nanofluid hybride dans l'anneau extérieur, sur la quantité de chaleur, l'efficacité et le NUT échangé par le fluide chaud. Les performances de ce dernier représentent les performances globales de l'échangeur à triple tube considéré. En remarque une importante augmentation que ce soit la chaleur, l'efficacité ou le NU, en fonction de l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules ainsi que le débit. Ceci est dû à l'importante augmentation de la chaleur absorbée par le fluide normal, vue dans la **Figure 17**, malgré la baisse de l'échange avec le fluide froid. De ce fait, on peut dire que, globalement, l'utilisation du nanofluid hybride dans l'anneau extérieur accroît les performances de l'échangeur à triple tube concentriques.

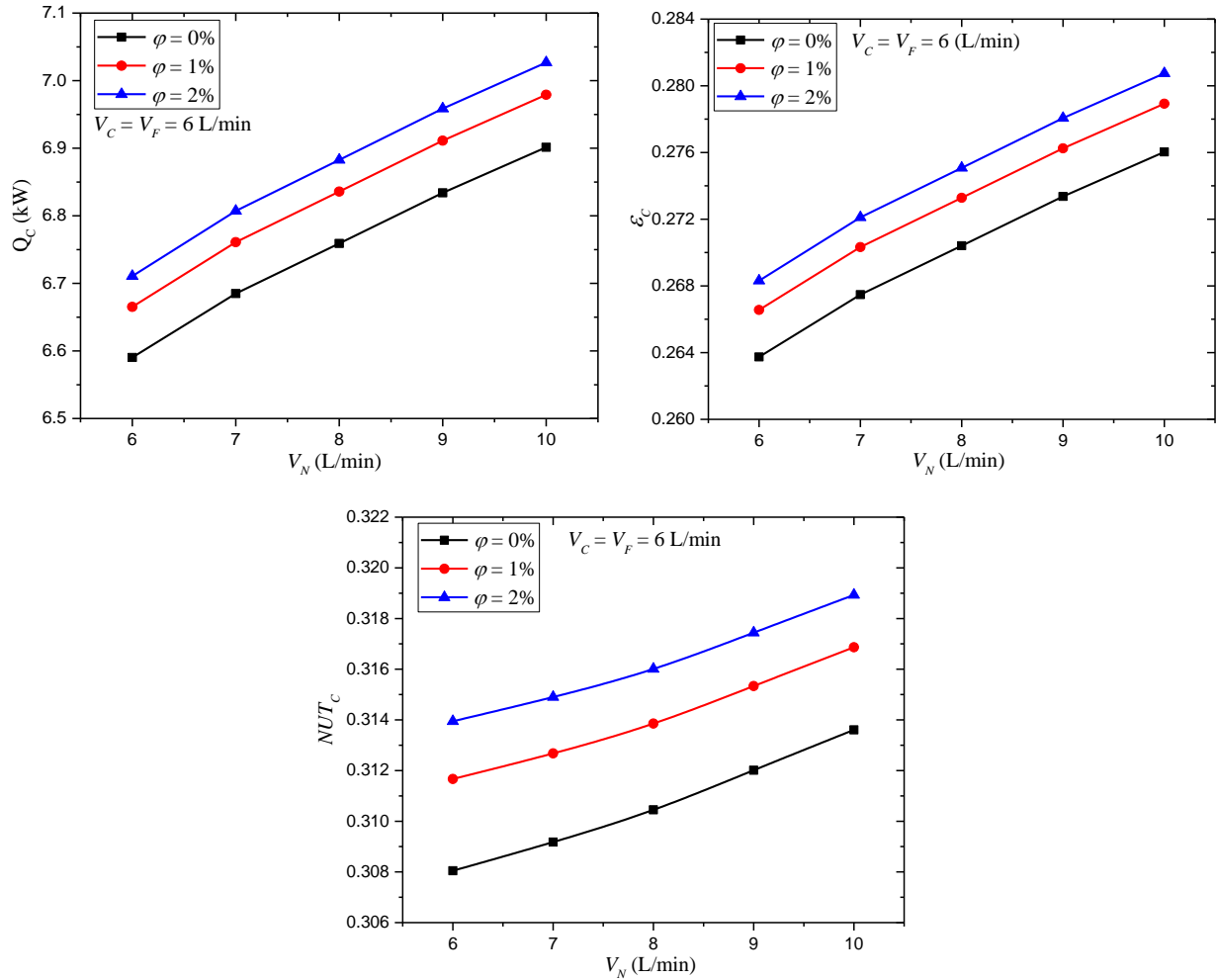


Figure 18 Variation de la quantité de chaleur échangée, l'efficacité, ainsi le NUT à travers le fluide chaud en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).

La **Figure 19** présente le coefficient d'échange thermique entre le fluide normal et la paroi du tube intermédiaire (échange du côté du fluide chaud), ainsi que le nombre de Nusselt, en fonction du débit et de la concentration volumique. En remarque que le coefficient d'échange (courbe de gauche) augmente avec l'augmentation de la concentration et du débit, par contre, le nombre de Nusselt augmente avec le débit et diminue en augmentant la concentration. Selon l'Eq. (29), on peut expliquer la diminution du nombre de Nusselt par l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide, sachant que le coefficient h augmente et D_{hy} est constant.

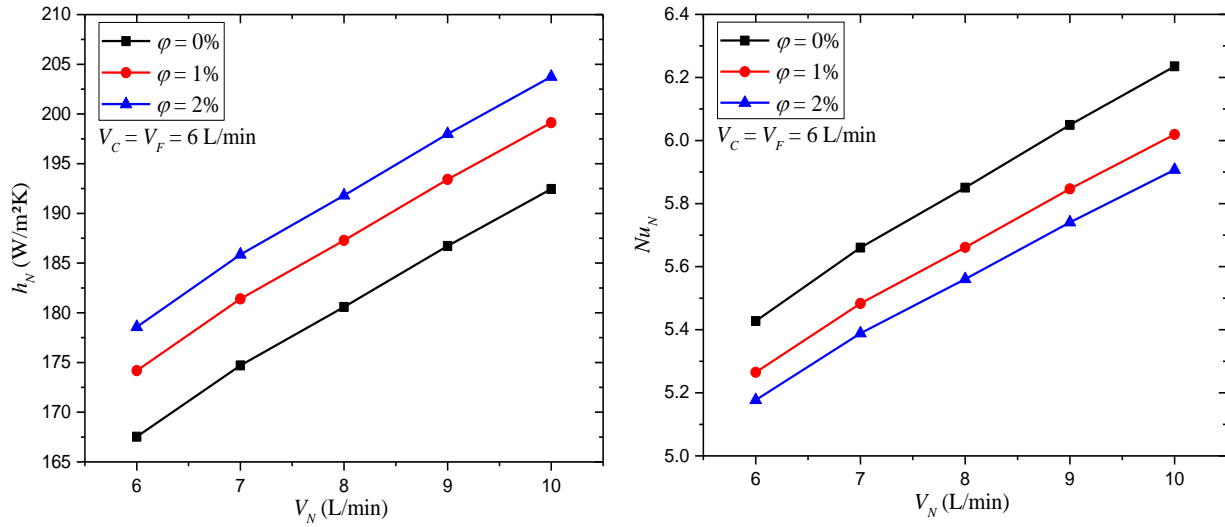


Figure 19 Effet de la concentration des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt à l'intérieur de l'anneau extérieur et du côté de la paroi du tube intermédiaire (cas de configuration parallèle et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).

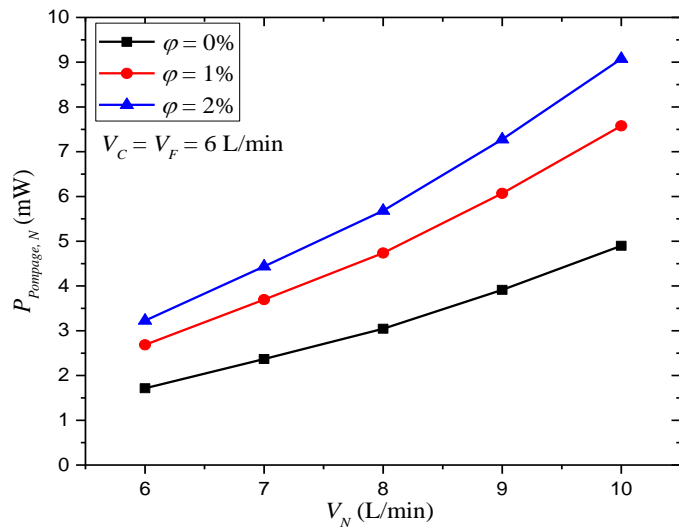


Figure 20 Effet de l'ajout des nanoparticules et l'augmentation du débit sur la puissance de pompage à travers le l'anneau extérieur.

La **Figure 20** montre la variation de la puissance de pompage en fonction du débit et concentration. Comme le cas précédant (voir **Figure 16**), l'ajout des nanoparticules au fluide de base engendre une augmentation de la viscosité dynamique du mélange, cette augmentation a une influence directe sur le taux des pertes de charges par frottement.

3.3 Échangeur en configuration contre-courant

Dans cette section, nous nous intéressons au cas de la configuration contre-courant (voir la **Figure 9**). Dans nos simulations, cette configuration est obtenue en inversant le sens d'écoulement du fluide chaud. D'une manière similaire à la configuration parallèle, le fluide chaud est toujours de l'eau pure à température et débit constants. Le nanofluide hybride est introduit dans le tube central puis dans l'anneau extérieur, séparément.

3.3.1 Cas du nanofluide en écoulement à travers le tube interne

La **Figure 21** illustre la quantité de chaleur absorbée par le fluide normal et froid ainsi que les efficacités correspondantes en fonction de la concentration des particules et débit volumique.

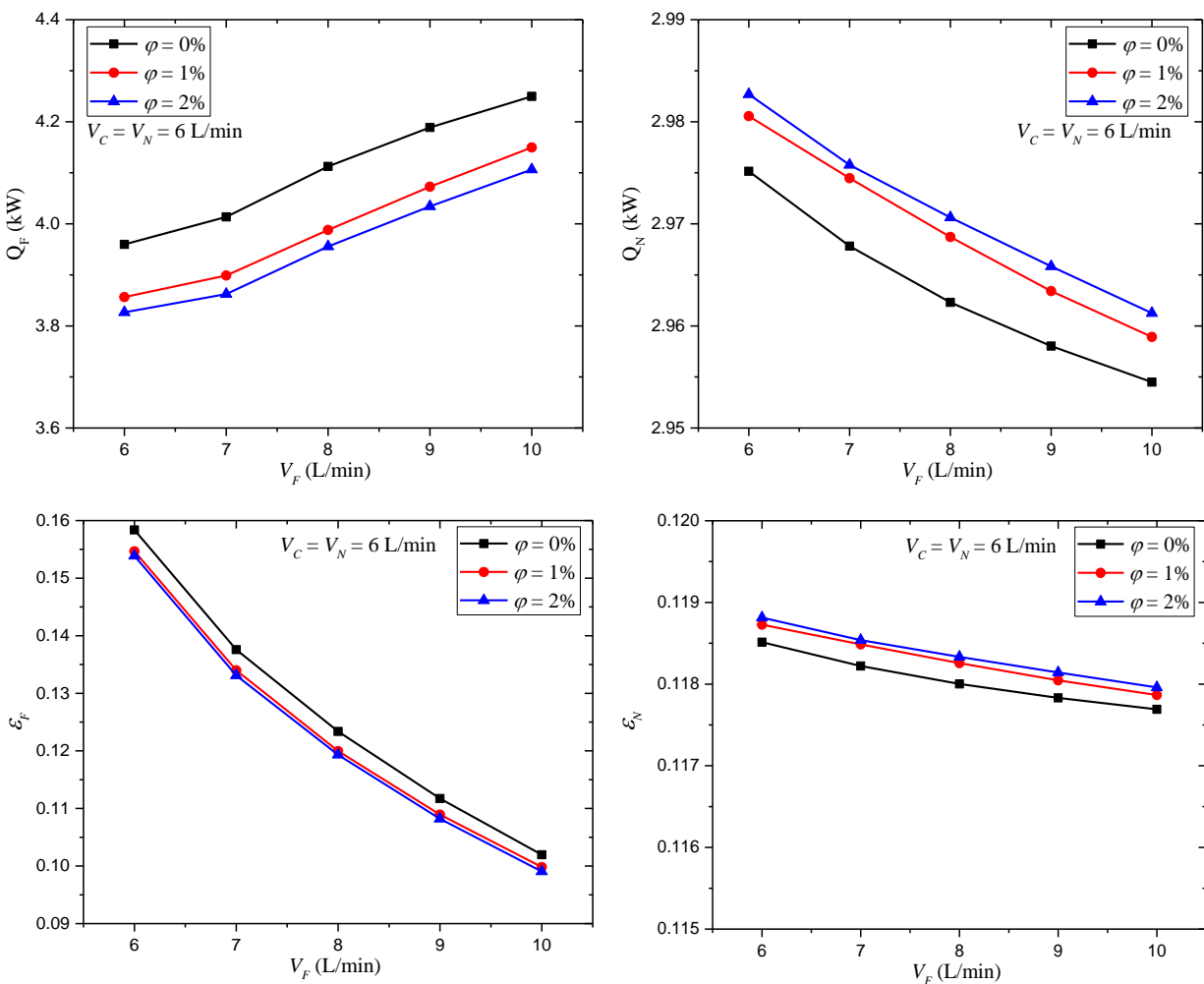


Figure 21 Effet du débit ainsi que la concentration volumique des nanoparticules sur la quantité de chaleur échangée et l'efficacité d'échange à travers les deux fluides froid et normale (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).

On constate que le comportement de la chaleur ainsi que l'efficacité des deux fluides est quasiment similaire au cas d'écoulement en parallèle. La seule différence observable est l'augmentation de la chaleur absorbée par les deux fluides ainsi que l'efficacité par rapport à la configuration parallèle. Ceci est un comportement normale vu le fait que les échangeurs à contre-courant sont plus performants que aux échangeurs à écoulement parallèle.

La **Figure 22** montre la chaleur, l'efficacité et le NUT échangés par le fluide chaud. Les mêmes observations que dans la configuration parallèle sont constatées, que ce soit pour l'accroissement du débit ou l'augmentation de la centration volumique des nanoparticules. Une baisse globale des performances de l'échangeur à triple tubes est observée lors d'introduction du nanofluides hybrides. Cette baisse peut être expliquée en observant la **Figure 23**.

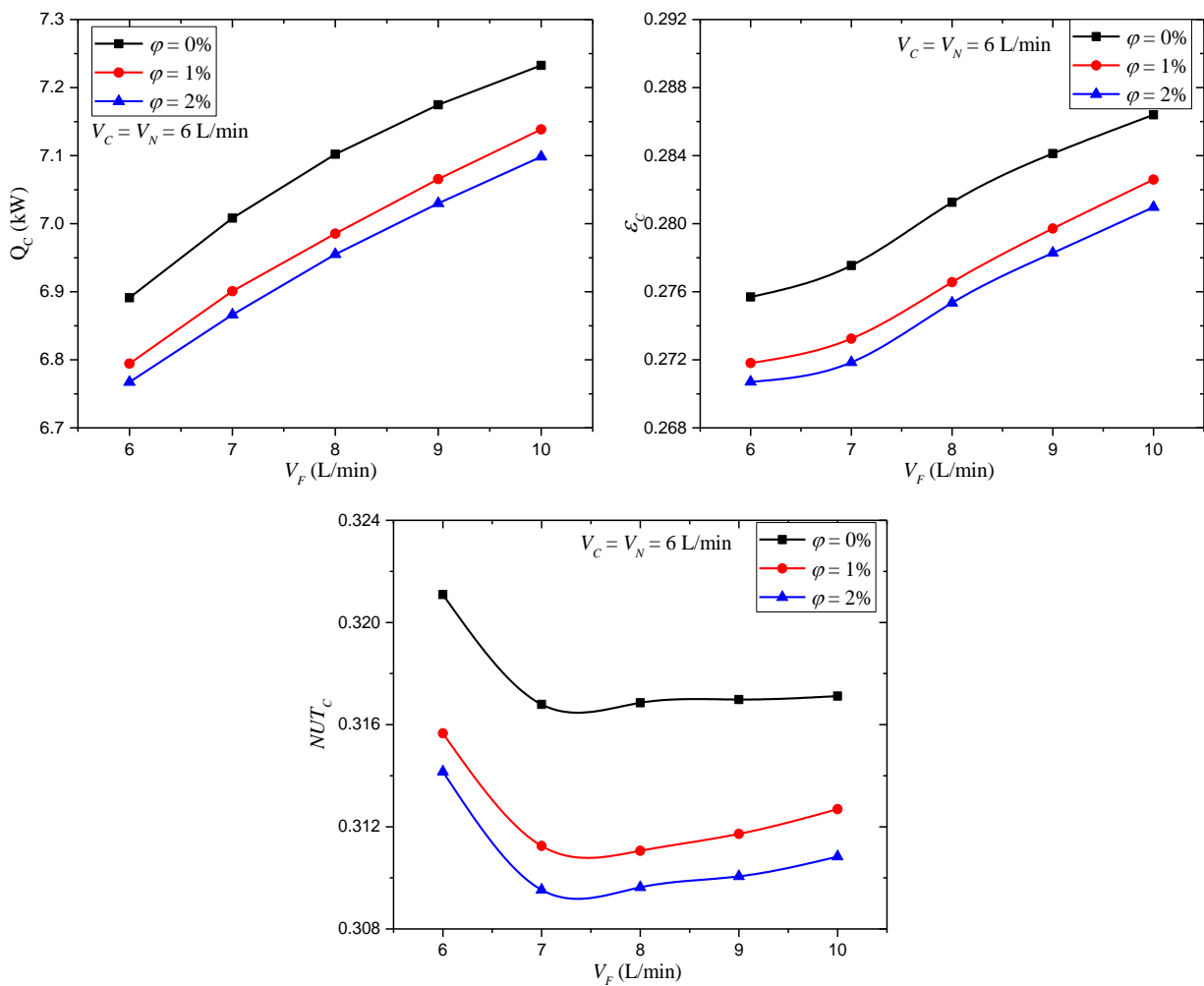


Figure 22 Variation de la quantité de chaleur échangée, l'efficacité, ainsi le NUT à travers le fluide chaud en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules (cas de configuration en contre-courant et nanofluide à l'intérieur du tube central).

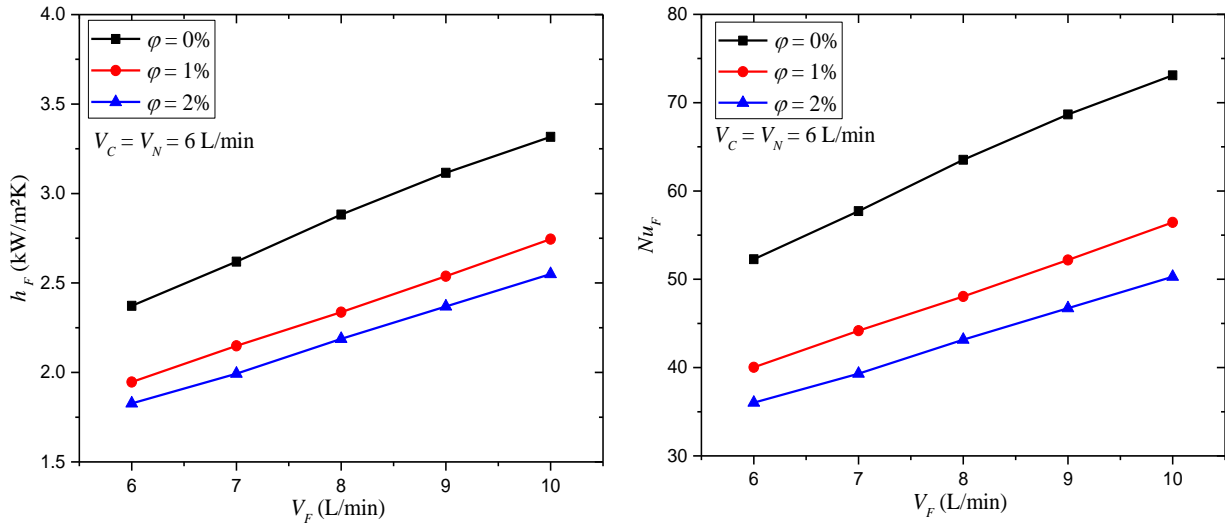


Figure 23 Effet de la concentration des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt à l'intérieur du tube central (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur du tube centrale).

La **Figure 23** présente la variation de coefficient d'échange thermique ainsi que le nombre de Nusselt à l'intérieur du tube central, pour différents débits et concentrations. Pratiquement le même phénomène observé pour le cas d'écoulement parallèle se produit lors de l'introduction du nanofluide à l'intérieur du tube centrale. En régime turbulent, le coefficient d'échange est fortement liée au nombre de Reynolds, or lors le d'ajout des nanoparticules, elles contribuent fortement à la diminution du Re par augmentation de la viscosité. La chute du Re engendre une forte chute du coefficient d'échange et par conséquent le nombre de Nusselt diminue aussi.

Pour ne pas dupliquer les résultats, la puissance de pompage du fluide froid obtenu lors de ces simulations est identique à celle du cas d'écoulement en parallèle (voir la **Figure 16**), car les propriétés thermiques et physiques notamment la viscosité et la masse volumique sont indépendants de la température.

3.3.1 Cas du nanofluide en écoulement à travers le l'anneau externe

Dans cette section, toujours en écoulement contre-courant, nous introduisons le nanofluide dans l'espace annulaire externe. Le régime d'écoulement dans cette section est laminaire comme le cas précédant en configuration d'écoulement parallèle. On constate dans la **Figure 24** que l'augmentation de la concentration nanoparticules améliore le taux de chaleur échangé dans l'anneau extérieur (fluide normale) et diminue celui du fluide froid.

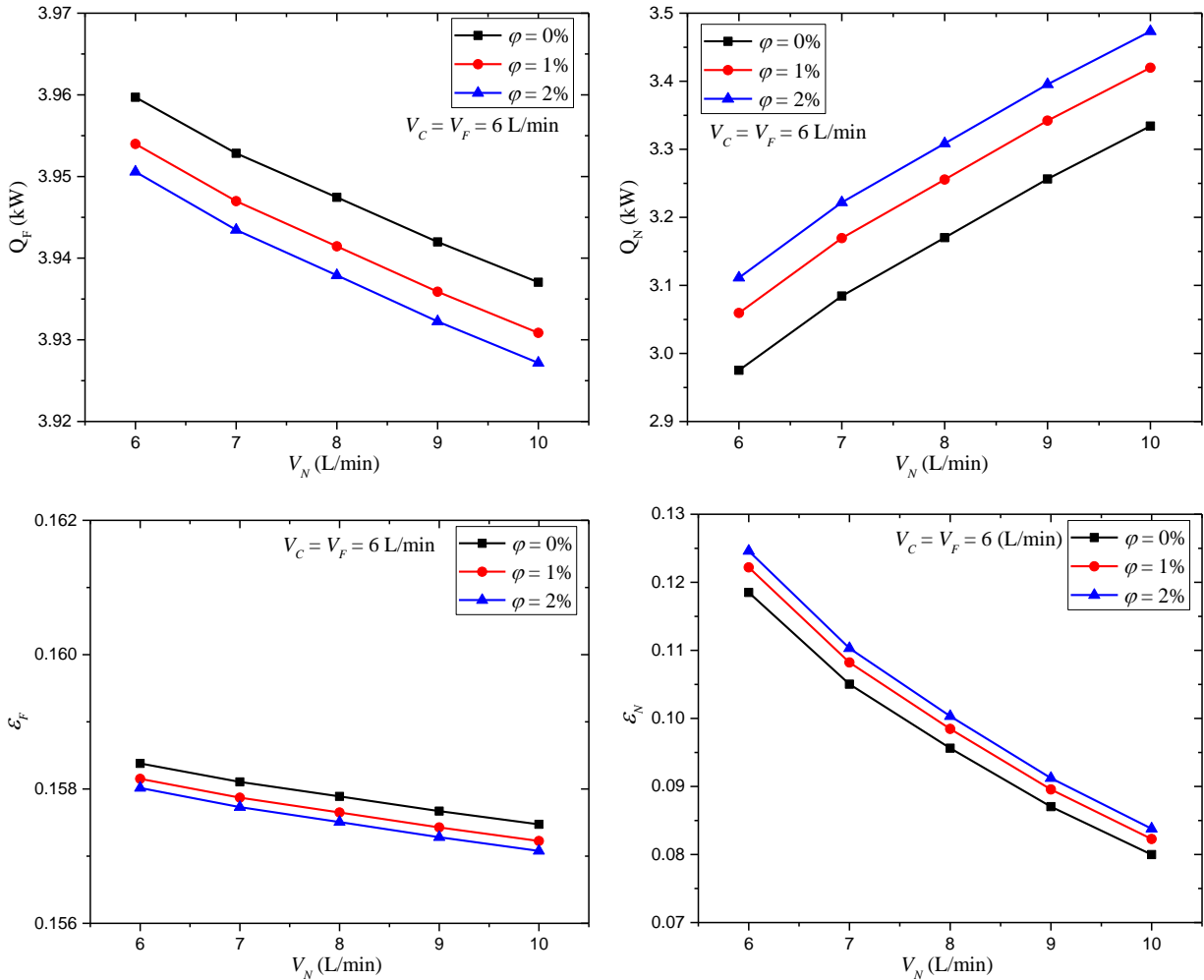


Figure 24 Effets de la concentration et débit volumique sur la quantité de chaleur échangée et l'efficacité d'échange à travers les deux fluides froid et normale (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).

La variation de la quantité de chaleur échangée influe sur l'efficacité thermique. L'ajout des nanoparticules augmente l'efficacité du fluide normal et diminue celle du fluide froid.

La **Figure 25** montre les performances globales de l'échangeur à triple tubes (quantité de chaleur, efficacité et NUT). Il est très net que l'addition des nanoparticules augmente les performances thermiques de notre échangeur de chaleur à triple tubes. Ceci est dû à l'amélioration de coefficient d'échange thermique à l'intérieur de l'espace annulaire externe qu'on peut voir dans la **Figure 26**.

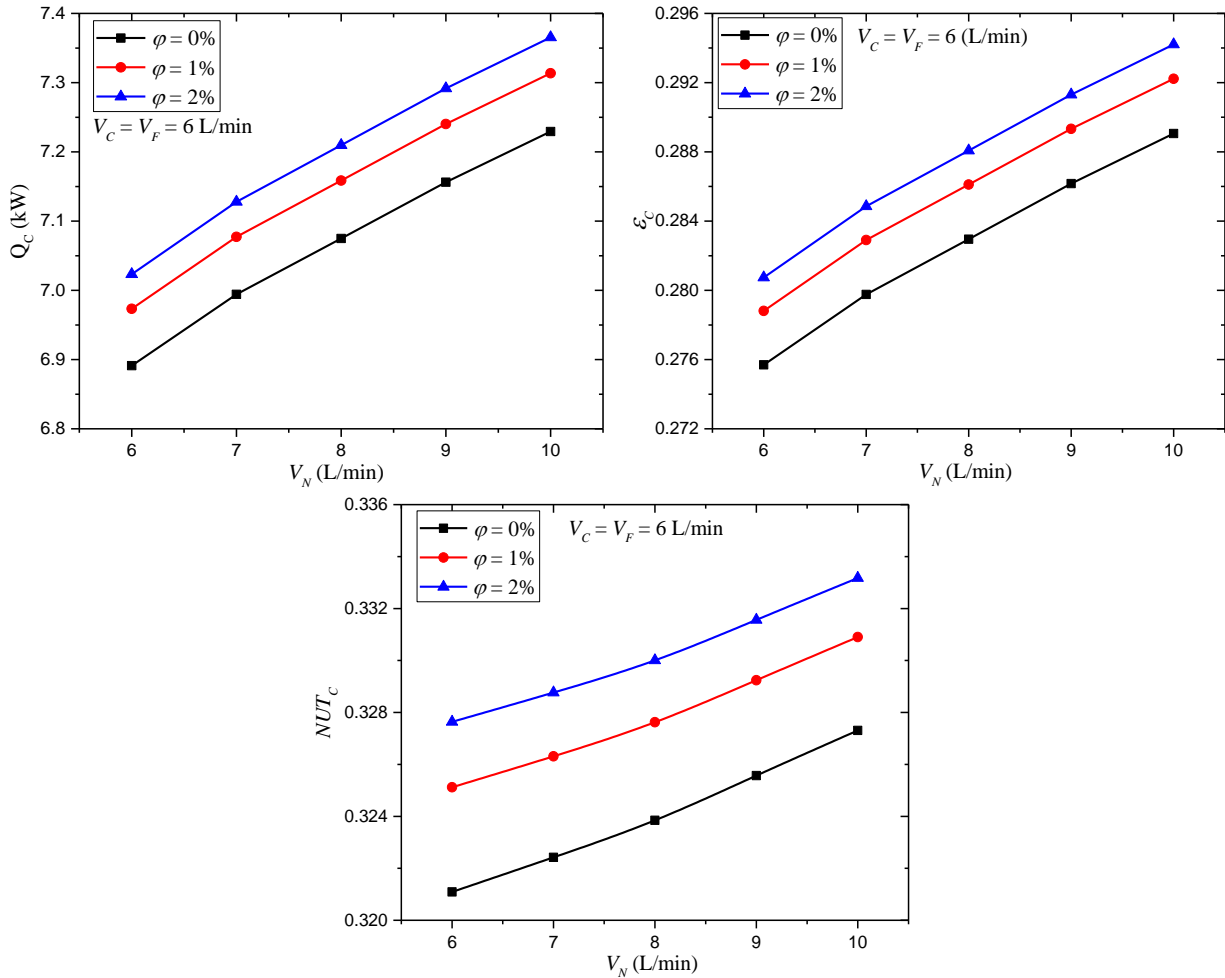


Figure 25 Variation de la quantité de chaleur échangée, l'efficacité, ainsi le NUT à travers le fluide chaud en fonction du débit et de la concentration volumique des nanoparticules (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).

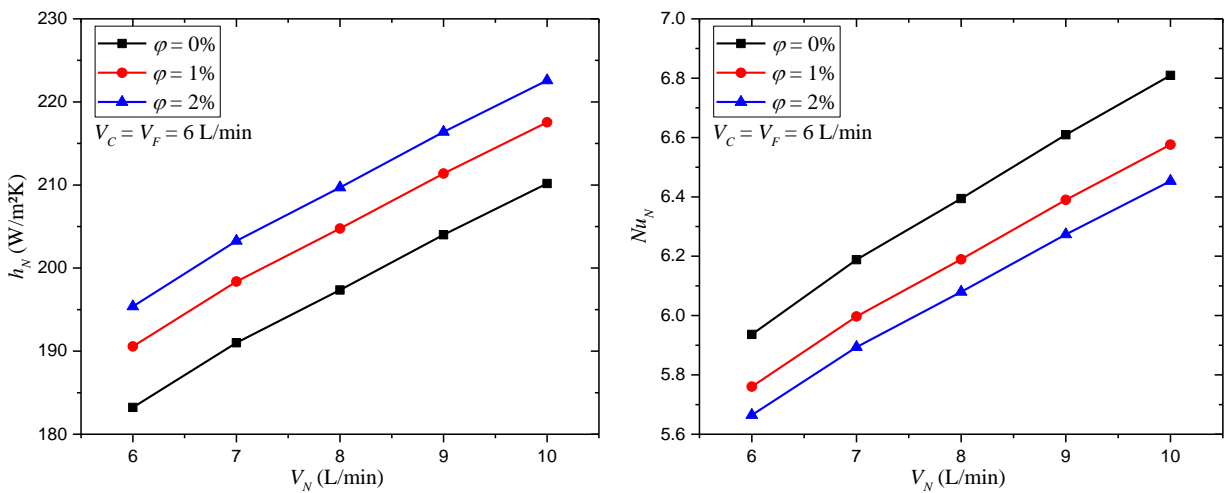


Figure 26 Effet de la concentration des nanoparticules sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt à l'intérieur de l'anneau extérieur et du côté de la paroi du tube intermédiaire (cas de configuration contre-courant et nanofluide à l'intérieur de l'anneau externe).

3.4 Comparaisons globale

Afin d'avoir une idée globale sur l'effet de l'utilisation du nanofluide hybride, à savoir $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu-eau}$, le **Tableau 7** récapitule la quantité de chaleur cédée par le fluide chaud dans les deux configurations d'écoulement (parallèle et contre-courant). Pour le cas où le nanofluide hybride est introduit dans le tube centrale, on remarque une baisse de la quantité de chaleur échangée à chaque fois que la concentration augmente, et elle est d'environ -2% pour les deux configurations d'écoulements (dans le cas $\varphi = 2\%$). Par contre, lorsque le nanofluide circule dans l'espace annulaire externe, on observe une augmentation entre $+1.83\%$ à $+1.92\%$ pour une concentration $\varphi = 2\%$, selon la configuration d'écoulement.

Si on compare le cas d'écoulement en contre-courant en tenant le nanofluide à l'anneau externe ($\varphi = 2\%$), avec le cas d'écoulement parallèle sans usage du nanofluide ($\varphi = 0\%$), on constate une augmentation de la chaleur échangée a plus de $+6.5\%$.

Tableau 7 Quantité de chaleur échangé en Watt ($V_F = V_C = V_N = 6 \text{ L/min}$).

Configuration d'écoulement	Position du nanofluide hybride	Concentration volumique		
		$\varphi = 0\%$	$\varphi = 1\%$	$\varphi = 2\%$
Parallèle	Tube central	6590.27	6471.41	6458.21
	Anneau externe	6590.27	6665.19	6710.73
Contre-courant	Tube central	6891.20	6794.35	6767.17
	Anneau externe	6891.20	6973.26	7023.22

3.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats des simulations de notre échangeur à triple tube concentriques. On a principalement analysé l'effet d'utilisation des nanofluides hybrides pour refroidir un fluide chaud. Nous avons considéré les configurations en courant parallèle et en contre-courant avec introduction de l' $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu-Eau}$ dans le tube central ou l'anneau externe séparément. Les résultats ont montrés que les performances du l'échangeur à

triple tube concentriques sont meilleurs dans le cas où le nanofluide hybride circule dans l'anneau externe que ce soit pour le cas d'écoulement en contre-courant ou en parallèle. On a constaté aussi que l'addition des nanoparticules hybride peut diminuer les performances de l'échangeur de chaleur, spécialement lorsque le nanofluide circule dans l'anneau central. Ces résultats montrent que les performances d'un échangeur dépendent de beaucoup de paramètres tels que le débit, la vitesse, la viscosité, la capacité calorifique, la géométrie, et autres.

Conclusions et Perspectives

Dans ce mémoire, nous nous sommes intéressés sur l'influence d'un nanofluides hybride, plus particulièrement l' $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu-Eau}$ (90:10), sur la réponse thermique d'un échangeur à triple tube concentrique. Nous avons commencé notre étude en établissant l'état de l'art sur l'avancement de la recherche scientifique concernant les échangeurs à triple tube concentrique. Cette dernière a montré un déficit existant en nombre d'études, et que le sujet qu'on a adopté n'est pas encore traité. Par la suite et après sélection du nanofluide et géométrie de l'échangeur, nous avons formulé le problème physique sous forme d'un système d'équations aux dérivées partielles avec les conditions aux limites associées. La résolution numérique a été obtenue par la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel ANSYS-Fluent. Le modèle numérique développé au cœur de ce mémoire a été vérifié pour son indépendance au maillage et confronté à la littérature. Cette dernière a démontré la certitude et l'exactitude des résultats obtenus par ce modèle.

Les résultats de simulation numérique ont montré l'influence importante de l'utilisation du nanofluide hybride sur le comportement global de l'échangeur à triple tube concentrique. On remarque que pour un débit constant, l'utilisation du nanofluide à l'intérieur du tube central diminue l'efficacité globale de l'échangeur, que ce soit en écoulement parallèle ou contre-courant. Par contre, lorsque le nanofluide hybride est introduit dans l'espace annulaire externe, on remarque une nette amélioration de l'efficacité. À la suite de ces résultats, dans le cas où le débit est une contrainte (fixe), nous recommandons d'utiliser ce nanofluide que dans l'espace annulaire externe afin d'obtenir des meilleures performances.

À la fin, nous proposons au futur, de réaliser une étude expérimentale pour comprendre pourquoi les performances de l'échangeur diminuent lorsque le nanofluide hybride circule à l'intérieur du tube central. De plus il est important aussi d'analyser d'autres types de nanofluides et voir leurs

influences, considéré le cas des fluide à propriétés thermo-dépendantes. Un autre point aussi important est l'analyse de la possibilité d'application d'autres techniques d'amélioration, comme introduction des ailettes, l'utilisation des tubes ondulés ou twistés.

Références

- Abbood, S. A. and Sunden, B. A. (2016), "Numerical study of turbulent forced convection in a finned tube with and without CuO nano fluid", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 26 No. 7, pp. 2252-2270.
- AlfaLaval (2020), "<https://www.alfalaval.my/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/heat-exchanger/how-plate-heat-exchanger-work>", Access 12/10/2020".
- ANSYS-Fluent (2011), "ANSYS fluent theory guide 14.0", ANSYS, Canonsburg, PA.
- Barba, A., Rainieri, S. and Spiga, M. (2002), "Heat transfer enhancement in a corrugated tube", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 29 No. 3, pp. 313-322.
- Bianco, V., Chiacchio, F., Manca, O. and Nardini, S. (2009), "Numerical investigation of nanofluids forced convection in circular tubes", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29 No. 17, pp. 3632-3642.
- Bontemps, A., Garrigue, A., Goubier, C., Huetz, J., Marvillet, C. and Mercier, P. (1995), "Échangeur de chaleur, Description des échangeurs", *Techniques de l'ingénieur B*, Vol. 2, p. 341.
- Boultif, N. and Bougriou, C. (2017), "Steady and unsteady state thermal behaviour of triple concentric-tube heat exchanger", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 53 No. 3, pp. 849-863.
- Buschmann, M. H., Azizian, R., Kempe, T., Juliá, J. E., Martínez-Cuenca, R., Sundén, B., Wu, Z., Seppälä, A. and Ala-Nissila, T. (2018), "Correct interpretation of nanofluid convective heat transfer", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 129, pp. 504-531.
- Choi, S. U. S. and Eastman, J. A. (1995), "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles", *Conference: 1995 International mechanical engineering congress and exhibition, San Francisco, CA (United States)*, Argonne National Lab., IL (United States) p. 8 p.
- Ding, Y., Alias, H., Wen, D. and Williams, R. A. (2006), "Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids)", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49 No. 1, pp. 240-250.
- Eastman, J. A., Choi, S. U. S., Li, S., Yu, W. and Thompson, L. J. (2001), "Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles", *Applied Physics Letters*, Vol. 78 No. 6, pp. 718-720.
- Ebrahimnia-Bajestan, E., Niazmand, H., Duangthongsuk, W. and Wongwises, S. (2011), "Numerical investigation of effective parameters in convective heat transfer of nanofluids flowing under a laminar flow regime", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54 No. 19, pp. 4376-4388.

- El Bécaye Maïga, S., Nguyen, T. C., Galanis, N., Roy, G., Maré, T. and Coqueux, M. (2006), "Heat transfer enhancement in turbulent tube flow using Al₂O₃ nanoparticle suspension", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 16 No. 3, pp. 275-292.
- Fabbri, G. (1999), "Optimum profiles for asymmetrical longitudinal fins in cylindrical ducts", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42 No. 3, pp. 511-523.
- Fraas, A. P. (1989), *Heat exchanger design*, John Wiley & Sons.
- García-Valladares, O. (2004), "Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43 No. 10, pp. 979-991.
- Gicquel, R. (2001), "Systèmes Energétiques, Tome 1: méthodologie d'analyse, bases de thermodynamique", *Thermoptim, Presses de l'Ecole des Mines de Paris*, Vol. 2.
- Giovannoni, V., Sharma, R. N. and Raine, R. R. (2017), "Numerical prediction of thermal performances in a concentric triple tube heat exchanger", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 120, pp. 86-105.
- Gomaa, A., Halim, M. A. and Elsaid, A. M. (2016), "Experimental and numerical investigations of a triple concentric-tube heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 99, pp. 1303-1315.
- Gomaa, A., Halim, M. A. and Elsaid, A. M. (2017), "Enhancement of cooling characteristics and optimization of a triple concentric-tube heat exchanger with inserted ribs", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 120, pp. 106-120.
- Hanshik, C., Jeong, H., Jeong, K.-W. and Choi, S.-H. (2016), "Improved productivity of the MSF (multi-stage flashing) desalination plant by increasing the TBT (top brine temperature)", *Energy*, Vol. 107, pp. 683-692.
- He, Y., Men, Y., Zhao, Y., Lu, H. and Ding, Y. (2009), "Numerical investigation into the convective heat transfer of TiO₂ nanofluids flowing through a straight tube under the laminar flow conditions", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29 No. 10, pp. 1965-1972.
- Hemmat Esfe, M., Saedodin, S. and Mahmoodi, M. (2014), "Experimental studies on the convective heat transfer performance and thermophysical properties of MgO-water nanofluid under turbulent flow", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 52, pp. 68-78.
- Heris, S. Z., Etemad, S. G. and Esfahany, M. N. (2009), "Convective heat transfer of a Cu/water nanofluid flowing through a circular tube", *Experimental Heat Transfer*, Vol. 22 No. 4, pp. 217-227.
- Hwang, K. S., Jang, S. P. and Choi, S. U. S. (2009), "Flow and convective heat transfer characteristics of water-based Al₂O₃ nanofluids in fully developed laminar flow regime", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52 No. 1, pp. 193-199.
- Jarunghammachote, S. (2010), "Entropy generation analysis for fully developed laminar convection in hexagonal duct subjected to constant heat flux", *Energy*, Vol. 35 No. 12, pp. 5374-5379.
- Kakac, S., Liu, H. and Pramuanjaroenkij, A. (2020), *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*, CRC press.
- Kim, D., Kwon, Y., Cho, Y., Li, C., Cheong, S., Hwang, Y., Lee, J., Hong, D. and Moon, S. (2009), "Convective heat transfer characteristics of nanofluids under laminar and turbulent flow conditions", *Current Applied Physics*, Vol. 9 No. 2, Supplement, pp. e119-e123.

- Manglik, R. M. and Ding, J. (1997), "Laminar flow heat transfer to viscous powerlaw fluids in double-sine ducts", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40 No. 6, pp. 1379-1390.
- Maradiya, C., Vadher, J. and Agarwal, R. (2018), "The heat transfer enhancement techniques and their Thermal Performance Factor", *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences*, Vol. 7 No. 1, pp. 1-21.
- Mazaheri, N., Bahiraei, M., Abdi Chaghakaboodi, H. and Moayedi, H. (2019), "Analyzing performance of a ribbed triple-tube heat exchanger operated with graphene nanoplatelets nanofluid based on entropy generation and exergy destruction", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 107, pp. 55-67.
- Mehrez, Z. and El Cafsi, A. (2019), "Forced convection magnetohydrodynamic Al₂O₃-Cu/water hybrid nanofluid flow over a backward-facing step", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 135 No. 2, pp. 1417-1427.
- Molle, D. and Patry, P.-M. (2015), *RT 2012 et RT Existant: réglementation thermique et efficacité énergétique*, Editions Eyrolles.
- Mukesh Kumar, P. C. and Hariprasath, V. (2020), "A review on triple tube heat exchangers", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 21, pp. 584-587.
- Muzychka, Y. S. and Yovanovich, M. M. (2004), "Laminar forced convection heat transfer in the combined entry region of non-circular ducts", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 126 No. 1, pp. 54-61.
- Nema, P. K. and Datta, A. K. (2006), "Improved milk fouling simulation in a helical triple tube heat exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49 No. 19, pp. 3360-3370.
- Olewi, S. and Al-Turaihi, R. (2019), "The effect of ribs height in two phase flow (air-water) on heat transfer coefficient in vertical ribbed duct", *Ain Shams Engineering Journal*, Vol. 10 No. 4, pp. 801-810.
- Ouzzane, M. and Galanis, N. (2001), "Numerical analysis of mixed convection in inclined tubes with external longitudinal fins", *Solar Energy*, Vol. 71 No. 3, pp. 199-211.
- Patankar, S. (1980), *Numerical heat transfer and fluid flow*, Taylor & Francis.
- Peigné, P., Inard, C. and Druette, L. (2013), "Ventilation heat recovery from wood-burning domestic flues. A Theoretical Analysis Based on a Triple Concentric Tube Heat Exchanger", *Energies*, Vol. 6 No. 1, pp. 351-373.
- Periyasamy, C. M. K. and Visvanathan, H. (2019), "Analysis on thermal and flow behavior of triple concentric tube heat exchanger handling MWCNT/water nanofluids", *Thermal Science*, No. 00, pp. 396-396.
- Promthaisong, P., Jedsadaratanachai, W. and Eiamsa-ard, S. (2016), "3D Numerical study on the flow topology and heat transfer characteristics of turbulent forced convection in spirally corrugated tube", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 69 No. 6, pp. 607-629.
- Qi, C., Luo, T., Liu, M., Fan, F. and Yan, Y. (2019), "Experimental study on the flow and heat transfer characteristics of nanofluids in double-tube heat exchangers based on thermal efficiency assessment", *Energy Conversion and Management*, Vol. 197, p. 111877.
- Quadir, G. A., Jarallah, S. S., Salman Ahmed, N. J. and Badruddin, I. A. (2013), "Experimental investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 62, pp. 562-566.

- Rădulescu, S., Negoită, L. I. and Onuțu, I. (2016), "Analysis of the heat transfer in double and triple concentric tube heat exchangers", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 147, p. 012148.
- Ranga Babu, J. A., Kumar, K. K. and Srinivasa Rao, S. (2017), "State-of-art review on hybrid nanofluids", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 77, pp. 551-565.
- Rokni, M. and Sundén, B. (1998), "3D numerical investigation of turbulent forced convection in wavy ducts with trapezoidal cross-section", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 8 No. 1, pp. 118-141.
- Russo, F. and Basse, N. T. (2016), "Scaling of turbulence intensity for low-speed flow in smooth pipes", *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 52, pp. 101-114.
- S. Chen, T. L. Chan, C. W. Leung and B. Yu (2000), "Numerical prediction of laminar forced convection in triangular ducts with unstructured triangular grid method", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 38 No. 2, pp. 209-224.
- Sadasivam, R., Manglik, R. M. and Jog, M. A. (1999), "Fully developed forced convection through trapezoidal and hexagonal ducts", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42 No. 23, pp. 4321-4331.
- Sahoo, P. K., Ansari, I. A. and Datta, A. K. (2005), "Milk fouling simulation in helical triple tube heat exchanger", *Journal of Food Engineering*, Vol. 69 No. 2, pp. 235-244.
- Saraireh, M. A. (2018), "Experimental and Numerical Thermal Study of Triple Pipe Heat Exchanger", *International Journal of Simulation--Systems, Science & Technology*, Vol. 19 No. 4.
- Saravanan, P. and Raman, M. (2020), "Experimental and numerical analysis of diesel engine exhaust heat recovery using triple tube heat exchanger", *Thermal Science*, Vol. 24 No. 1B, pp. 525-531.
- Singh, S. K., Mishra, M. and Jha, P. (2015), "Experimental investigations on thermo-hydraulic behaviour of triple concentric-tube heat exchanger", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 229 No. 4, pp. 299-308.
- Suresh, S., Venkitaraj, K. P., Selvakumar, P. and Chandrasekar, M. (2011), "Synthesis of Al₂O₃-Cu/water hybrid nanofluids using two step method and its thermo physical properties", *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, Vol. 388 No. 1, pp. 41-48.
- Takabi, B., Gheitaghy, A. M. and Tazraei, P. (2016), "Hybrid Water-Based Suspension of Al₂O₃ and Cu Nanoparticles on Laminar Convection Effectiveness", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 30 No. 3, pp. 523-532.
- Tuyen, V., Van Hap, N. and Phu, N. M. (2020), "Thermal-hydraulic characteristics and optimization of a liquid-to-suction triple-tube heat exchanger", *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 19, p. 100635.
- Ünal, A. (1998), "Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers Part 1: Mathematical modelling", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 25 No. 7, pp. 949-958.
- Ünal, A. (2001), "Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers Part 2: Case studies", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 28 No. 2, pp. 243-256.

- Ünal, A. (2003), "EFFECTIVENESS-NTU RELATIONS FOR TRIPLE CONCENTRIC-TUBE HEAT EXCHANGES", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 30 No. 2, pp. 261-272.
- Uzun, İ. and Ünsal, M. (1997), "A numerical study of laminar heat convection in ducts of irregular cross-sections", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 24 No. 6, pp. 835-848.
- Zhang, R., Cong, T., Tian, W., Qiu, S. and Su, G. (2015), "Effects of turbulence models on forced convection subcooled boiling in vertical pipe", *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 80, pp. 293-302.
- Zhang, S., Wu, X., Shi, S., Sun, X., Christensen, R. and Yoder, G. (2018), "A coupled heat transfer and tritium mass transport model for a double-wall heat exchanger design for FHRs", *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 122, pp. 328-339.
- Zhao, M. and Li, Y. (2012), "New integral-mean temperature difference model for thermal design and simulation of parallel three-fluid heat exchanger", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 59, pp. 203-213.
- Zohuri, B. (2017), "Heat Exchanger Types and Classifications", in Zohuri, B. (Ed.) *Compact Heat Exchangers: Selection, Application, Design and Evaluation*, Springer International Publishing, Cham, pp. 19-56.
- Zuritz, C. A. (1990), "On the design of triple concentric-tube heat exchangers", *Journal of Food Process Engineering*, Vol. 12 No. 2, pp. 113-130.

Résumé : Dans ce mémoire, une étude numérique sur l'influence de l'utilisation d'un nanofluide hybride à savoir l' Al_2O_3 -Cu-Eau (90:10) dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique est présentée. Le modèle numérique a été développé en se basant sur la méthode des volumes finis et en utilisant le logiciel ANSYS-Fluent. Ce modèle numérique a été vérifié en comparant avec les résultats existant dans la littérature. Les résultats montrent que l'efficacité de l'échangeur est fortement liée à la concentration des nanoparticules au sien du nanofluide hybride ainsi que le passage emprunté par ce dernier. Pour de meilleures performances, il est recommandé de faire circuler le nanofluide hybride dans l'espace annulaire externe.

Mots-clés : Echangeur à triple tube concentrique ; Méthode des volumes finis ; ANSYS-Fluent ; Nanofluide hybride ; Al_2O_3 -Cu-Eau.

Abstract: In this Master's thesis, a numerical study on the influence of the use of a hybrid nanofluid namely Al_2O_3 -Cu-Water (90:10) in a triple concentric tube heat exchanger is presented. The numerical model was developed based on the finite volume method and using the ANSYS-Fluent software. This numerical model has been verified by comparison with results existing in the literature. The results show that the efficiency of the exchanger is strongly related to the concentration of the nanoparticles in the hybrid nanofluid and the passage taken by the latter. For best performance, it is recommended to circulate the hybrid nanofluid in the external annular space.

Keywords: Concentric triple tube exchanger; Finite volume method; ANSYS-Fluent; Hybrid nanofluid; Al_2O_3 -Cu-Water.

ملخص : في هذه المذكرة ، يتم تقديم دراسة رقمية حول تأثير استخدام مائع نانوي هجين مكون من الماء و جسيمات النحاس الالومينا في مبادل حراري ثلاثي الأنابيب متحدة المركز .تم تطوير النموذج الرقمي بالاعتماد على طريقة الحجم المحدودة وباستخدام برنامج المحاكات أنسيس-فلووانت . تم التحقق من هذا النموذج الرقمي بالمقارنة مع النتائج الموجودة في الأدبيات. أظهرت النتائج أن كفاءة المبادل ترتبط ارتباطاً وثيقاً بتركيز الجسيمات النانوية في المائع النانوي الهجين والممر الذي يسلكه هذا الأخير .للحصول على أفضل أداء ، يوصى بتدوير المائع النانوي الهجين في الفضاء الحلقي الخارجي

الكلمات الرئيسية : مبادل حراري ثلاثي الأنابيب متحدة المركز , طريقة الحجم المحدودة , مائع نانوي هجين Al_2O_3 -Cu-Water , ANSYS-Fluent ,