



جامعة الأخوة منتوري قسنطينة
UNIVERSITÉ DES FRÈRES
MENTOURI CONSTANTINE

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي



UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

THESE

Présentée par:

MAOUASSI Ammar

Pour l'obtention du diplôme de **Doctorat en Sciences**
en **Génie Mécanique**
Spécialité : **Énergétique**

**Intensification des transferts thermiques en convection
forcée par l'utilisation d'une nouvelle classe de fluides
porteurs dans une conduite cylindrique.**

N° d'ordre : /Doct/2019.
Série : /GM/2019.

Soutenue le: 20 / 11 / 2019
Devant le jury composé de:

Président:	Mr. Bouchoucha Ali	Professeur	Université Frères Mentouri CNE
Rapporteur:	Mr. Beghidja Abdelhadi	Professeur	Université Frères Mentouri CNE
Examineurs :	Mlle. Ihaddadène Nabila	Professeur	Université M ^{ed} Boudiaf M'Sila
	Mr. Merabet Abderazak	MCA	Université Frères Mentouri CNE
	Mr. Fateh Mebarek Oudina	MCA	Université 20 août 1955-Skikda
Invité :	Mr. Zied Driss	Professeur	Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax, Tunisie

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

قال الله تعالى: (يَا أَيُّهَا الَّذِينَ آمَنُوا إِذَا قِيلَ لَكُمْ تَفَسَّحُوا فِي الْمَجَالِسِ فَافْسَحُوا يَفْسَحِ اللَّهُ لَكُمْ وَإِذَا قِيلَ انشُرُوا فَانشُرُوا يَرْفَعِ اللَّهُ الَّذِينَ آمَنُوا مِنْكُمْ وَالَّذِينَ أُوتُوا الْعِلْمَ دَرَجَاتٍ وَاللَّهُ بِمَا تَعْمَلُونَ خَبِيرٌ) (11) [المجادلة]

عن أبي هريرة رضي الله عنه قال : قال رسول الله ﷺ : "من نفس عن مؤمن كربة من كرب الدنيا نفس الله عنه كربة من كرب يوم القيامة ومن ستر مسلما ستره الله في الدنيا والآخرة ومن يسر على معسر يسر الله عليه في الدنيا والآخرة والله في عون العبد ما كان العبد في عون أخيه ومن سلك طريقا يلتمس فيه علما سهل الله له به طريقا إلى الجنة وما اجتمع قوم في بيت من بيوت الله يتلون كتاب الله ويتدارسونه بينهم إلا حفتهم الملائكة ونزلت عليهم السكينة وغشيتهم الرحمة وذكرهم الله فيمن عنده ومن أبطأ به عمله لم يسرع به نسبه".

رواه مسلم وأبو داود والترمذي والنسائي وابن ماجه وابن حبان في صحيحه والحاكم وقال صحيح على شرطهما



Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de thèse Monsieur **Beghidja Abdelhadi**, Professeur à l'université Frères Mentouri, et directeur du laboratoire LERDD pour son aide scientifique et ces judicieux conseils et surtout de m'avoir soutenu, réconforté, encouragé et cru en moi dès le début. Acceptez monsieur, ma profonde reconnaissance.

Je suis honoré que Monsieur **Bouchoucha Ali**, Professeur à l'Université Frères Mentouri, a accepté de participer et de présider ce jury.

J'exprime toute ma gratitude à Monsieur **Merabet Abderazak** Maître de Conférence A, à l'université Frères Mentouri d'avoir accepté d'examiner ce travail et pour l'honneur qu'il me fait en participant au jury.

Que Monsieur **Zied Driss** professeur à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax, trouve ici l'expression de ma profonde gratitude pour l'honneur qu'il m'a fait en voulant bien accepter d'être membre du jury.

Je remercie vivement Mlle. **Ihaddadène Nabila**, Professeur à l'université M^{ed} Boudiaf M'Sila qui m'a honoré en acceptant de faire partie des membres du jury.

Je remercie vivement Monsieur **Fateh Mebarek Oudina** Maître de Conférence A, à l'université 20 août 1955-Skikda qui m'a honoré en acceptant de faire partie des membres du jury.

Enfin, je remercie du fond de mon cœur tous mes amis, **S. Daoud** de la confiance et du soutien moral qu'ils m'ont apportés, surtout **Mr. S seddik** qui m'a aidé à corriger ma thèse.

*A prunelle de mes yeux ma mère allho-maa ahfedha
A la mémoire de mon père allaho-maa arhamho
A ma Famille (ma femme, mes enfants : Abd Eldjalil et Ibtihel)*



Table des Matières

Dédicace.....	xii
Remerciements.....	xi
Tables de matières.....	v
Nomenclatures.....	vii

Introduction Générale

1. Introduction.....	1
2. Cadre de l'étude	5
3. Plan de thèse	5
4. Valorisation du travail.....	7
4.1 Publications Internationales.....	7
4.2 Communications Internationales.....	7
4.2 Communications Nationales.....	7
5. Références.....	8

Chapitre I: Energie solaire et les différents types des capteurs solaires

I.1 Introduction	9
I.2 Capteurs solaires thermiques	11
I.3 Capteurs stationnaires	12
I.3.1 Capteur plan.....	12
I.3.2 Principaux éléments constituant un capteur plan	15
I.3.3 Collecteurs hybrides photovoltaïques / thermiques (PV/T).....	18
I.3.4 Capteurs solaire à tubes sous vide.....	19
I.3.5 Collecteurs paraboliques composes.....	20
I.4 Capteur solaire poursuite	20
I.4.1 Collecteurs suivi d'un axe	20
I.4.2 Collecteurs suivi de deux axes	22
I.5 Amélioration de la performance du capteur solaire	24
I.5.1 Modifications géométriques	25
I.5.2 Revêtements solaires sélectifs	25
I.6 Références du chapitre 1.....	27

Chapitre II: Echangeurs de chaleur

II.1 Introduction	30
-------------------------	----

II.2	Echangeurs de chaleur.....	30
II.3	Classification des échangeurs de chaleur.....	31
II.3.1	Classification selon mécanisme de transfert de chaleur.....	31
II.3.2	Classification selon la technologique de construction.....	33
II.3.3	Classification selon le processus de transfert.....	48
II.3.4	Echangeurs thermiques à contact direct.....	49
II.3.5	Classification selon la compacité de la surface.....	54
II.3.6	Classification selon la configuration des écoulements.....	55
II.4	Conclusion.....	59
II.5	Références du chapitre 2.....	61

Chapitre III: Nanofluides

III.1	Introduction.....	63
III.2	Développement de nanofluides.....	63
III.3	Méthodes de préparation et de synthèse du nanofluide.....	66
III.4	Propriétés thermo-physique des nanofluides.....	68
III.4.1	Conductivité thermique.....	68
III.4.2	Chaleur spécifique.....	73
III.4.3	Coefficient de transfert thermique convectif.....	74
III.4.4	Viscosité dynamique.....	77
III.4.5	Éléments influents sur les propriétés thermo-physiques.....	79
III.5	Domaines d'applications des nanofluides.....	81
III.5.1	Refroidissement des systèmes énergétiques.....	81
III.5.2	Biomédecine.....	82
III.5.3	Domaine des énergies renouvelables.....	83
III.6	Conclusion.....	97
III.7	Références du chapitre 3.....	98

Chapitre IV: Etude numérique d'un capteur solaire plan

IV.1	Introduction.....	110
IV.2	Formulation mathématique du problème.....	110
IV.2.1	Configuration du problème traité.....	110
IV.2.2	Équations de conservation régissant l'écoulement.....	112
IV.3	Modélisation numérique et procédure de résolution.....	115
IV.3.1	Principe de la méthode des volumes finis.....	116
IV.3.2	Discretisation de l'équation d'énergie.....	117
IV.3.3	Formulation généralisée de la variable ϕ	119
IV.3.4	Discretisation des équations de quantités de mouvement.....	130
IV.4	Procédure de résolution.....	132
IV.4.1	Algorithme SIMPLE.....	132
IV.4.2	Résolution du système d'équations.....	136

IV.4.3	Conditions aux limites et initiales.....	142
IV.5	Validation du code de calcul.....	143
IV.6	Interprétation et discussions des résultats.....	145
IV.6.1	Coefficient de la perte de charge.....	148
IV.6.2	Coefficient de transfert thermique (Le nombre de Nusselt).....	149
IV.7	Conclusion.....	154
	Références du chapitre 4.....	155

Chapitre V: Conception et calcul hydrodynamique des échangeurs

V.1	Introduction.....	158
V.2	Conception mécanique des échangeurs faisceau tubulaire.....	158
V.2.1	Faisceau de tubes.....	158
V.2.2	Chicanes.....	161
V.2.3	Plaques tubulaires.....	163
V.3	Calcul thermohydraulique des échangeurs tubulaires.....	164
V.3.1	Analyse thermique d'un échangeur faisceau tubulaire.....	166
V.3.2	Dimensionnement d'un échangeur faisceau tubulaire.....	172
V.4	Géométrie et les conditions opératoires.....	178
V.4.1	Procédure de calcul de l'échangeur de chaleur.....	178
V.5	Résultats et discussion.....	185
V.5.1	Températures de sortie de l'échangeur thermique.....	186
V.5.2	Coefficient d'échange thermique global.....	188
V.5.3	Nombre d'Unités de Transfert et le flux thermique.....	188
V.5.4	Efficacité énergétique et le coefficient de transfert.....	189
V.5.5	Chute de pression.....	191
V.6	Conclusion.....	192
	Références du chapitre 5.....	193
	Conclusion générale.....	194
	Annexe.....	196



Nomenclatures

Liste des symboles

Symboles latins

- C_p : Chaleur spécifique [J/kg.K].
- h : Coefficient d'échange convectif [$W/m^2.K$].
- J : Flux total (diffusion + convection).
- k : Conductivité thermique [$W/m.K$].
- L : Longueur de la conduite [m].
- Nu : Nombre de Nusselt = $\frac{hD}{k}$.
- P : Pression dimensionnelle.
- P' : Correction de pression.
- Pr : Nombre de Prandtl = ν / α .
- S : Terme source.
- S_C : Partie constante du terme source linéarisé.
- S_p : Coefficient de ϕ_p dans l'expression du terme source linéarisé.
- T_{ent} : Température d'entrée [K].
- u : Composante dimensionnelle axiale du vecteur de vitesse.
- u' : Correction de la vitesse u .
- V : Composante dimensionnelle radiale du vecteur de vitesse.
- v' : Correction de la vitesse v .
- x : Coordonnée axiale [m].
- r : Coordonnée radiale [m].
- CNT : Carbon Nanotubes
- MWCNT : Multi-wall Carbon Nanotubes.

Symboles grecs

- α_ϕ : Coefficient de sous relaxation.
- α : Diffusivité thermique = $k / \rho C_p$
- ρ : Masse volumique [kg/m^3].
- μ : Viscosité dynamique [$N.s/m^2$].
- ν : Viscosité cinématique [m^2/s].

- Γ : Coefficient de diffusion.
 ϕ : Fonction généralisée.
 φ : concentration volumique.
 δx : Distance dans la direction « x » entre deux nœuds consécutifs.
 δr : Distance dans la direction « r » entre deux nœuds consécutifs.
 Δx : Longueur dans la direction « x » de volume de contrôle.
 Δr : Longueur dans la direction « r » de volume de contrôle.

Indices

- i suivant la direction X
 j suivant la direction r.
 s solide.
 f fluide.
 nf Nanofluide.

Introduction Générale

Sommaire

1. Introduction.....	1
2. Cadre de l'étude	5
3. Plan de thèse	5
4. Valorisation du travail.....	7
4.1 Publications Internationales.....	7
4.2 Communications Internationales.....	7
4.2 Communications Nationales.....	7
5. Références.....	8

1. Introduction

L'énergie joue un rôle très important au niveau mondial que ce soit pour le développement, la modernisation, ou la croissance économique. Mais ce besoin énergétique jour après jour augmente, soit pour la nécessité ou pour la confortabilité, à cette effet, le monde confronte de nombreux problèmes pour couvrir ces besoins, d'une part en raison de la diminution brusque des sources énergétiques conventionnelles qui accompagnera l'augmentation de leurs prix et d'autre part, par la dégradation environnementale qui accompagne l'exploitation de ces sources, telle que la pollution par les fumées des combustibles, les pluies acides, le réchauffement et les changements climatiques et bien d'autres problèmes.

L'approvisionnement en énergie est un enjeu major et un sujet d'actualité à travers tous les domaines énergétiques, surtout avec la diminution des sources conventionnelles telles que le pétrole, gaz naturel et le charbon [4]. En plus, l'augmentation du besoin énergétique due au développement des dispositifs et des installations complexes, qui ont besoin de l'énergie pour

effectuer leurs tâches et jouer leur rôle, ce besoin est plus en plus augmente dans tous les domaines comme indique la figure 1, où le secteur industriel prend le grand pourcentage atteint 54%, le deuxième est le secteur du transport par 27%, suivirent par le secteur résidentiel avec 13% et le reste dans les enverront de 6% au secteur des services.

Des prévisions dites que la consommation mondiale de l'énergie augmentera avec un taux de 24% en 2030 comparé à l'année 2010 [1]. La figure 1 montre que cette consommation passe de 387 Billions MJ en 2015 à 510 Billions MJ en 2030 (c'est-à-dire qu'elle augmente avec 32%). Donc la demande énergétique mondiale augmente rapidement et continuellement tandis que les sources énergétiques conventionnelles telles que les combustibles fossiles ou pétroliers diminuent rapidement. Aussi, l'exploitation de ces sources pour couvrir ces besoins n'est pas vraiment bonne idée parce qu'elle engendre plusieurs problèmes que ce soit économique ou environnemental.

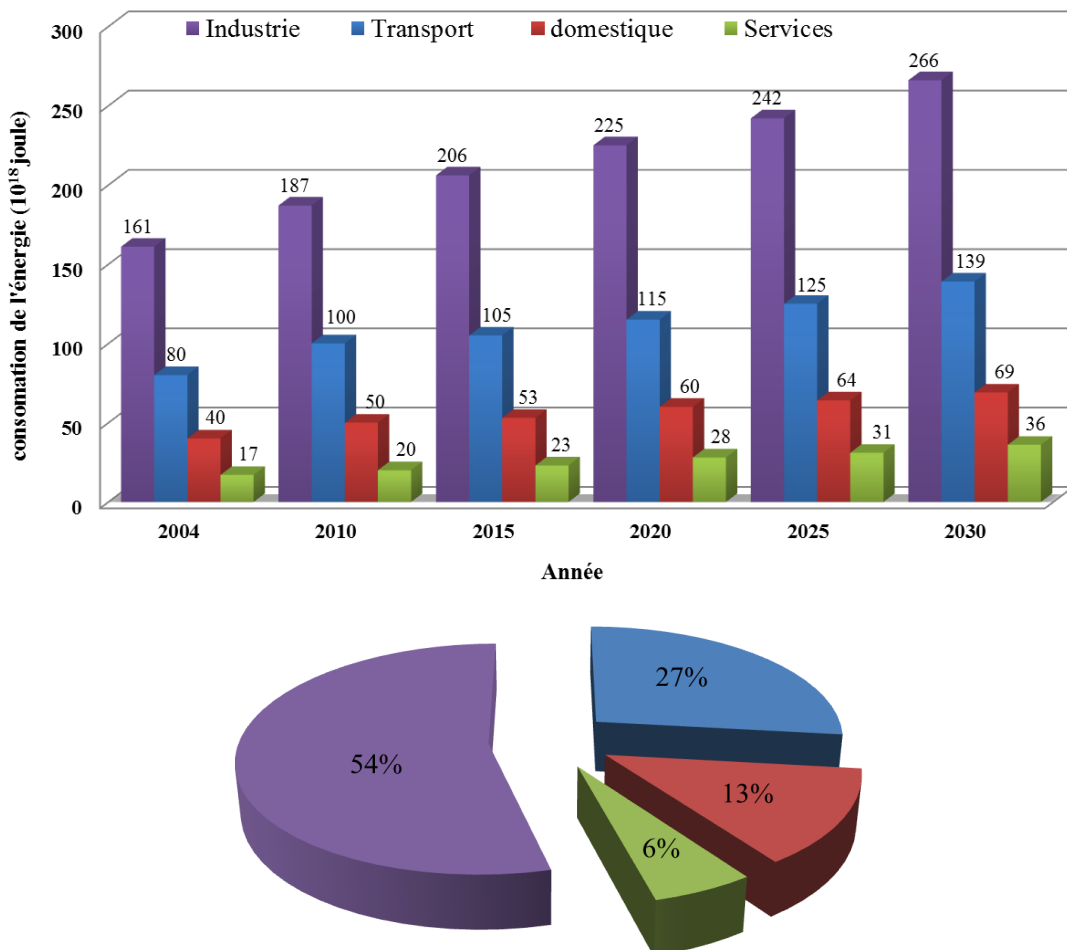


Fig. 1 L'évolution de la consommation d'énergie mondiale et les prévisions, Le taux de la consommation annuel du monde de l'énergie pour chaque secteur [1].

A ce jour, le monde confronte des problèmes nombreux pour couvrir leurs besoins énergétiques, d'une part, la diminution brusque des sources énergétiques conventionnelles, et

d'autre part, la dégradation environnementale accompagne l'exploitation de ces sources, telle que la pollution due aux fumées des combustibles (émission CO₂), les pluies acide, le réchauffement et les changements climatique et d'autres problèmes devenant un problème mondial géant [4].

A cet effet, il est nécessaire de chercher d'autre source pour produire une énergie propre à partir des sources renouvelables, et sans affecter l'environnement, cet axe de recherche a toujours été la préoccupation de la communauté scientifique et les chercheurs autour du monde.

L'idée est donc trouvée des ressources énergétiques durables, et a le pouvoir de remplacer les combustibles fossile (charbon, gaz naturel et pétrole brut), pour atteindre les buts suivant :

- Energie renouvelable et ne peut pas s'épuiser.
- Une source propre et non polluante.
- Une disponibilité mondiale, contrairement aux combustibles fossiles qui ne sont disponibles que dans certains pays.

Donc les sources d'énergies renouvelables sont disponibles sans limitation des réserves, et leur exploitation est un moyen de répondre aux besoins énergétique tout en préservant l'environnement, où les formes principales sont :

- l'énergie solaire,
- l'énergie éolienne,
- l'énergie de la biomasse,
- l'énergie géothermique,
- l'énergie hydraulique.

Une comparaison entre les sources d'énergie conventionnelles (charbon, pétrole brut et gaz naturel) et les sources de l'énergie renouvelable est présenté dans la figure 2, d'après le potentiel énergétique produise par an pour les différents types de source, il est clairement apparu que celui d'énergie renouvelable est plus grand, et que l'énergie solaire a le plus grand potentiel.

L'une des sources énergétique renouvelable est l'énergie solaire thermique, elle a une importance capitale dans le monde, parce qu'elle est propre, renouvelable et durable, qui est utilisée dans plusieurs domaines pratique et industrielle, y compris production d'électricité, chauffage et refroidissement des systèmes énergétiques [5], la figure 3 représente un exemple d'une maison solaire, où l'énergie de rayons solaires remplace les sources conventionnelles.

L'un des plus grands gisements solaire du monde est situé au nord d'Afrique comme indique la **figure 1 (annexe A)**, où l'Algérie est l'un des payer qui contient un potentiel énergétique solaire très élevé (**figure 2 Annexe A**), parce qu'elle est parmi les pays les plus ensoleillés dans le monde, et par conséquence y une grande possibilité de lancer de nombreux projets et de programmes qui contribuent au développement des énergies renouvelables, principalement l'énergie solaire [5]. Les maisons solaire sont l'un des axes de recherche le plus important à travers le monde, qui utilise l'énergie solaire au lieu des combustible d'origine fossile comme indique la figure 3, où les deux éléments principaux dans ces installations sont les capteurs solaires et les échangeurs de chaleur, où les capteurs thermiques plans sont les

collecteurs solaires les plus utilisés, mais ce type de capteur a une efficacité énergétique relativement faible. Ce problème pousse les chercheurs de réfléchir à l'augmentation de l'efficacité thermique de ces installations, et aussi par l'économisassions l'énergie à travers l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur thermique.

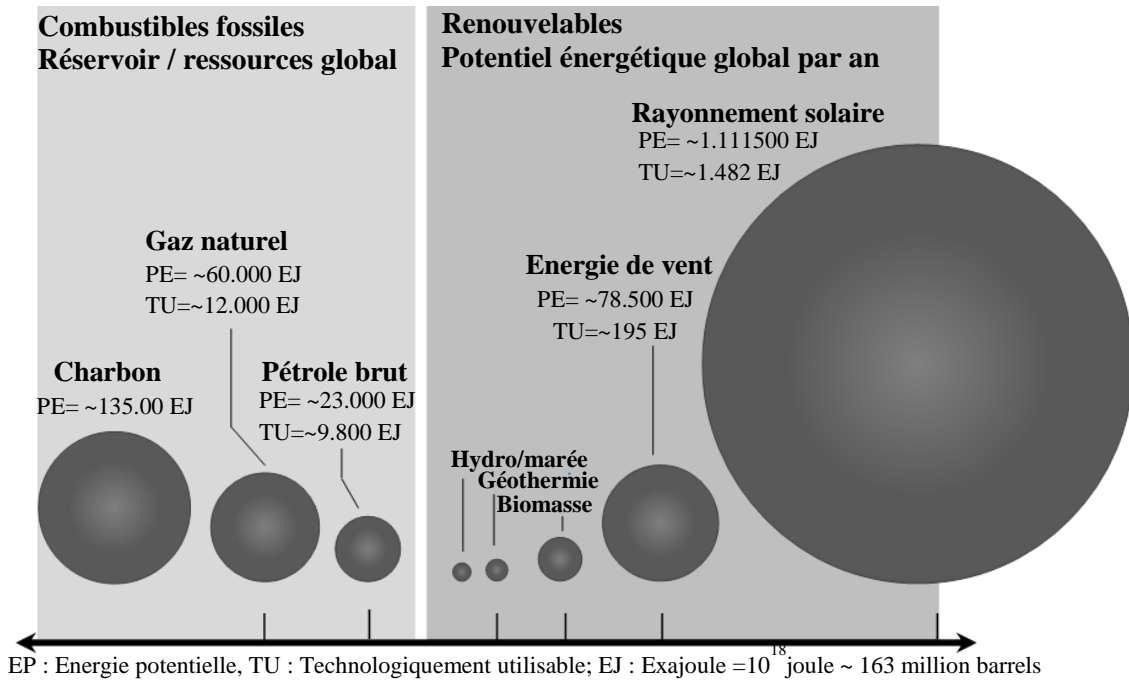


Fig. 2 Les sources potentielles mondiales actuelles d'énergie / réserves [3].

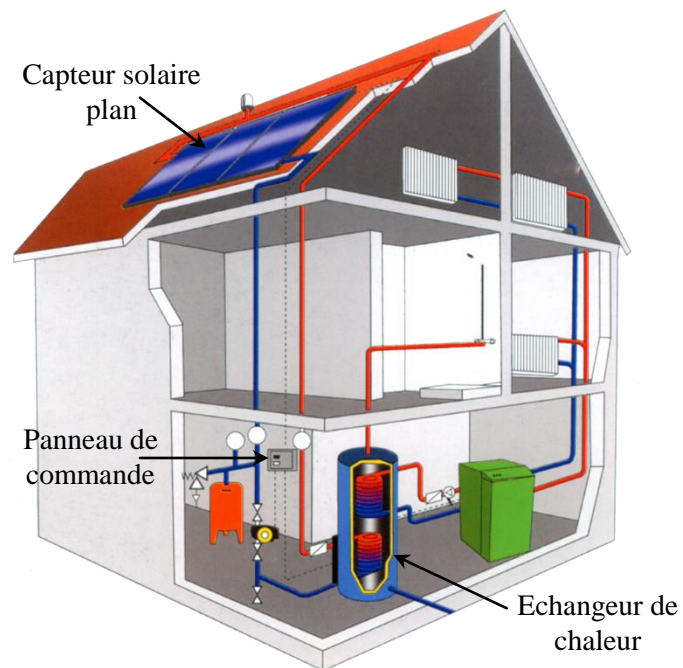


Fig. 3 Exemple d'une maison solaire.

Afin d'atteindre ce but, la conversion, la conservation et la récupération d'énergie sont les moyens les plus utiles pour économiser l'énergie, des différentes technologies sont utilisées pour améliorer l'efficacité des systèmes thermique tel que la modification géométrique (l'augmentation de la surface d'échange de chaleur en utilisant des ailettes et des micro-canaux). Mais, ces méthodes conventionnelles sont la raison d'un système d'échange thermique plus volumineux et encombrant, et par conséquent, l'utilisation de ces méthodes conventionnelle est limitée [1].

Récemment une nouvelle méthode a été utilisée pour augmenter ou améliorer de l'efficacité thermique de ces installations énergétiques, qui consiste à remplacer le fluide caloporteur conventionnel par d'autres fluides ayant des propriétés thermiques plus élevées, l'idée est basée sur la dispersion des nanoparticules au sein du fluide conventionnel. Cette amélioration fait donc des nanofluides une nouvelle technologie prometteuse dans le cadre des transferts thermiques, permettant d'améliorer les performances de divers échangeurs de chaleurs.

2. Cadre de l'étude

Cette thèse étudie globalement les phénomènes touchant directement le domaine énergétique et le transfert d'énergie. Elle traite l'examen par simulation numérique des phénomènes l'échange de chaleur et le transport de l'énergie, dans des différentes configurations connues, tels que l'échangeur de chaleur faisceau tubulaire, et le panneau solaire plan, pour les écoulements incompressibles, turbulents et laminaires en régime stationnaire. Ces calculs numériques ont été effectués par la résolution des équations mathématiques aux dérivées partielles (EDP) modélisant les écoulements; les équations de Navier-Stokes et d'Euler. Un schéma numérique dit "décentrer" amont de second ordre (Upwind) est utilisé. La motivation principale de ce travail est de comprendre les différents paramètres qui gouvernent ces écoulements et leurs influences. Parmi les paramètres les plus variables globalement dans ce travail, on cite : le nombre de Nusselt et le coefficient de friction (perte de charge). Ce travail de thèse est abordé à travers trois grands chapitres cités ci-dessous.

3. Plan de thèse

L'objectif principal de la présente thèse, est l'étude numérique et la modélisation du comportement hydrodynamique et thermique des nanofluides, qui s'écoulent à travers deux éléments essentiels d'une installation solaire, tels qu'un capteur solaire plan et l'échangeur tubulaire. Par conséquent, et pour atteindre notre objectif, cette thèse se compose de :

Le chapitre 1 est consacré à la synthèse bibliographique sur l'état de l'art des applications de l'énergie solaire dans le domaine pratique et industriel, nous avons présenté en détail les différents type des capteurs solaire ainsi que leurs utilisation et la plage de fonctionnement de chaque type. En particulier les définitions de base et les améliorations possibles sur ces types des capteurs.

Dans le deuxième chapitre, une synthèse bibliographique sur l'état de l'art des échangeurs thermiques dans le domaine pratique et industriel, nous avons présenté en détail les différents types des échangeurs ainsi que leurs utilisations et la plage de fonctionnement de

chaque type. En particulier les définitions de base et les améliorations possibles sur ces types des capteurs.

La première partie du chapitre 3 est consacrée à la présentation d'une revue bibliographique des travaux expérimentaux et numériques sur les nanofluides, ainsi qu'à l'étude des propriétés thermo-physiques de ce type des fluides porteur, et l'explication physique de ce phénomène. Nous présenterons notamment les différents types des nanofluides utilisés dans les travaux publiés dans la littérature, et par la suite les domaines de l'utilisation de cette nouvelle classe du fluide porteur. Dans la deuxième partie, on entame les travaux traitant l'amélioration du rendement des capteurs solaires et les échangeurs thermiques en utilisant les nanofluides comme des fluides caloporteurs.

Dans le quatrième chapitre, nous avons étudié par simulation numérique tout d'abord, l'écoulement à travers un capteur solaire plan. On commence ce chapitre par la première partie, où les modèles mathématiques utilisés durant cette étude numérique ont été présentés, suivis par la formulation mathématique du problème et les équations gouvernant l'écoulement. Puis une explication détaillée de la méthode des volumes finis utilisée pour la discrétisation de ces équations et la modélisation numérique du problème.

La deuxième partie de ce chapitre, est consacrée à la procédure de résolution et les méthodes utilisées, ainsi nous présenterons les différents sous-programmes utilisés (algorithme SIMPLE, TDMA...). Puis nous avons validé nos résultats en faisant une comparaison avec ceux des études numériques et expérimentales Karanth et al (2012), et par la suite Tagliafico et al (2014) dans le cas de l'écoulement laminaire à travers un panneau solaire plan non vitré.

La troisième partie de ce chapitre est la partie la plus importante, qui comporte les résultats de la simulation numérique obtenus et leur interprétation pour le cas d'un capteur solaire thermique. Puis on exposera une étude comparative entre les différents nanofluides utilisés durant cette étude.

Le cinquième chapitre représente les éléments essentiels d'un échangeur faisceau tubulaire, qui sont utilisés dans la modélisation de ces dispositifs thermiques, les méthodes de calculs ainsi que les différentes corrélations utilisées pour estimer les paramètres hydro-thermiques dans les deux côtés de l'échangeur thermique, puis on présente l'analyse et l'interprétation des résultats obtenus pour chaque paramètre hydro-thermique.

Finalement, cette thèse sera terminée par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus, ainsi que des perspectives futures basées sur ce travail sont donc envisageables.

4.1. Valorisation du travail

Ce travail a fait l'objet de huit articles dont 2 publications dans des revues internationales ([1], [2]), de 4 conférences internationales ([3], [4], [5] et [6]) et deux conférences nationales ([7] et [8]).

4.1.1. Publications Internationales

- [1] **A. Maouassi**, A. Baghidja, S. Daoud, N. Zeraibi, "Heat exchanges intensification through a flat plat solar collector by using nanofluids as working fluid," *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 10 (3), pp. 1-7, 2018. <http://dx.doi.org/10.5098/hmt.10.35>
- [2] **A. Maouassi**, A. Baghidja, S. Daoud, N. Zeraibi, "Numerical study of nanofluid heat transfer SiO₂ through a solar flat plate collector," *International Journal of Heat and Technology*, 35 (3), pp. 619-625, 2017. <http://dx.doi.org/10.18280/ijht.350319>

4.1.2. Communications Internationales

- [3] **A. Maouassi**, A. Baghidja, S. Daoud, N. Zeraibi, "Numerical Study of Heat Transfer Nanofluid TiO₂ through a Solar Flat Plate Collector," 19th International Conference on Energy and Power Systems Management (ICEPSM 2017), Paris, France, pp. 1390-1394, Jul 20-21, 2017.
- [4] M. Amoura, **A. Maouassi**, and N. Zeraibi, "Heat Transfer Enhancement using CuO/Water Nanofluid," *Proceedings of International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer*, pp. 869-880, 2012. <http://dx.doi.org/10.1615/ICHMT.2012.CHT-12.530>
- [5] **A. Maouassi**, A. Baghidja, S. Daoud, N. Zeraibi, "Étude Numérique du Transfert thermique à travers un capteur solaire plan en utilisant le Nanofluide (TiO₂/eau) comme fluide caloporteur," XIII^{ème} Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes (CIFQ2017), Saint-Lô, France, pp. 1-6, 22-24 Mai, 2017.
- [6] **A. Maouassi**, M. Gareche, N. Zeraibi, "Numerical study of nanofluid heat transfer CuO through a cylindrical pipe maintained at a constant temperature at the wall". 6th International Symposium on Hydrocarbons and Chemistry (ISHC6), Zeralda, Algeria, pp. 35-40, October 13-15, 2012.

4.1.3. Communications Nationales

- [7] **A. Maouassi**, M. Gareche, N. Zeraibi, " Étude Numérique du transfert de chaleur de nanofluide Al₂O₃ à travers une conduite de section cylindrique maintenu à une température constante à la paroi," 8^{èmes} Journées de Mécanique (JM-EMP'08), Bordj El-Bahri, Alger, Algérie, pp. 1-7, 10-11 Avril, 2012.
- [8] **A. Maouassi**, M. Gareche, N. Zeraibi, " Étude Numérique la convection forcée d'un écoulement laminaire du nanofluide (CuO) à travers une conduite cylindrique," Séminaire sur l'énergie, Bab Ezzouar, Alger, Algérie, pp. 1-6, 25-27 Mars 2012.



Références

- [1] Energy Information Administration (EIA). International energy outlook. 2007-07, <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/index.html>.
 - [2] J.M. Chasseriau, " Conversion Thermique du Rayonnement Solaire", Dunod, France, pages 273, 1984.
 - [3] F. Christian, E. Selly, D Adityawarman, A. Indarto, "Application of nanotechnologies in the energy sector: A brief and short review," Front. Energy, vol. 7(1), pp. 6–18, 2013.
 - [4] M. Hasanuzzaman, N.A. Rahim, R. Saidur, S.N. Kazi, "Energy savings and emissions reductions for rewinding and replacement of industrial motor," Energy. vol.36 (1), pp. 233–240, 2011.
 - [5] M. Hasanuzzaman, N.A. Rahim, R. Saidur, I.M. Mahbubul, M.M. Rashid. "Energy savings in the combustion based process heating in industrial sector," Renew Sustain Energy Rev. Vol.16 (7), pp. 4527–4536, 2012.
-

Chapitre

I

*État de l'art de l'énergie
solaire et les différents
types des capteurs solaires
utilisés dans ce domaine*

Sommaire

I.1	Introduction.....	9
I.2	Capteurs solaires thermiques	11
I.3	Capteurs stationnaires.....	12
I.3.1	Capteur plan	12
I.3.2	Principaux éléments constituant un capteur plan	15
I.3.3	Collecteurs hybrides photovoltaïques / thermiques (PV/T).....	18
I.3.4	Capteurs solaire à tubes sous vide	19
I.3.5	Collecteurs paraboliques composes	20
I.4	Capteur solaire poursuite.....	20
I.4.1	Collecteurs suivi d'un axe	20
I.4.2	Collecteurs suivi de deux axes	22
I.5	Amélioration de la performance du capteur solaire	24
I.5.1	Modifications géométriques	25
I.5.2	Revêtements solaires sélectifs	25
	Références du chapitre 1	27

I.1 Introduction

L'énergie solaire et sa conversion en d'autres formes est évidente dans la nature comme illustre la figure I.1, où l'énergie solaire est convertie en énergie chimique par le processus de photosynthèse dans les plantes vertes, aussi la conversion de l'énergie solaire en énergie mécanique se produit pendant le processus d'évaporation des quantités d'eau, et le changement du comportement du vent. En outre, il existe deux grandes façons d'utiliser l'énergie solaire pour la production d'énergie:

- i. Conversion solaire-électrique (conversion de l'énergie solaire directement en énergie électrique à l'aide d'une cellule solaire photovoltaïque).
- ii. Conversion solaire-thermique (conversion de l'énergie solaire en énergie thermique à l'aide d'un capteur solaire thermique).

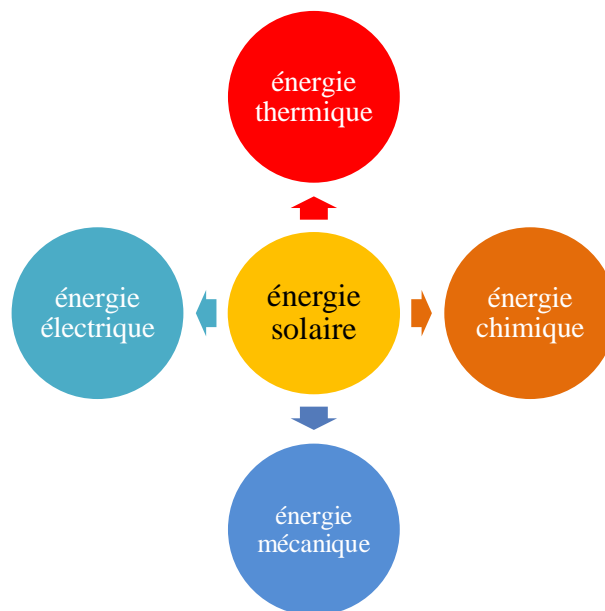


Fig. I.1 Conversion de l'énergie solaire en d'autres formes d'énergie.

L'énergie solaire thermique a une importance capitale dans le monde, parce qu'elle est propre, renouvelable et durable, elle a plusieurs applications pratique et industrielle, y compris production d'électricité, chauffage et refroidissement des systèmes énergétiques.

L'élément essentiel et principal dans des systèmes qui produit l'énergie solaire thermique est le capteur, plusieurs travaux de recherche ont été rapportés dans la littérature sur les systèmes utilisant les capteurs solaires thermiques, où le choix du type de capteur dépend de divers facteurs, c'est ainsi qu'il nous semble judicieux d'aborder un tel sujet qui mérite à notre avis une attention particulière compte tenu des enjeux. À cet effet une recherche bibliographique sur ces éléments a été faite.

Kalogirou [1] a mené une revue exhaustive sur les différents types de capteurs solaires thermiques et leurs applications, où il est présenté et discuté chaque type des capteurs

solaires, puis faire une analyse optique, thermique, hydrodynamique et à la fin il est illustré les domaines d'application de ces systèmes en soulignant la nécessité de son utilisation.

De leur côté, **Barlev** et al [2] ont été présenté une revue sur les capteurs concentrateurs, tel que les collecteurs de champs héliostats, les réflecteurs Fresnel linéaires, le collecteur parabolique. Ils ont suggéré que la technique de l'énergie solaire concentrée (CSP) puisse non seulement être utilisée pour la production d'électricité, mais aussi pour d'autres applications, comme le chauffage et le refroidissement des systèmes industriels, le dessalage de l'eau, etc.

Pour cela ce chapitre est consacré à une présentation générale de l'ensemble de la technique solaire thermique, en mettant l'accent sur les méthodes adoptées pour améliorer ses performances. Il couvre également la description des différents types de capteurs solaires pour comprendre la technologie solaire thermique et les nouvelles modifications réalisées sur chaque catégorie.

I.2 Capteurs solaires thermiques

Le collecteur solaire thermique est un dispositif qui reçoit les rayons solaires et convertie leur énergie photonique en énergie thermique, puis à l'aide d'un fluide caloporteur il transporte cette énergie que ce soit vers le stockage ou pour l'usage. On distingue deux grandes familles de capteurs solaires thermiques comme il montre la figure I.2.

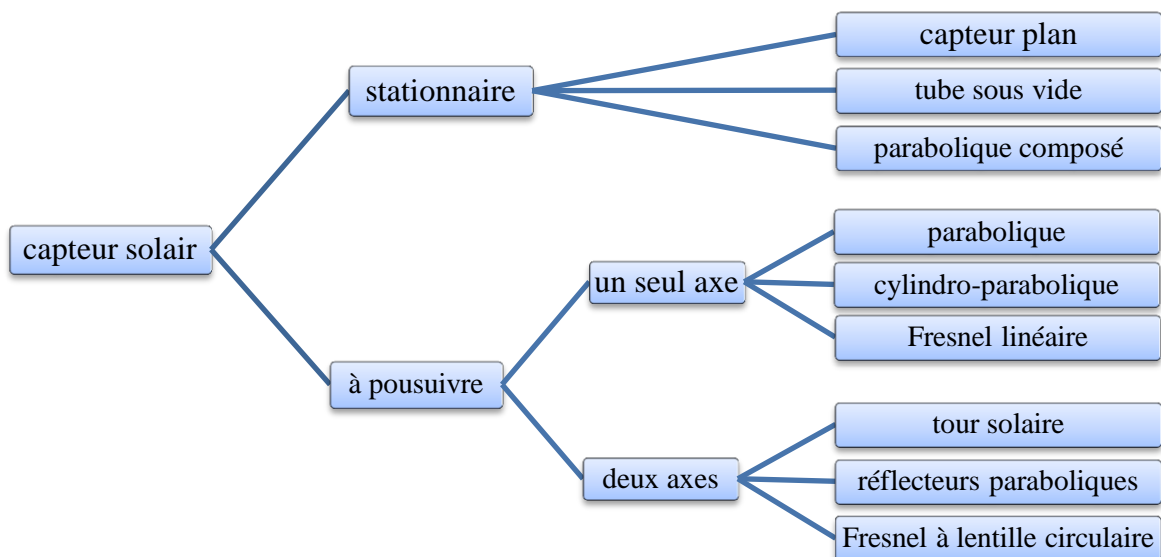


Fig. I.2 Classification des capteurs solaires [1-2].

Les capteurs solaires sont généralement classés comme des capteurs stationnaires et d'autres mobiles, où les capteurs stationnaires sont maintenus fixés, tandis que les capteurs

mobiles sont conçus pour suivre le mouvement du soleil, de sorte que les rayonnements solaires tombent toujours perpendiculairement sur lui.

De leur côté, la famille des capteurs mobiles divisé en deux groupes, l'un est les capteurs mobiles suivis d'un seul axe (unidirectionnel), et l'autre suivis de deux axes (bidirectionnels).

Les capteurs fixes contiennent trois types sont les capteurs plans, tubes à vide et capteurs paraboliques composés, de leur part les capteurs mobiles unidirectionnels contiennent les capteurs paraboliques, cylindriques et les réflecteurs Fresnel linéaire, tandis que le central à tour solaire, les réflecteurs paraboliques et la lentille circulaire de Fresnel appartiennent aux capteurs solaires bidirectionnels.

Pour les fluides caloporteurs, le collecteur qui utilise de l'eau comme fluide caloporteur est appelé chauffe-eau solaire (SWH), tandis que le collecteur utilisant de l'air est appelé chauffe-air solaire (SAH). Le chauffe-eau solaire comprend le capteur solaire ainsi qu'un réservoir de stockage, ce système est classé comme un système passif (l'écoulement dû à l'action thermo-symphonique) et un système actif (nécessite le pompage pour la circulation du fluide).

I.3 Capteurs stationnaires

Ces types de collecteurs restent stationnaires indépendamment de la position du soleil dans le ciel. Cependant, ils sont installés à des angles d'inclinaison et d'orientation particuliers, dont les grandeurs dépendent de la localisation géographique (latitude), pour maximiser le captage du rayonnement solaire, comme elle montre la figure I.3.

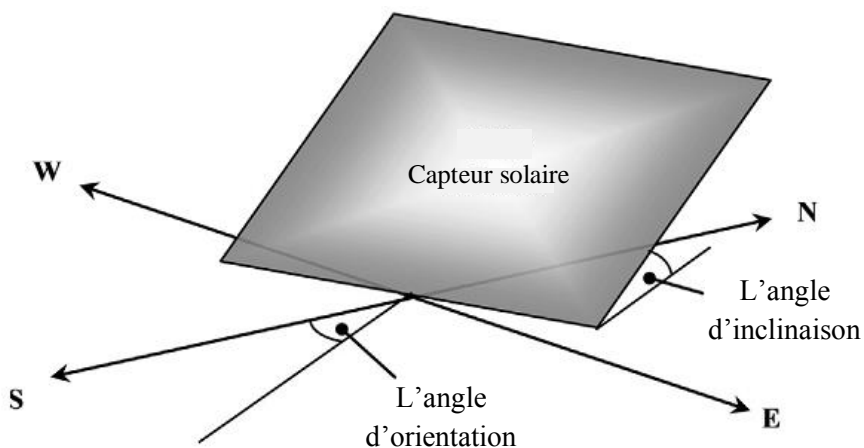


Fig. I.3 Orientation des collecteurs stationnaires.

I.3.1 Capteur plan

Un capteur plan se compose d'un couvercle en verre transparent, d'une plaque absorbante avec une plaque arrière d'isolation voire la figure I.4. Selon le type de fluide

caloporteur on distingue deux types de passage du fluide, c'est-à-dire l'air ou l'eau, pour l'air l'intervalle entre la plaque d'absorbeur et la plaque arrière est faite passage pour le fluide de fluide. Lorsque de l'eau est utilisée comme fluide de travail, les tubes de cuivre brasés sur la plaque d'absorbeur sont constitués de passages de flux.

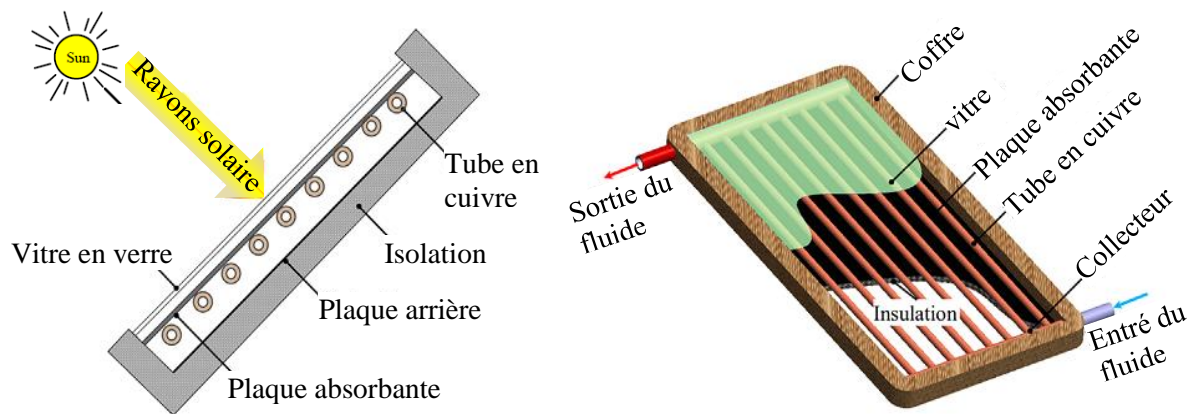


Fig. I.4 Capteur plan: (a) vue d'extrémité et (b) vue 3D.

La liste ci-dessous présente les types les plus répandus des capteurs solaires.

- Capteurs plans de types vitrés
- Capteurs plans sans vitrage
- Capteurs à plaque perforée sans vitrage
- Capteurs solaires à passage retour
- Capteurs solaires à concentration
- Capteurs solaires à air
- Capteurs solaires intégrés
- Capteurs solaires à circulation de liquide

I.3.1.1 Capteurs plans de types vitrés

Sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre 30 et 70 °C, et/ou à des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver. Les capteurs à circulation de liquide sont plus communément utilisés pour le chauffage de l'eau chaude des résidences et des commerces, pour le chauffage des bâtiments, ainsi que celui des piscines intérieures. Les capteurs à air sont utilisés pour le chauffage des bâtiments, de l'air de ventilation et pour le séchage des récoltes.

Dans ce type de capteur, un absorbeur plan transforme, de façon efficace, les rayons solaires en chaleur. Afin de réduire au minimum la perte de chaleur, la plaque est située entre un vitrage (vitre plane ou matériau transparent) et un panneau isolant. Le vitrage est choisi de telle sorte que le maximum de rayons solaires le traversent et atteignent l'absorbeur.



Fig. I.5 Capteur plan de type vitré [3].

I.3.1.2 Capteurs solaires plans sans vitrage

Ces capteurs conviennent mieux à des applications à basse température (inférieure à 30 °C), ils utilisent notamment pour le chauffage saisonnier des piscines intérieures, le préchauffage de l'eau pour les lave-autos ainsi que le chauffage de l'eau utilisée dans les opérations d'élevage piscicole.



Fig. I.6 Capteurs solaires plans sans vitrage (Piscine Sijsjesberg « Energie Solaire ») [4].

I.3.2 Principaux éléments constituant un capteur plan

Le type de capteur le plus utilisé est le capteur plan vitré (figure I.7). Il comprend un coffre isolant sur lequel est fixée une vitre (1). A l'intérieur est disposée une plaque métallique noire (2) destinée à absorber l'énergie solaire. Un liquide caloporteur circulant dans des tubes en contact avec l'absorbeur prélève l'énergie reçue du soleil. La vitre (4) située sur la face avant et l'isolant permettent de réduire les déperditions de chaleur. L'absorbeur peut être recouvert d'un revêtement sélectif (5) qui améliore ses performances.

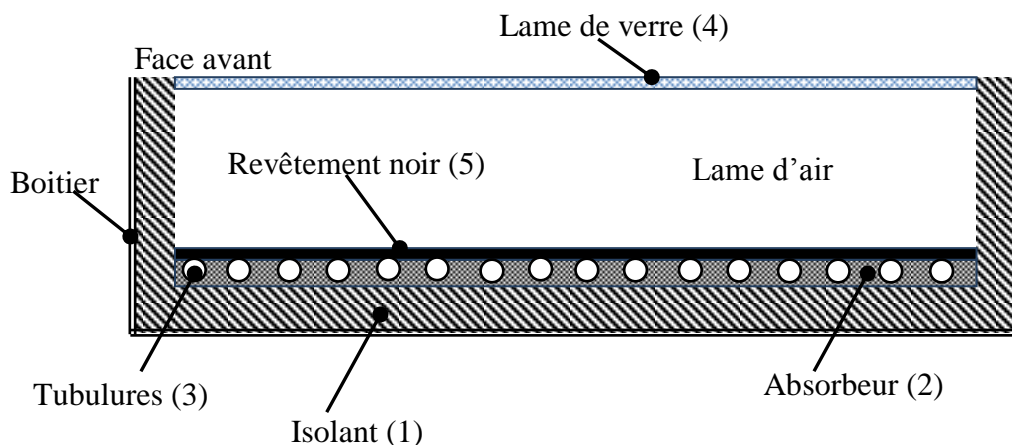


Fig. I.7 Coupe schématique d'un capteur solaire plan.

I.3.2.1 Couverture

Le capteur plan met à profit l'effet de serre :

La couverture est l'élément par lequel se fait le maximum d'échange d'énergie. Elle doit être donc transparente pour laisser passer le rayonnement solaire qui se transforme en chaleur dans l'absorbeur. Ce dernier compte tenu des températures atteintes, émettent des radiations dans le domaine de l'infrarouge, la couverture doit être opaque à ces radiations et doit donc les réfléchir vers l'absorbeur.

Les échanges convectifs entre l'absorbeur et la couverture varient avec la distance qui les sépare. En général tout vitrage est caractérisé par son coefficient de transmission (τ) et son coefficient de réflexion (ρ). Le coefficient de transmission du vitrage est un paramètre susceptible de varier en cours de fonctionnement, ceci est dû à un dépôt de poussière sur la face extérieure, ou même sur la face intérieure dans le cas où l'air est celui du milieu ambiant. Une augmentation du coefficient de transmission, entraîne d'une part, une augmentation de la partie du rayonnement direct incident reçu par l'absorbeur d'où un meilleur échauffement de l'air et d'autre part, une diminution de la quantité d'énergie radiative directe absorbée par le vitrage, ce qui permet par la suite une diminution de la température de vitrage donc une diminution des pertes avant du capteur.

Le coefficient de réflexion (ρ) doit être le plus petit possible car une augmentation de ce dernier a pour effet d'abaisser la température de l'absorbeur et donc l'air s'échauffe moins. En effet cette augmentation se traduit par une diminution du rayonnement direct incident sur l'absorbeur. Actuellement, on utilise comme couvertures de capteur le verre avec une épaisseur de 3 mm, le verre laisse passer entre 84 % et 92 % du rayonnement incident (sous une incidence normale). Il est conseillé de prendre du verre contenant moins d'oxyde de fer pour s'approcher d'une transmission du verre pouvant atteindre 95% du rayonnement reçu. La transmission peut atteindre 96 % pour le verre anti-reflet d'une part et d'une couche de nanostructure d'autre part (fig. I.8).

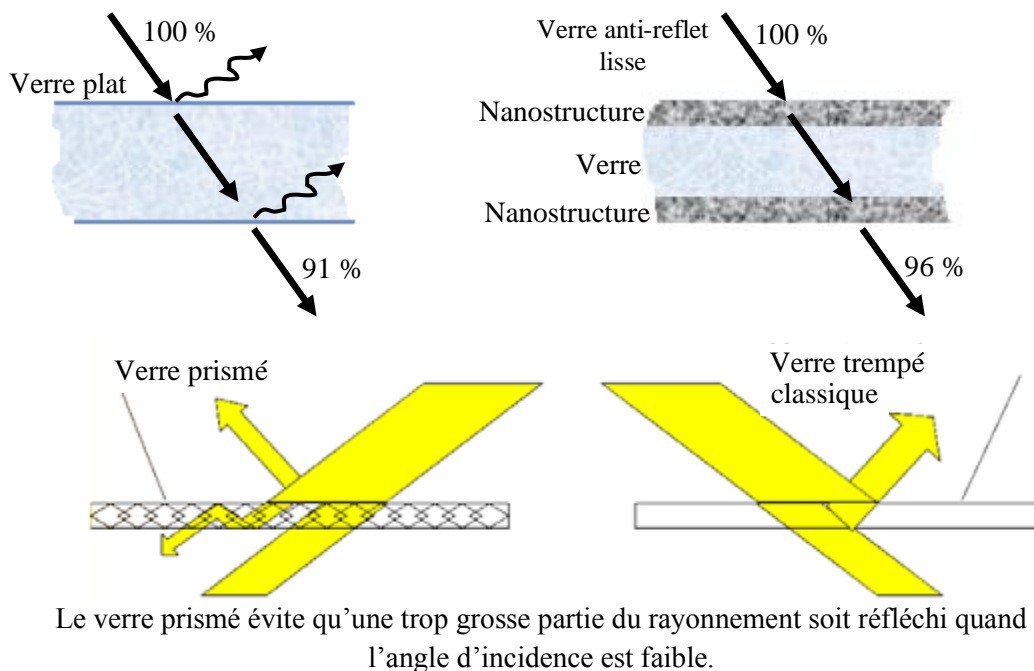


Fig. I.8 Les type de verre utilisé dans les couvertures [5].

I.3.2.2 Absorbeur

La nature de l'absorbeur joue un rôle très important pour les performances d'un capteur. Il a comme rôle de transformer en chaleur le rayonnement électromagnétique incident qu'il reçoit et de le transmettre sous forme de chaleur au fluide caloporteur. Ses principales qualités sont donc :

- Facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité,
- Pouvoir émissif dans l'infrarouge aussi faible que possible,
- Bonne conductibilité thermique,
- Une faible inertie thermique.

Les absorbeurs souvent utilisés ainsi que leurs conductibilités thermiques sont données par le tableau suivant :

Tableau I.1 : Matériaux des absorbeurs [5]

Matériaux	Température °C	λ (W m/°C m ²)
Aluminium	100	205
	200	230
	400	318
	600	423
Copper sun	100	381
	200	372
Cuivre	20	393
Magnésium	20	154

Pour augmenter son coefficient d'absorption, on revêt souvent l'absorbeur d'une couche mince de peinture sélective. Le tableau suivant permet de comparer quelques peintures de revêtement :

Tableau I.2 : revêtements [5]

Revêtements	A
peinture à l'huile :	
- noire	0,90
- blanche crème	0,3 - 0,35
- gris clair	0,50 - 0,75
- Rouge	0,74
peinture à l'aluminium :	
- laques cellulosiques	0,5 - 0,55
- noir	0,94
- marron	0,79
- vert sombre	0,88
- bleu foncé	0,91

Le "coppersun" est le plus souvent utilisé comme absorbeur, c'est une feuille de cuivre ondulée sur laquelle a été déposé de l'oxyde de cuivre, elle présente deux faces traitées différemment dont la face absorbante de couleur gris-clair est celle où a été fait le dépôt, elle a un coefficient d'absorption du rayonnement solaire de l'ordre de 96.5%.

De plus, elle est creusée de cavités microscopiques absorbant le rayonnement solaire mais suffisamment petites pour que la surface puisse être considérée comme plane. Le Tableau ci-dessous montre les propriétés de quelques surfaces sélectives :

Tableau I.3 : surfaces sélectives [5]

Surfaces	A	ϵ
noir de nickel sur nickel	0,95	0,07
noir de chrome sur nickel	0,95	0,09
noir de cuivre sur cuivre	0,88	0,15
oxyde de fer sur acier	0,85	0,08

I.3.2.3 Isolant

L'isolation est d'une importance primordiale dans les applications thermiques. Dans le cas des capteurs, l'isolant est placé sous l'absorbeur, il est en général opaque au rayonnement visible et toujours opaque à l'infrarouge de grandes longueurs d'onde.

I.3.3 Collecteurs hybrides photovoltaïques / thermiques (PV/T)

Les capteurs solaires hybrides photo-thermiques (PV/T), c'est une nouvelle génération des collecteurs solaires a récemment été développée, ce système permis à la fois d'un côté de produire l'électricité à partir des cellules photovoltaïques, et de l'autre côté, la conversion thermique à travers les tubes absorbeurs comme elle indique la figure I.9.

Ce système est constitué des cellules photovoltaïques encapsulées sur l'un des côtés d'une plaque absorbante, alors qu'il est permis de chauffer le fluide caloporteur pendant leur écoulement à travers l'autre côté de la plaque absorbant Ibrahim et al [6], si le fluide est de l'eau, les tubes en cuivre sont brasés sur le deuxième côté de la plaque absorbante comme il indique Chow [7]. Cependant, pour l'air en utilisant des canaux positionnés entre la plaque absorbante et la plaque arrière isolant Tyagi et al [8] Kumar et Rosen [9]. Il faut noter que l'efficacité des cellules PV toutes seules diminuée à des températures élevées. Par conséquent, le maintien des cellules photovoltaïques dans une plage de températures spécifiques en enlevant la chaleur de ces derniers à travers le fluide caloporteur afin d'augmenter leur efficacité Chamoli [10].

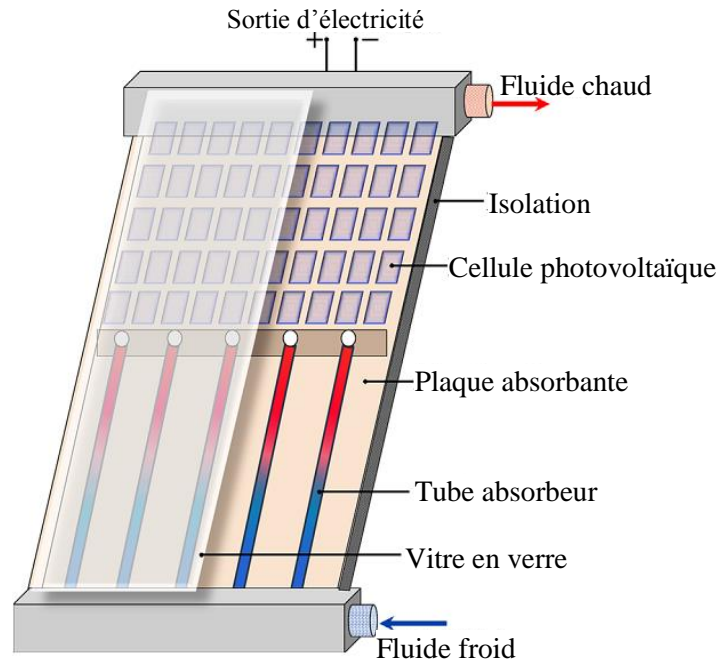


Fig. I.9 Capteur hybride photovoltaïque-thermique [21].

I.3.4 Capteurs solaire à tubes sous vide

Le collecteur de tubes sous vide (ETC) se compose d'un caloduc maintenu à l'intérieur d'un tube en verre, comme le montre la Figure I.10.

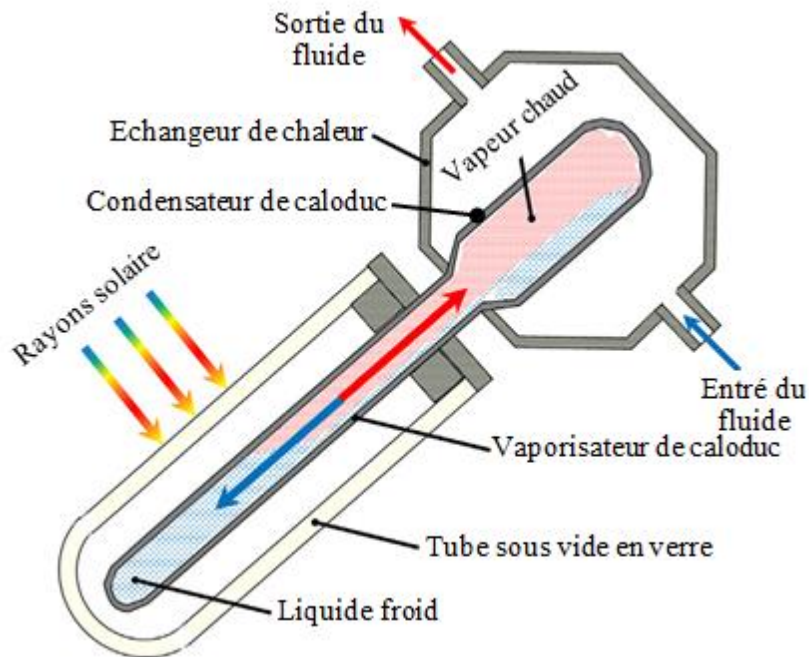


Fig. I.10 Capteur à tubes sous vide [21].

Le caloduc utilise des liquides tels que l'éthanol, le méthanol, l'eau, etc., pour capturer la chaleur des rayons solaires et ce transfert cette chaleur à un autre fluide caloporteur à travers le cycle d'évaporation-condensation. OÙ fluide à l'intérieur du caloduc subit au changement de phase et prend la phase gazeuse (vapeur), qui monte vers la partie supérieure du caloduc due à la flottabilité, puis il subit à la condensation dans le condenseur au sommet dans la partie tubulaire (liquide), après cette opération le liquide s'écoule vers le bas du caloduc sous l'effet de gravité et le cycle continu. L'enceinte en verre est évacuée pour minimiser les pertes thermiques dues à la convection et pour empêcher la dégradation climatique de ses matériaux internes.

I.3.5 Collecteurs paraboliques composites

Ce type de capteur se compose d'une vitre en verre, un tube absorbeur et de deux surfaces réfléchissantes paraboliques, comme illustre la Figure I.11.

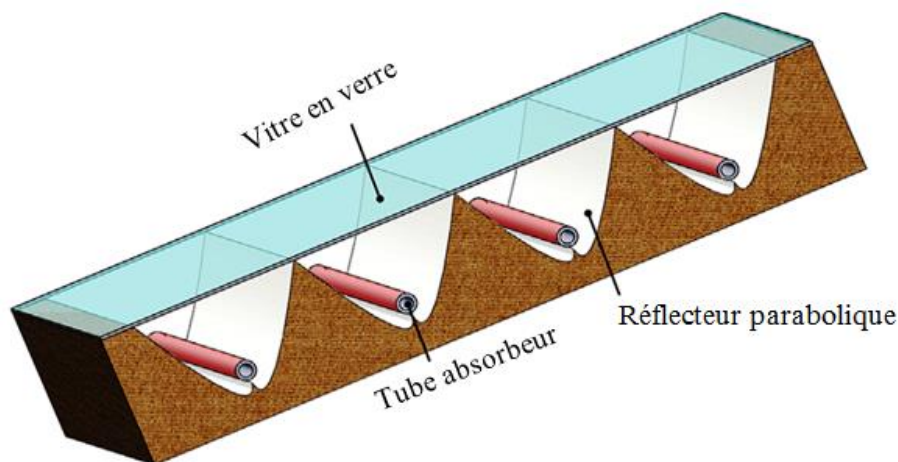


Fig. I.11 Vue 3D du capteur parabolique composite [21].

I.4 Capteur solaire poursuite

Puisque l'intensité du rayonnement solaire varie pendant la journée ainsi que les saisons, il est nécessaire de suivre la position du soleil pour exploiter l'énergie maximale du rayonnement solaire. Pour cela, les capteurs mobiles sont utilisés où on distingue deux classes, l'une sont les capteurs unidirectionnels et l'autre sont des capteurs bidirectionnels.

L'utilisation ce type du capteur poursuite peut améliorer efficacité énergétique du système solaire par un taux allant de 10 jusqu'à 100% Mousazadeh et al. [11], ce taux dépend à l'heure et à la localisation géographique du site.

I.4.1 Collecteurs suivi d'un axe

Les capteurs de ce groupe sont orientés le long de la ligne nord-sud et la position du soleil est suivie d'est en ouest tout au long de la journée. Cette catégorie de capteurs

comprend principalement les capteurs cylindro-parabolique, les capteurs cylindriques et les réflecteurs Fresnel linéaire.

I.4.1.1 Capteur parabolique

Le capteur parabolique se compose d'une surface de réflexion parabolique avec un tube absorbeur placé le long de sa ligne focale Garcia et al [12]. La position du soleil est suivie pour l'incidence normale des rayonnements solaires à n'importe quel moment du temps (figure I.12). Ce type été utilisé pour alimenter les cycles de puissance à vapeur afin de produire l'électricité Price et al [13], la température du fluide porteur attend 400°C.

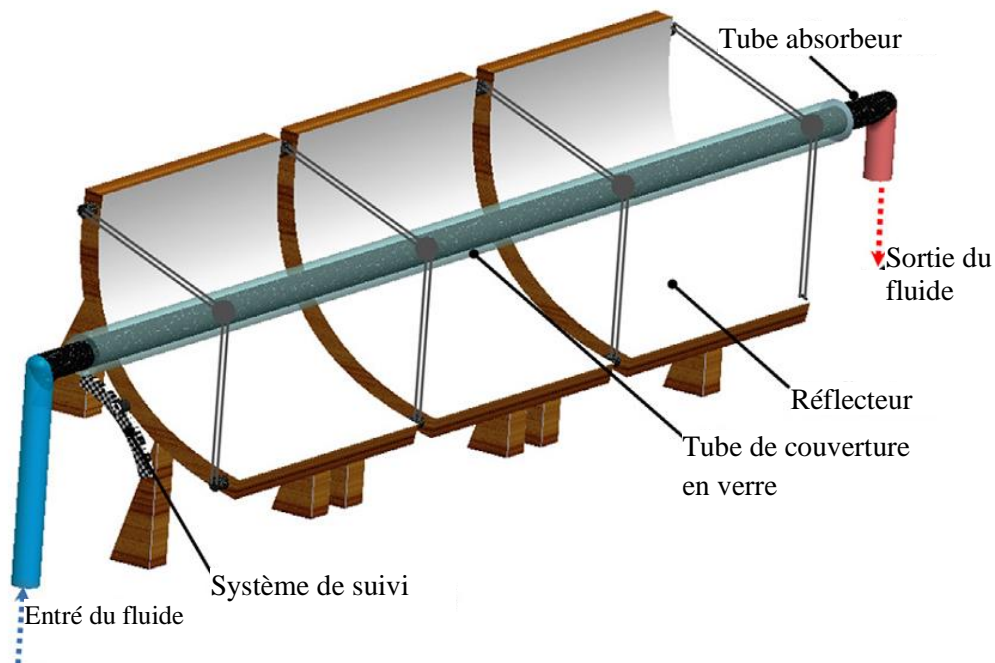


Fig. I.12 Vue d'un capteur parabolique [21].

I.4.1.2 Collecteurs cylindro-parabolique

Les collecteurs de cylindro-parabolique sont semblables au collecteur parabolique, mais la différence entre eux c'est que dans ce type les rayons convergent dans un plan focal, comme il est montré sur la figure I.13. Mais pratiquement sont rarement utilisés.

I.4.1.3 Capteur de type Fresnel linéaire

Les réflecteurs de Fresnel linéaires, représentés sur la figure I.14, sont généralement des miroirs plans utilisés pour concentrer le rayonnement solaire sur des tubes absorbeur comme dans les capteurs cylindro-parabolique. En raison d'un facteur de concentration plus faible que celui du capteur cylindro-parabolique, la température de fonctionnement est inférieure par rapport à celle du capteur cylindro-parabolique, et la température du fluide porteur atteintes 300°C Barlev et al. [2].

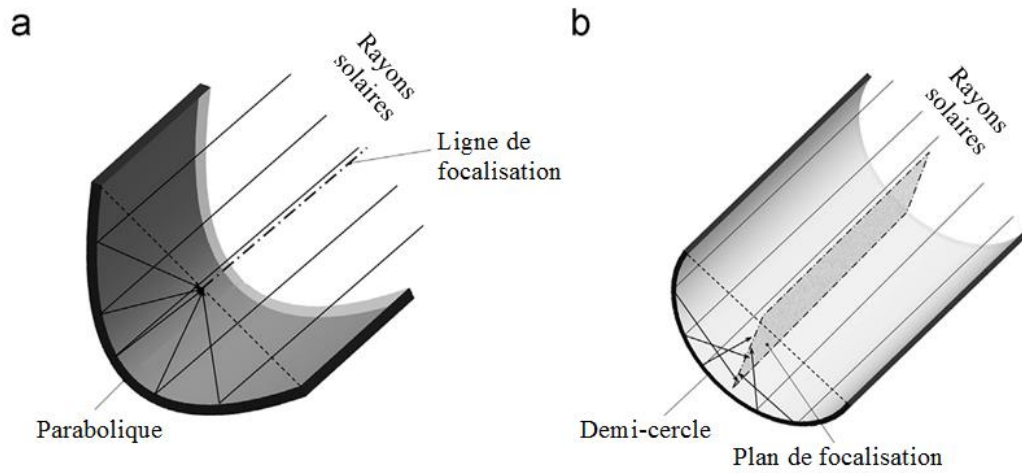


Fig. I.13 Différence entre capteurs (a) paraboliques et (b) cylindro-parabolique [21].

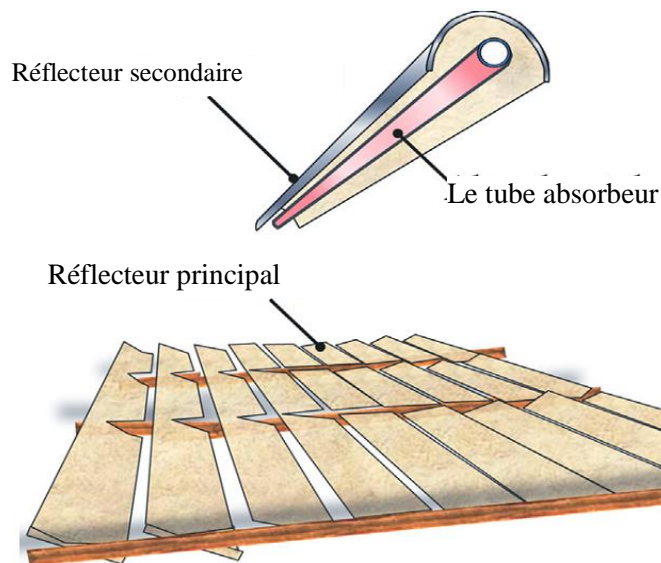


Fig. I.14 Réflecteur de Fresnel linéaire [21].

I.4.2 Collecteurs suivi de deux axes

Ce type des capteurs ont deux axes de rotation généralement perpendiculaires entre eux, où l'axe primaire est celui qui est fixe par rapport au sol, tandis que l'axe secondaire est positionné par rapport à l'axe primaire. Les capteurs sont généralement orientés parallèlement à l'axe secondaire. Ils sont les plus avantageux car ils permettent une meilleure exploitation des rayonnements solaires en raison de leur capacité à suivre le soleil à la fois horizontalement et verticalement. Cette catégorie de leur tour comprend principalement les centrales à tour solaire, les capteurs à des réflecteurs paraboliques et les capteurs de type Fresnel à une lentille circulaire.

I.4.2.1 Centrales à tour solaire

Ce système est utilisé dans les installations à grande échelle destinées à la production de l'énergie électrique. Le système comporte une tour solaire centrale entourée par un grand nombre d'héliostats ayant un système individuel à suivi de deux axes, comme il est montré dans la figure I.15.

L'énergie solaire est concentrée par le champ d'héliostat sur un récepteur monté au sommet de la tour centrale. L'eau, le sel fondu et l'air surpression sont les fluides de travail typiques pour ce système au la température atteint 2000 °C.

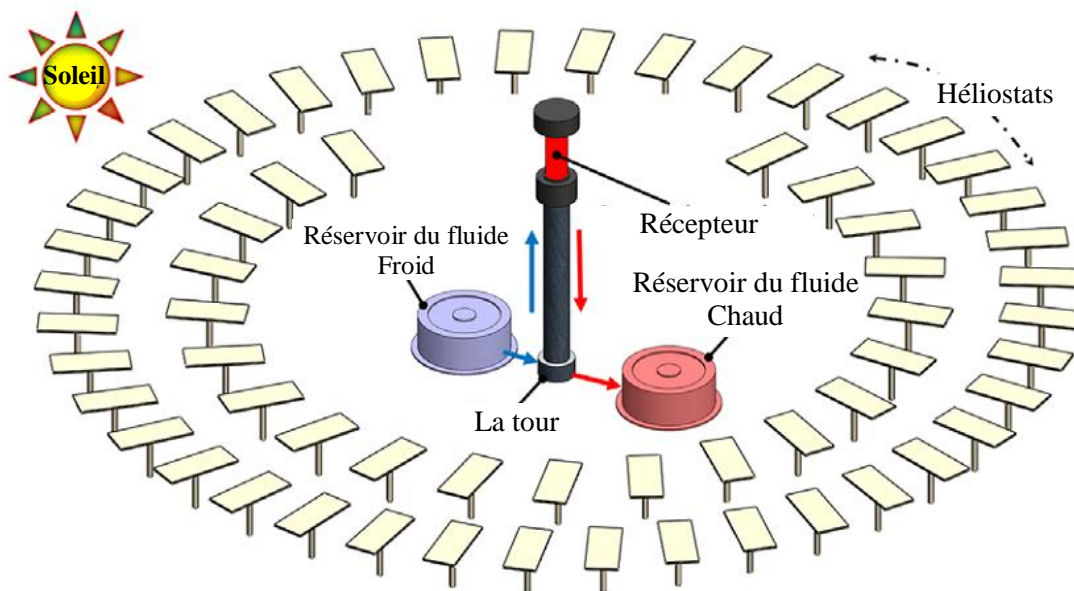


Fig. I.15 Les centrales à tour solaire [21].

I.4.2.2 Capteurs à des réflecteurs paraboliques

Les capteurs solaires à des réflecteurs paraboliques sont des systèmes comportant un dispositif parabolique équipé d'un système de suivi à deux axes comme elle indique la figure I.16, où les rayons sont concentrés à un point où le récepteur est placé, à l'intérieur de ce dernier il y a un échangeur de chaleur qui permet de transférer la chaleur vers le fluide porteur, où la température de stagnation à l'intérieur du récepteur atteint 450 °C.

I.4.2.3 Capteurs de type Fresnel à lentille circulaire

Dans ce type des capteurs, une lentille convexe classique est utilisée pour concentrer la lumière en un point, là où les rayons sont concentrés, des températures extrêmement élevées sont atteintes. Les propriétés de la lentille de Fresnel circulaire diffèrent légèrement

de la lentille conventionnelle avec sa surface plane fusionnée entre le côté convexe, comme montré dans la figure I.17.

Cette disposition permet la capture d'une lumière plus oblique à partir d'une source lumineuse. Aussi, au lieu d'un point, les rayons convergent vers une petite zone dite le plan de focalisation.



Fig. I.16 Capteur solaire à réflecteur parabolique [21].

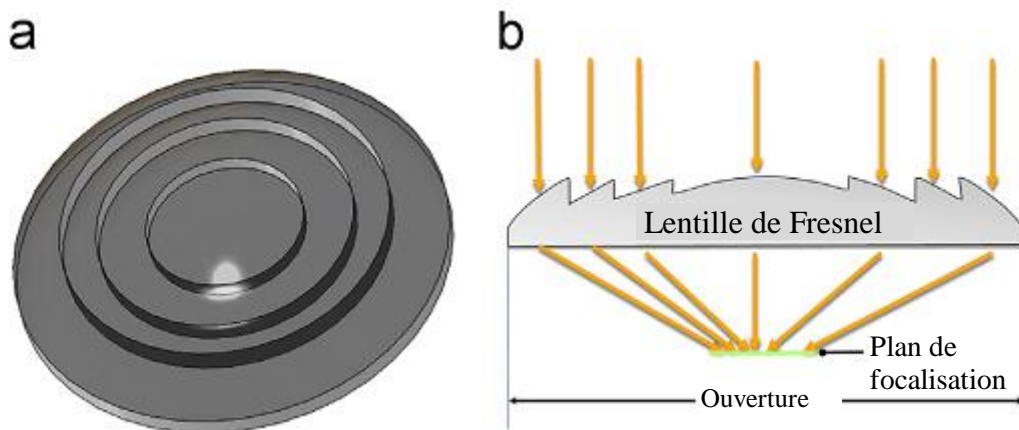


Fig. I.17 Lentille Fresnel circulaire: (a) vue 3D et (b) le diagramme des rayons [21].

I.5 Amélioration de la performance du capteur solaire

L'efficacité énergétique des capteurs solaires thermiques est l'objectif principal dans tous les systèmes solaires thermiques, où la performance d'un capteur solaire dépend

principalement de la quantité de chaleur transportée par le fluide caloporteur, et à partir de l'examen de la littérature, les techniques utilisées pour améliorer la performance des capteurs peuvent être classées en trois groupes principaux:

- a) augmenter le coefficient de transfert de chaleur entre la plaque absorbante/tube et le fluide caloporteur (augmente la rugosité artificiel de la plaque absorbante/tube).
- b) L'utilisation d'un type spécial des revêtements sur l'absorbeur (un revêtement solaire sélectif).
- c) L'augmentation de la conductivité thermique du fluide caloporteur en utilisant des nanoparticules (nanofluide).

Ces méthodes et les études effectuées dans cet axe de recherche ont été décrites en détail dans les sections qui suivent.

I.5.1 Modifications géométriques

Le transfert thermique entre une surface solide et un fluide est augmenté par l'augmentation de la surface de contact entre eux, ou par la création des turbulences dans le fluide lui-même qui favorisent le transfert de chaleur entre les différentes couches fluide. La modification géométrique effectuée sur un capteur dépende de la nature du fluide caloporteur utilisé, si le fluide de caloporteur est de l'air ou du gaz, où le coefficient de transfert thermique convectif est très faible, cette modification fait au niveau de la plaque absorbante par l'utilisation des surfaces étendues, des ailettes et ondulations.

Mais si le fluide caloporteur est de l'eau ou un autre liquide, la modification fait à l'intérieur du tube absorbeur par l'insertion des bandes perforées, des chicanes ou des ailettes afin de générer des turbulences pour augmenter le coefficient de transfert thermique. Toutefois, l'utilisation des modifications géométriques au niveau du tube engendre une augmentation de la chute de pression, et par conséquence augmentation de l'énergie de pompage, cette technique est acceptable seulement si le taux de transfert thermique est plus grand que l'augmentation de la puissance de pompage.

La plus part des modifications géométriques possible dans cette axe de recherche sont utilisées pour les améliorations le transfert de chaleur dans les réchauffeurs d'air solaires et les chauffe-eau solaires. Certaines études relatives aux réchauffeurs d'air et les chauffe-eau solaires sont résumées dans le tableau I.4.

I.5.2 Revêtements solaires sélectifs

Le revêtement solaire sélectif est un moyen utilisé pour maximiser l'exploitation de l'insolation, par l'application des revêtements de certains matériaux spécifiques sur la surface absorbante. Les revêtements sont généralement classés comme des revêtements non sélectifs, et les revêtements solaires sélectifs, comme le montre la figure I.18. Les propriétés optiques comme réflectivité, absorptivité, émissivité etc., des revêtements non sélectifs sont

spectralement uniformes, qui implique des caractéristiques optiques de ces revêtements sont indépendants de longueur d'onde sur une plage de longueur d'onde particulière.

Tableau I.4 : Les études faites pour améliorer le transfert thermique aux réchauffeurs d'air et les chauffe-eau solaires.

réchauffeur d'air solaire		chauffe-eau solaire	
Auteur	Modification	Auteur	Modification
Bhagoria et al [14]	Des obstacles à côte cunéiforme.	Jaisankar et al [18]	Bandes hélicoïdales
Jaurker et al [15]	Des canaux rainurés	Garcia et al [19]	Fil bobiné
Kumar and Saini [16]	obstacles à côte sous forme d'arc	Sandhu et al [20]	- Bandes hélicoïdales - Fil bobiné - fil treillis
Karwa and Chauhan [17]	Côte rectangulaire sous forme de v		

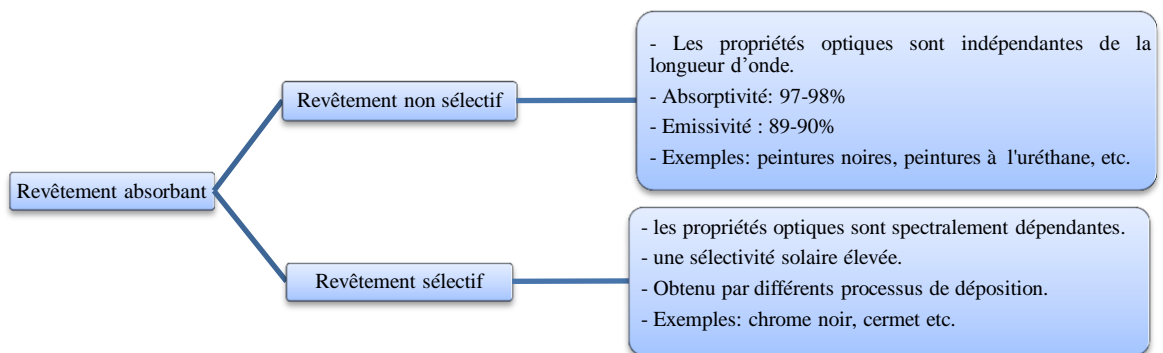


Fig. I.18 Classification des Revêtements absorbants [21].

Références du chapitre 1

- [1] Kalogirou S.A, "Solar thermal collectors and their applications". *Prog Energy Combust Sci.* Vol. 30, pp. 231–295, 2004.
- [2] Barlev D, Vidu R, Stroeve P, "Innovation in concentrated solar power". *Sol Energy Mater Sol Cells.* Vol. 95, pp. 2703–2725, 2011.
- [3] Jafarkazemi F, Ahmadifard E, "Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors". *Renewable Energy.* Vol. 56, pp. 55–63, 2013.
- [4] Maigne Y, Causse J-P, Claverie M, Equer B. "Les perspectives de l'énergie solaire en FRANCE". Commission « Energie et changement climatique » Groupe de travail « Energie solaire » Juillet 2008.
- [5] Michael J.M, Howard N.S, Bruce R. M, David P.D, "introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer". Press in John Wiley & Sons, Inc. 2003.
- [6] Ibrahim A, Othman MY, Ruslan MH, Mat S, Sopian K., "Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors". *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 15, pp. 352–365, 2011.
- [7] Chow T.T, "A review on photovoltaic / thermal hybrid solar technology". *Appl. Energy*, Vol.87, pp. 365–379, 2010.
- [8] Tyagi V.V, Panwar N.L, Rahim N.A, Kothari R, "Review on solar air heating system with and without thermal energy storage system". *Renew Sustain Energy Rev*, vol. 16, pp. 2289–2303, 2012.
- [9] Kumar R, Rosen MA, "A critical review of photovoltaic–thermal solar collectors for air heating ". *Appl Energy*, vol. 88, pp. 3603–3614, 2011.
- [10] Chamoli S, Chauhan R, Thakur N.S, Saini J.S, " A review of the performance of double pass solar air heater ". *Renew Sustain Energy Rev*, vol. 16, pp. 481–492, 2012.
- [11] Mousazadeh H, Keyhani A, Javadi A, Mobli H, Abrinia K, Sharifi A, " A review of principle and sun-tracking methods for maximizing solar systems output ". *Renew Sustain Energy Rev*, vol. 13, pp. 1800–1818, 2009.
- [12] Garcia A.F, Zarza E, Valenzuela L, Perez M, " Parabolic-trough solar collectors and their applications". *Renew Sustain Energy Rev*, vol. 14, pp. 1695–1721, 2010.

-
- [13] Price H, Lufert E, Kearney D, Zarza E, Cohen G, Gee R, et al, " Advances in parabolic trough solar power technology". J Sol Eng, Trans ASME, vol. 124, pp. 109–125, 2002.
- [14] Bhagoria J.L, Saini J.S, Solanki S.C, " Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate". Renew Energy, vol. 25, pp. 341–369, 2002.
- [15] Jaurker A.R, Saini J.S, Gandhi B.K, "Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness". Sol. Energy, vol. 80, pp. 895–907, 2006.
- [16] Kumar S, Saini R.P, "CFD based performance analysis of a solar air heater duct provided with artificial roughness". Renew Energy, vol. 34, pp. 1285–1291, 2009.
- [17] Karwa R, Chauhan K, "Performance evaluation of solar air heaters having v-down discrete rib roughness on the absorber plate". Energy, vol.35, pp. 398–409, 2010.
- [18] Jaisankar S, Radhakrishnan T.K, Sheeba K.N, "Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced circulation solar water heater system fitted with helical twisted tapes". Sol. Energy, vol.83, pp. 1943-1952, 2009.
- [19] Garcia A, Martin R.H, Garcia J.P, "Experimental study of heat transfer enhancement in a flat plate solar water collector with wire-coil inserts". Appl. Therm. Eng, vol.61, pp. 461–468, 2013.
- [20] Sandhu G, Siddiqui K, Garcia A, "Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector". Int J Heat Mass Transf, vol.71, pp. 251–263, 2014.
- [21] Suman S, Khan M.K, Pathak M, " Performance enhancement of solar collectors—A review of a flat-plate solar collector". Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol.49, pp. 192–210, 2015.
-

Chapitre

II

Échangeurs de chaleur

Sommaire

II.1	Introduction	30
II.2	Échangeurs de chaleur.....	30
II.3	Classification des échangeurs de chaleur	31
II.3.1	Classification selon mécanisme de transfert de chaleur.....	31
II.3.2	Classification selon la technologique de construction.....	33
II.3.3	Classification selon le processus de transfert.....	48
II.3.4	Échangeurs thermiques à contact direct.....	49
II.3.5	Classification selon la compacité de la surface	54
II.3.6	Classification selon la configuration des écoulements	55
II.4	Conclusion.....	59
	Références du chapitre 2	61

II.1 Introduction

Le besoin énergétique mondial est jour après jour augmenté, soit pour la nécessité ou confortabilité. Mais, le monde confronte des problèmes nombreux pour couvrir ces besoins, d'une part en raison de la diminution brusque des sources énergétiques qui accompagnera l'augmentation de leurs prix et, et d'autre part la dégradation environnementale accompagnant l'exploitation de ces sources, telle que la pollution par les fumées des combustibles, les pluies acides, le réchauffement et les changements climatiques et d'autres problèmes.

Ces problèmes exigent sur les chercheurs de réfléchir aux économies de l'énergie, cette méthode pourrait être faite en assurant l'utilisation efficace de l'énergie. Afin d'atteindre ce but, la conversion, la conservation et la récupération d'énergie sont les moyens les plus utiles pour économiser l'énergie. Parmi ceux-ci, l'élément le plus utilisé est l'échangeur de chaleur. Donc l'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans toutes les politiques de maîtrise d'énergie et à la protection de l'environnement.

II.2 Échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs permettant de transférer de la chaleur (énergie thermique) entre une surface solide et un fluide, entre deux ou plusieurs fluides en contact thermique et à des températures différentes, généralement sans interactions d'une chaleur ou un travail externes. Dans la plupart des cas, les fluides caloporteurs utilisés ne sont pas en contact direct, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange dite paroi séparatrice. Les fluides peuvent être monophasique ou diphasique (mélange).

Ils sont largement utilisés dans plusieurs applications pratiques et industrielles, tels que les systèmes de chauffage ou de refroidissement sans changement de phase, l'évaporation ou la condensation avec changement de phase, aussi à travers les systèmes de rejet ou de récupération de la chaleur.

Aussi ils sont nécessaires dans plusieurs types d'industrie tels que la Pétrochimie, Chimie, Distillerie, Agroalimentaire, Papeterie, Environnement, ... Dans toutes les applications énergétiques des échangeurs de chaleur, les fluides caloporteurs ont échangé la chaleur en contact direct (aéro-réfrigérant, tour de refroidissement), ou indirect à travers une paroi séparatrice (tube, plaque, chicane ...).

Pendant l'opération d'échange de chaleur, et à travers les éléments d'un échangeur thermique on peut trouver les modes d'échange suivants :

- **Conduction** : c'est la propagation de la chaleur dans la matière, sans transfert de masse. À travers les solides, la conduction assure un bon transfert de chaleur.
- **Convection** : ce mode de transfert de chaleur apparaît entre deux phases dont l'une au moins est mobile, en présence d'une différence de température. Le mouvement des phases peut être provoqué par des différences de densité dans le fluide, le transfert de

chaleur est dit de convection naturelle ou libre. Le mouvement peut être provoqué par une dégradation d'énergie mécanique, et le transfert thermique dit convection forcée. Cette dernière est essentielle pour ces dispositifs (échangeurs).

II.3 Classification des échangeurs de chaleur

En général, il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

- Type de mécanisme de transfert de chaleur (convection forcée ou naturelle, à contact direct ou indirect) ;
- Types d'échange (Échangeur avec ou sans changement de phase, écoulement monophasique, diphasique, vaporisation, condensation) ;
- La configuration de l'écoulement (co-courants, contre-courant, à courant croisés, multi-passes...);
- La compacité de l'échangeur (surface d'échange / volume de l'échangeur) ;
- Types de construction / technologies (Échangeurs tubulaires, à plaques, ailettes, passe simple, multi-passes ...).

Ces classifications sont brièvement discutées dans ce chapitre. Pour plus de détails sur la classification et la construction de l'échangeur de chaleur, voire les références Shah [1-2], Gupta [3] et Graham Walker [4]. Pour la classification et la procédure systématique de sélection des échangeurs de chaleur, se référer à Larowski et al [5-6].

II.3.1 Classification selon mécanisme de transfert de chaleur

Les mécanismes de base du transfert thermique utilisés en transfert de chaleur entre deux fluides sont : (1) convection monophasée, forcée ou naturelle (libre), (2) convection diphasique (condensation ou évaporation) par convection forcée ou naturelle, et (3) convection et radiation combinées comme indique la figure II.1. Dans n'importe lequel mécanismes, et que ce soit individuel ou combiné pourrait être actif de chaque côté de l'échangeur (coté tube ou calandre).

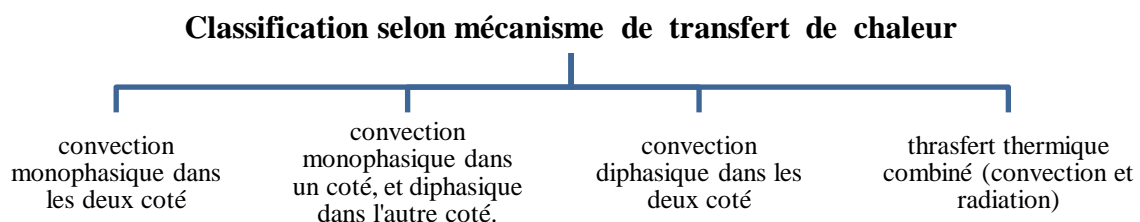


Fig. II.1 Classification des échangeurs de chaleur selon le mécanisme de transfert thermique [2].

II.3.1.1 Échangeur monophasique

Les échangeurs de chaleur monophasique correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase, les températures des fluides sont donc variables sur le long de l'échangeur.

II.3.1.2 Échangeur diphasique

Les échangeurs de chaleur diphasique ce sont des dispositifs là où l'un des fluides (ou les deux) subit un changement de phase (changent l'état physique du fluide), ils sont généralement des échangeurs tubulaires, utilisés pour produire de la vapeur ou du liquide, les échanges diphasiques sont basé sur les mécanismes de changement de phase, les échangeurs de chaleur sont classés en (1) condenseurs et (2) évaporateurs et sont dans la plupart des cas des échangeurs tubulaire.

1. Condenseur

Un « **condenseur** » est un échangeur dans lequel le fluide froid provoque un changement de phase du fluide chaud, qui passe de l'état de vapeur à l'état liquide, et prend la forme d'un film liquide sur la surface d'échange. Le fluide de condensation est acheminé à l'extérieur des tubes si le condenseur de vapeur refroidi par l'eau, ou à l'intérieur des tubes si refroidissement par le gaz, c'est-à-dire des condenseurs refroidis à l'air des réfrigérateurs et des climatiseurs.

Dans la plupart des cas, Les condenseurs sont des échangeurs tubulaires: à serpentin, bitubes, à faisceau tubulaire (tube et calandre), ou encore à tubes et ailettes. le film liquide se forme tout autour du tube, mais sous l'effet des forces de pesanteur son épaisseur sera plus grande à la partie inférieure, d'où il va ruisseler (figure II.2).

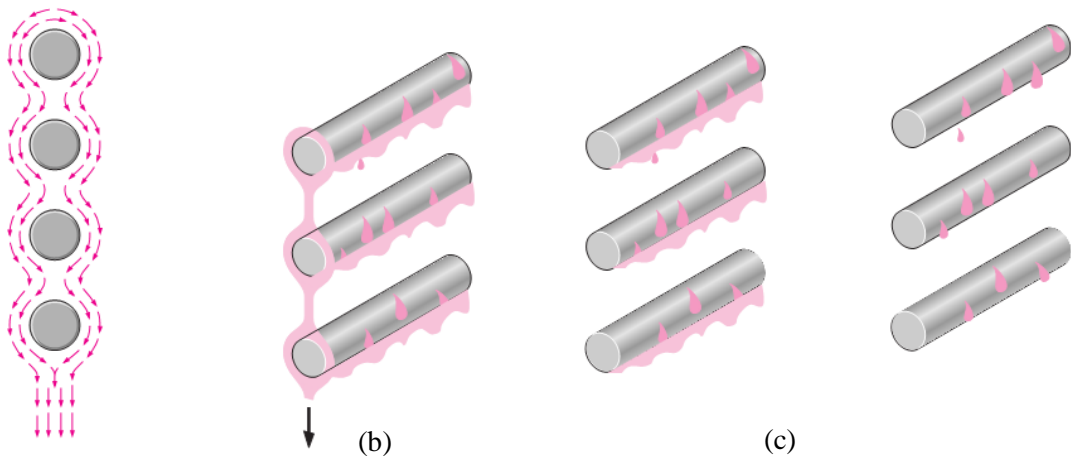


Fig. II.2 Condensation en film (a) sur un tube horizontal ; (b) sur une rangée de tubes avec continuité du film entre les nappes ; c) avec écoulement en gouttes [9].

Selon le type du fluide chargé d'évacuer la chaleur cède par le fluide frigorigène lors leur changement de phase (la condensation), on distingue deux types, l'un est le condenseur à air, qui utilise un flux d'air pour refroidir le circuit, et l'autre utilise un liquide comme fluide de refroidissement [8].

2. Évaporateur

Ce groupe d'échangeurs thermiques est très important dans le secteur énergétique, ils utilisent une source chaud pour faire passer le fluide caloporteur de l'état liquide à l'état de vapeur, sur la surface d'échange de l'évaporateur se produit des bulles, qui pourront former un film de vapeur (un film d'ébullition). Ce type d'échangeur peut être subdivisé en deux groupes: systèmes allumés (à feu de combustible) et les systèmes non allumés. Les systèmes à feu: ceux-ci impliquent les produits combustibles fossiles à des températures très élevées mais à pression ambiante (et donc à faible densité). Ces systèmes à feu sont appelés des chaudières et générateur de vapeur sous pression pour la production d'énergie mécanique ou électrique.

Evaporateurs à système sans allumage: Ils englobent une grande variété de générateurs de vapeur s'étendant sur une large plage de températures, allant d'haute température des générateurs de vapeur nucléaires à très basse température de gazéificateurs cryogéniques de l'évaporation du gaz naturel liquide.

De nombreuses applications de traitement chimique et alimentaire impliquent l'utilisation du vapeur pour vaporiser des solvants, concentrer les solutions ou distiller des liqueurs.

II.3.2 Classification selon la technologique de construction

Les échangeurs thermiques doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible. Sur le plan technologique et de construction, il existe une très importante variété de modèles d'échangeurs, les quatre principales catégories utilisées dans les systèmes énergétiques sont les suivantes :

- les échangeurs tubulaires (deux tubes coaxiaux, les échangeurs faisceau tubulaire) ;
- les échangeurs à plaques ;
- les échangeurs à ailettes ;
- les échangeurs régénérateurs.

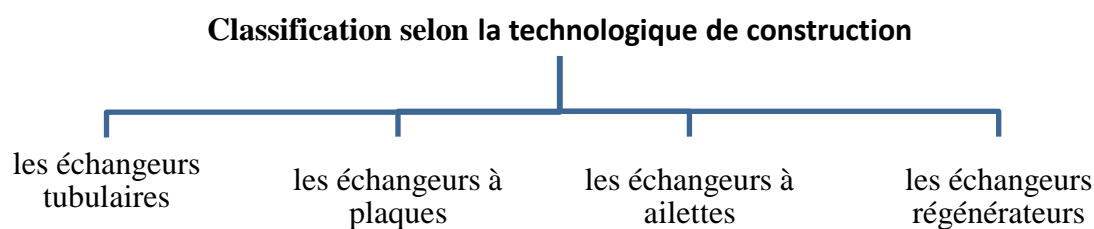


Fig. II.3 Classification des échangeurs de chaleur selon la technologique de construction [2].

II.3.2.1 Échangeurs tubulaires

Un échangeur thermique tubulaire est un dispositif qui permet de transférer l'énergie thermique entre deux fluides, l'un est chaud et l'autre froid à travers une paroi séparatrice. Ce type d'échangeurs est le plus répandu dans l'industrie tels que les raffineries du pétrole et les procédés chimiques, parce qu'ils ont été adaptés pour des applications de haute pression.

Dans ce type d'échangeurs la paroi des tubes forme la surface d'échange (paroi séparatrice), et suivant la disposition de ces tubes, on distingue trois différents groupes :

- les échangeurs monotube qui comportent un seul tube, généralement en forme de serpent ;
- les échangeurs à deux tubes coaxiaux (doubles-tubes), formés par deux tubes concentriques, où le transfert thermique s'effectue à travers la surface du tube intérieur ;
- les échangeurs faisceau tubulaire ou tube et calandre, formés par un faisceau de tubes enfermés dans une enveloppe appelée calandre.

II.3.2.1.1 Échangeurs à deux tubes coaxiaux et multitubulaires

L'échangeur à deux tubes est constitué de deux paires de tubes concentriques disposés comme indiqué à la figure II.4. Cette configuration est appelée échangeur en épingle à cheveux, elle est utilisée pour augmenter la surface d'échange, et les batteries d'épingles à cheveux connectées parallèlement ou en série sont aussi utilisées pour fournir une surface d'échange suffisante.

Les deux fluides caloporteurs qui s'écoulent à travers les deux tubes concentriques, circulent généralement en sens opposés (échangeur à contre-courant) comme indique la figure II.5-a. Dans certaines applications spéciales, on utilise un écoulement parallèle (ou à co-courant) dans lequel les deux courants circulent dans le même sens (échangeurs à co-courant, figure II.5-b, cas assez rarement rencontré, du fait de sa faible efficacité).

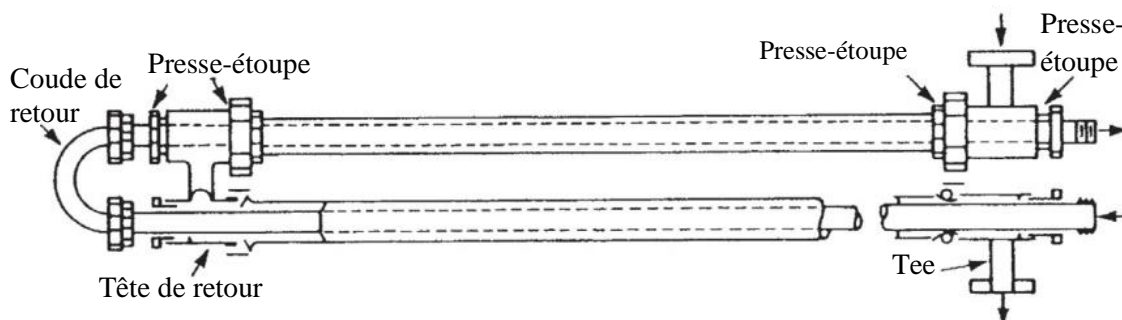


Fig. II.4 Classification des échangeurs de chaleur selon la technologie de construction [2].

Cette configuration est relativement simple, mais présente un inconvénient de taille, en effet il est difficile d'obtenir surfaces d'échange convenable sans retourner à des dispositifs encombrants, pour cette raison, d'autres géométries d'échangeurs ont été développées.

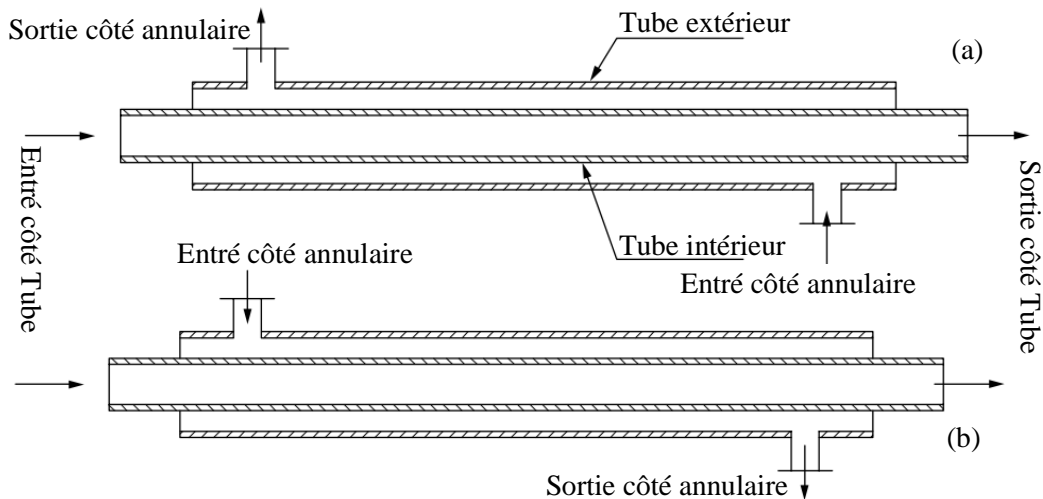


Fig. II.5 Echangeur tubulaire coaxiaux (a) à contre-courant ; (b) à co-courant [2].

Les échangeurs multitubulaires ont également utilisé dans les installations énergétiques, où le tube intérieur d'un échangeur à tubes coaxiaux est remplacé par un faisceau de tubes en U, comme le montre la figure II.6. Le tube extérieur peut être isolé pour minimiser pertes thermique vers l'extérieur.

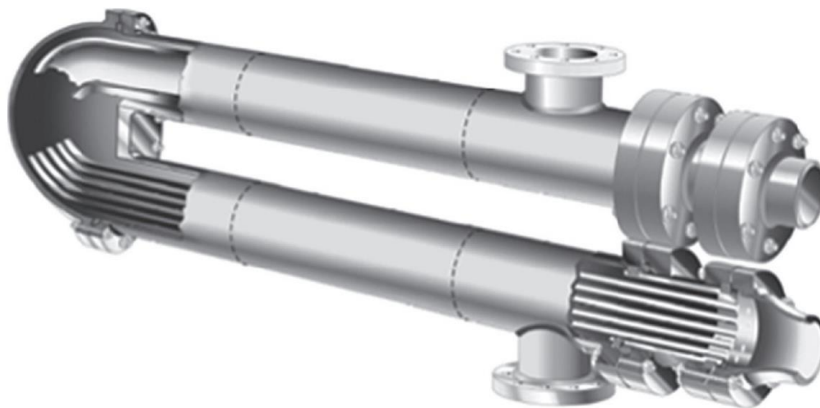


Fig. II.6 Echangeur multitubulaires à faisceau de tubes en U [2].

Les tubes placés à l'intérieur d'un échangeur multitubulaires peuvent être soit plats ou à ailettes longitudinales (voir figure II.7). Ce type d'échangeur est assez fréquemment rencontré dans l'industrie des hydrocarbures et de la chimie.

Les principaux avantages de ce type des échangeurs thermique sont :

- Facilité de fabrication et d'entretien ;
- Le coût de fabrication et d'entretien est faible ;

- Une large gamme de fonctionnement en température et en pression.
- Le montage et le démontage est le plus facile comparant au d'autre type.

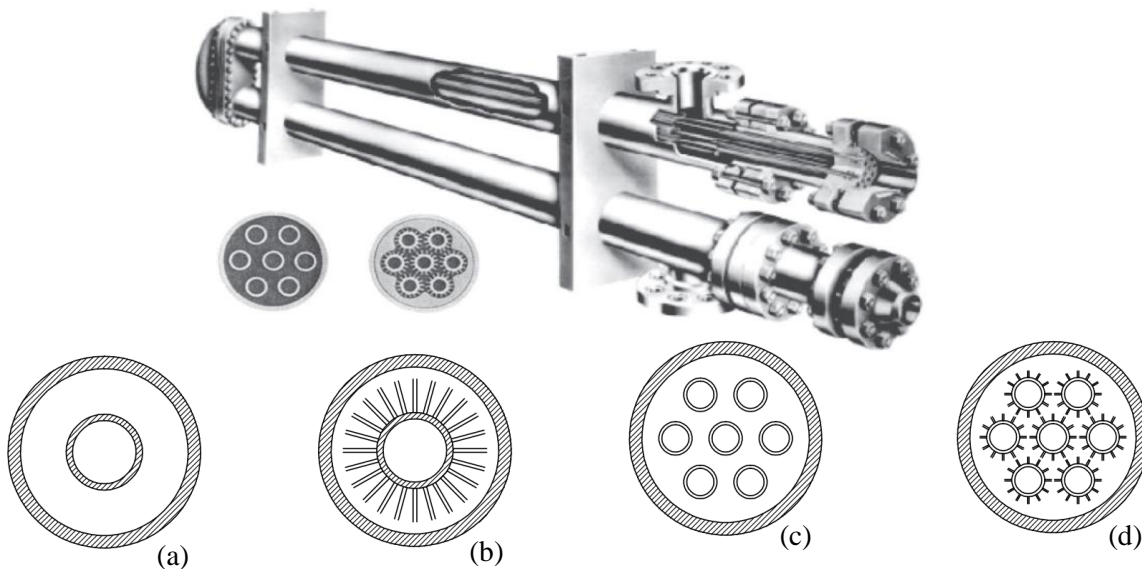


Fig. II.7 échangeur tubulaire (a) coaxiaux à tube plain ; (b) deux tubes coaxiaux à ailettes longitudinales ; (c) multitubulaires à faisceau de tubes plains ; (d) multitubulaires à faisceau de tubes à ailettes longitudinales [2].

II.3.2.1.2 Échangeurs faisceaux tubulaire

Ce type d'échangeurs contient un faisceau de tubes disposés de manière longitudinale à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre, l'un des fluides circule à l'intérieur de la calandre et autour les tubes, tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. En général, l'addition des chicanes dans la calandre est pour le but de créer des turbulences, afin d'améliorer le transfert thermique à l'extérieur des tubes voire figure II.8.

Deux boîtes ont été fixées sur les deux extrémités du faisceau, qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur des tubes. Ce type d'échangeur il est adapté pour des applications de haute pression, pour cela, c'est le type le plus répandu dans les raffineries de pétrole et d'autres procédés chimiques.

La plupart des échangeurs tubes et calandre sont conçues conformément aux normes définies par l'Association des fabricants des échangeurs tubulaires TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Ces normes sont utilisées depuis plus de 70 ans et reste jusqu'à maintenant donne les lignes directrices de conception pour s'assurer que les équipements conçus et fabriqués par différentes organisations fonctionnent de manière similaire et prévisible. Alors les exigences TEMA servent également à normaliser les performances thermiques de l'échangeur comme indique la figure II.9.

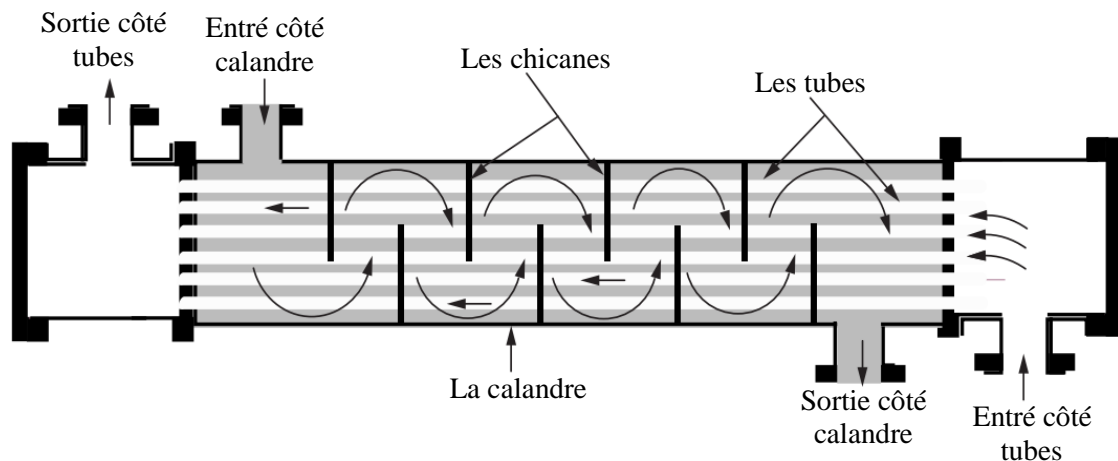


Fig. II.8 Schéma d'un échangeur thermique tube et calandre avec un seul passage sur les deux côté tubes ou calandre.

Un échangeur est désigné par trois lettres représentant respectivement le type de boîte avant, de calandre et de boîte arrière de l'échangeur. On distingue trois classes principales d'échangeurs :

- Les échangeurs à plaque tubulaire fixes : soudées sur la calandre, ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation du faisceau soit acceptable (figure II.10-a).
- Les échangeurs à tête flottante : l'une des plaques tubulaires est fixe, la seconde plaque à un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement de l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Ces appareils permettent l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent presque la totalité des échangeurs (figure II.10-b).
- Les échangeurs à tubes en U : la plaque tubulaire est supprimée avec l'utilisation de tubes coudés, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante. L'économie réalisée par le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes, ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeurs (figure II.10-c).

Type BME : Ce type est le plus simple échangeur à faisceau 1-1, le fluide qui circule dans les deux côté (tubes et calandre) effectuent un seul passe, pour augmenter et améliorer l'efficacité énergétique de l'échangeur en utilisant plaque tubulaire flottante à contre bride dans la boîte arrière (type BES), ou bien en remplaçant faisceau de tubes par un faisceau de tubes en U (type AEU).

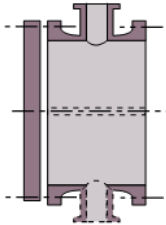
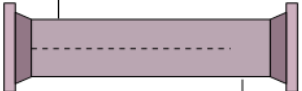
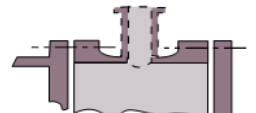
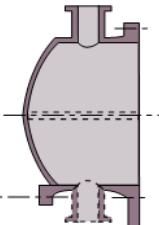
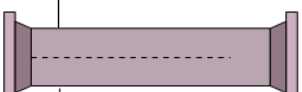
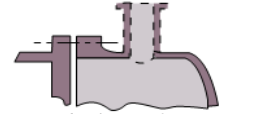
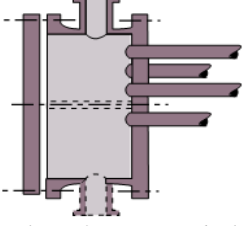
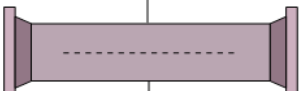

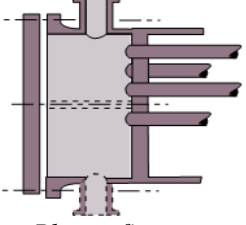

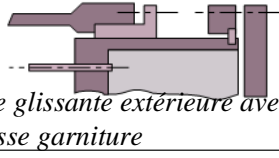
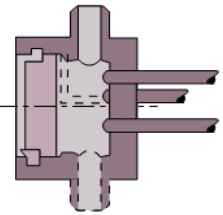
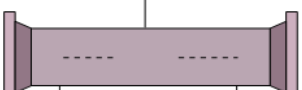
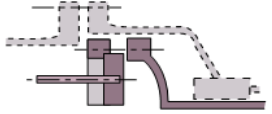
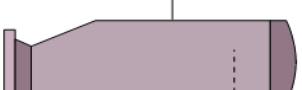
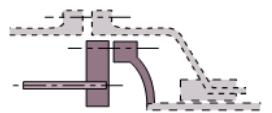
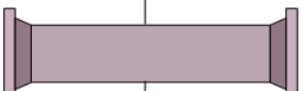

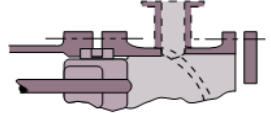
EXTRÉMITÉ AVANT	CALANDRE	EXTRÉMITÉ ARRIÈRE
<p>A</p>  <p>Boîte avec couvercle démontable</p>	<p>E</p>  <p>Simple passe</p>	<p>L</p>  <p>Plaque tubulaire formant Bride de calandre avec boîte type 'A'</p>
<p>B</p>  <p>Boîte à fond bombé monobloc</p>	<p>F</p>  <p>Deux passes avec chicane longitudinale</p>	<p>M</p>  <p>Plaque tubulaire formant Bride de calandre avec boîte type 'B'</p>
<p>C</p>  <p>Couvercle et faisceau tubulaire démontables</p>	<p>G</p>  <p>Circuit divisé par chicane longitudinale</p>	<p>N</p>  <p>Plaque tubulaire fixée à l'intérieur de calandre avec boîte type 'C'</p>
<p>N</p>  <p>Plaque fixe et couvercle démontable</p>	<p>H</p>  <p>Double circuit divisé par chicanes longitudinales</p>	<p>P</p>  <p>Tête glissante extérieure avec presse garniture</p>
<p>D</p>  <p>Boîte spéciale pour haute pression</p>	<p>J</p>  <p>Circuit divisé par chicanes transversales</p>	<p>S</p>  <p>Tête flottante à contre bride</p>
	<p>K</p>  <p>Rebouilleur type Kettle</p>	<p>T</p>  <p>Tête flottante à passage libre</p>
	<p>X</p> 	<p>U</p>  <p>Faisceau tubulaire en U</p>
		<p>W</p>  <p>Tête glissante intérieure avec presse étoupe à détecteur de fuite</p>

Fig. II.9 Désignation des échangeurs tubes et calandre selon les standards TEMA.

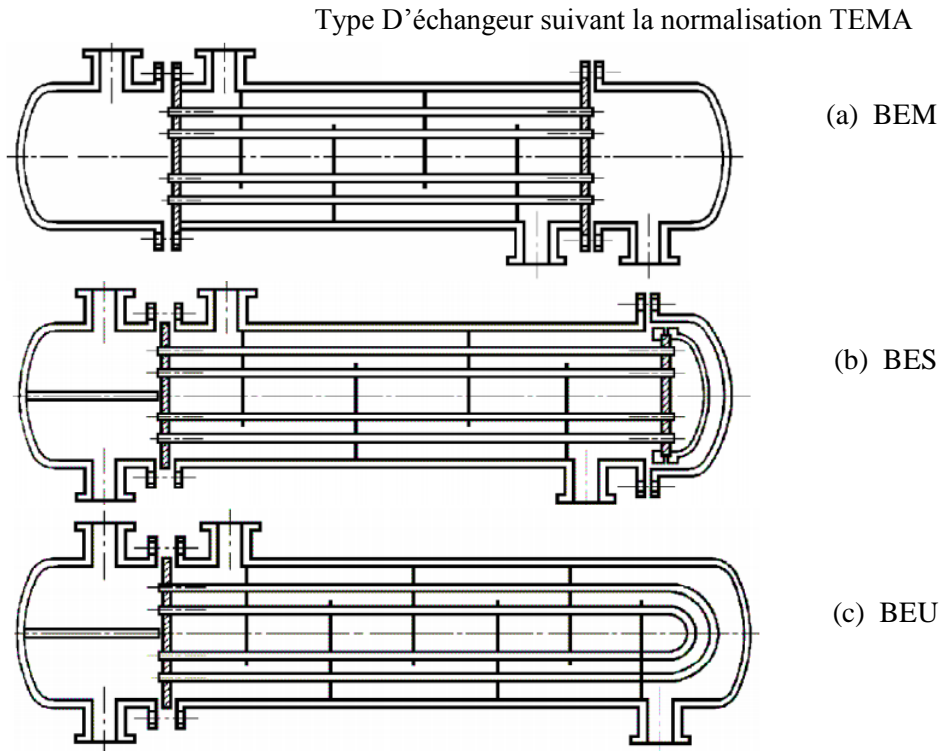


Fig. II.10 Les trois classes principales d'échangeurs suivant la normalisation TEMA.

Avantage :

- résistent aux fortes pressions pour toutes les puissances
- économique
- accepte des écarts de température importante
- peut être utilisé en condensation partielle

Inconvénients :

- contraintes sur les tubes
- difficulté de nettoyages (multitubes)
- sensible aux vibrations

II.3.2.2 Echangeur à plaque

Les échangeurs thermiques à plaques sont constitués d'un ensemble des plaques comprimé entre deux plaques plus épaisses, et elles sont montées sur un châssis pour faciliter le montage et le démontage, comme le montre la Figure II.11. Ce type échangeur a été initialement développé pour l'industrie alimentaire où le nettoyage est périodique, puis ils ont trouvé leur place dans les autres industries de traitement en raison de leur taille compacte.

Les plaques sont ondulées et formées entre eux les alvéoles qui constituent les chemins d'écoulement des fluides, et aussi favoriser la turbulence pour augmenter les échange thermique entre les fluides. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux

espaces inter-plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques.

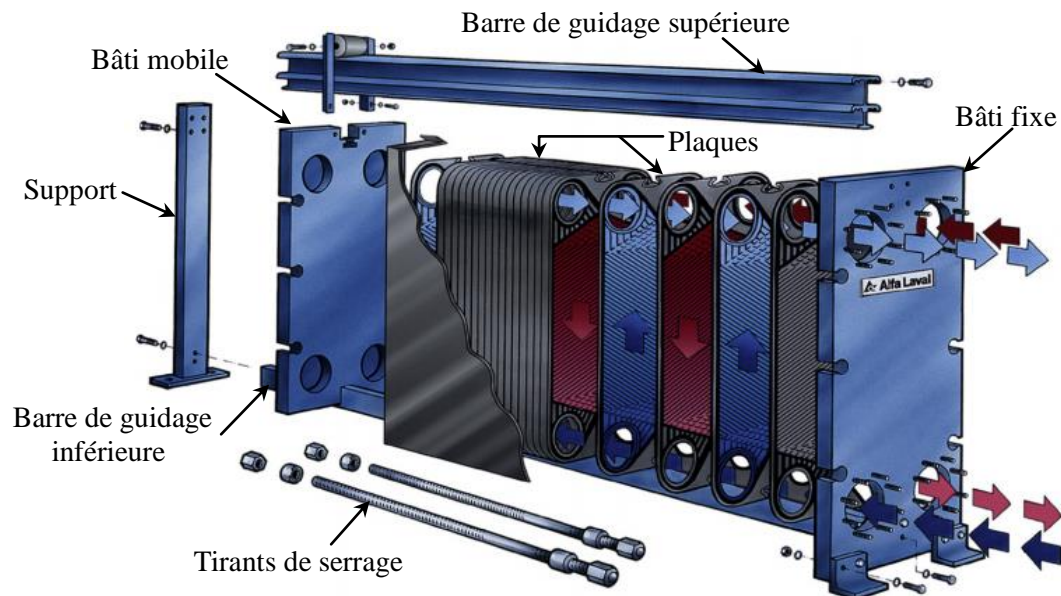


Fig. II.11 Les principaux constituants d'échangeur thermique à plaques jointées (Source: Alfa Laval).

L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité. Donc, son utilité apparaît clairement lors des grandes puissances.

Comme les autres classe des échangeurs, ce type aussi divisé en quatre groupes principaux :

- Echangeurs à plaques jointées.
- Echangeurs à plaques brasées.
- Echangeur à spirales.
- Échangeur lamellaire.

II.3.2.2.1 Echangeurs à plaques jointées

Ces échangeurs fonctionnent en contre-courants, ils sont constitués d'un ensemble de plaques en aluminium, ou en acier inoxydable qui forme, après assemblage, des canaux de circulation pour les fluides, les plaques sont de faibles épaisseurs, assemblées en général à l'aide de joints en polymère qui assure l'étanchéité de la pièce (voire la figure II.12).

Avantages

- Très bon coefficient d'échange et un faible encombrement
- Peu de pertes thermiques et faciles à nettoyer

Inconvénients

- Faible écart de température et une perte de charge importante
- Pression de travail limitée

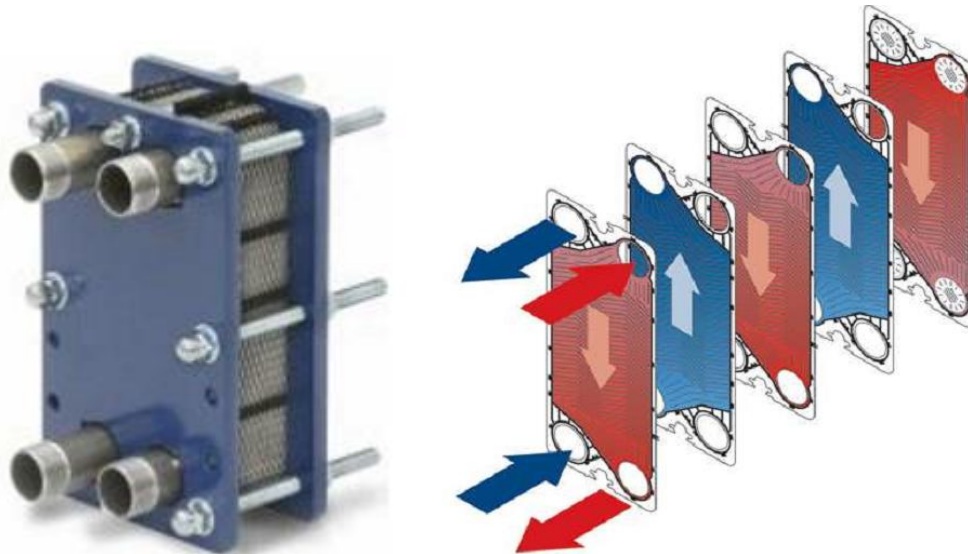


Fig. II.12 Echangeur thermique à plaques jointées [7].

II.3.2.2 Echangeurs à plaques brasées

Contrairement au premier type, le système dans ce type ne nécessite aucun joint, ni équipement de support (environ 90% des matériaux servent au transfert de chaleur), d'où son efficacité plus élevée. Les plaques, en acier inoxydable, sont assemblées par la technique du brasage tendre dans un four sous vide, cette technique assure la longévité des plaques et permet un fonctionnement sous hautes températures et pressions. Cet échangeur peut être utilisé jusqu'aux conditions suivantes : une pression de service de 30 bar, une température de service de 225 °C et un débit d'eau de 50 m³/h.



Fig. II.13 Echangeurs à plaques brasées [7].

II.3.2.2.3 Echangeur à spirales

Ce type d'échangeur thermique contient deux canaux spirales concentriques d'une forme circulaire, où les fluides circulent à contre-courant. Il possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C.

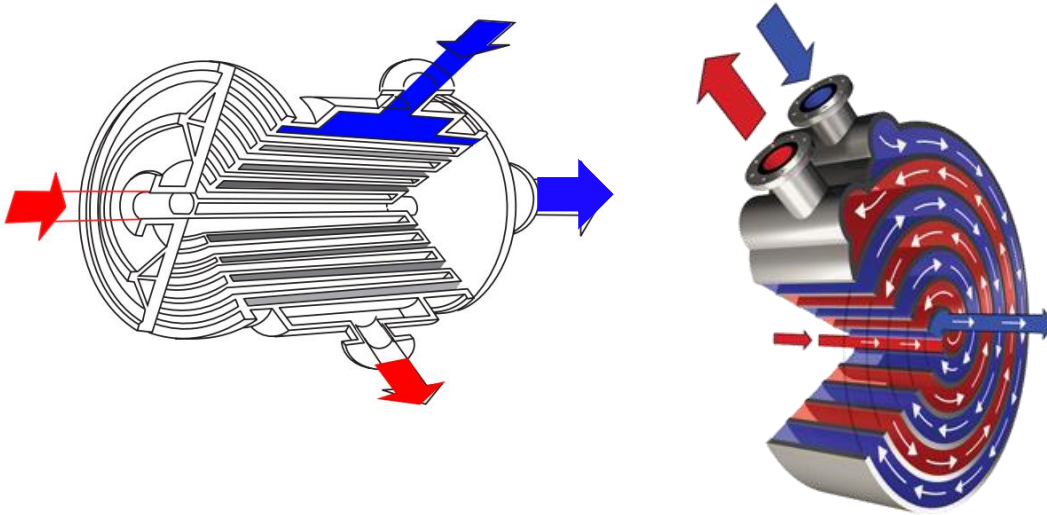


Fig. II.14 Echangeur à spirales [7].

Avantages

- Grande surface de contact avec un large passage
- Encombrement réduit et Autonettoyant

Inconvénients

- Non démontable avec un Ecart de température limités

II.3.2.2.4 Échangeur lamellaire

Ce type constitue de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (élément de turbulence) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique. Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et une pression maximale de 25 bar.

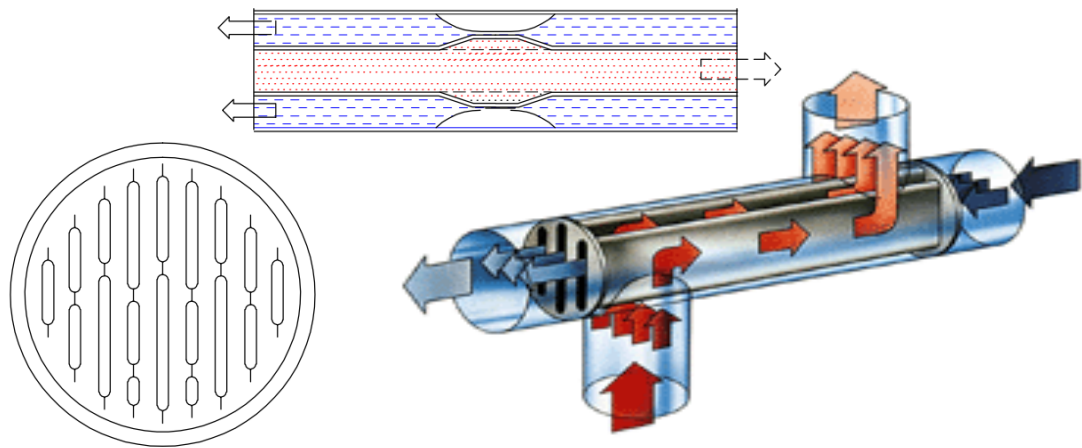


Fig. II.14 Echangeur lamellaire [7].

II.3.2.3 Échangeur à surface étendue

Dans certains échangeurs de chaleur qui fonctionnent avec du gaz ou certains liquides, où le coefficient de transfert de chaleur est très faible, donc l'agrandissement de la surface d'échange est nécessaire pour augmenter le taux de transfert thermique. Cette exigence est servie par l'addition des ailettes à la surface primaire.

Cette classe des échangeurs thermique dénommé échangeur à ailettes est divisée en deux groupe, qui sont les exemples les plus courants d'échangeurs thermique à surface étendue.

- Les échangeurs tubulaires à ailettes (figure II.15) ;
- Les échangeurs de chaleur à plaques et ailettes (figure II.16).

Les ailettes à l'extérieur des tubes (figure II.15) peuvent être classées comme suit:

- les ailettes verticales sur la surface normale d'un seul tube (figure II.15-a), qui ont appelés des tubes à ailettes individuelles.
- les ailettes longitudinales sur la surface normale d'un seul tube et les ailettes hélicoïdale (figure II.15-b), généralement utilisés pour les applications de condensation et pour les fluides visqueux dans le cas d'un échangeur thermique à deux tubes coaxiaux.
- Les ailettes planes ou continues (plates, ondulées ou interrompues) sur un réseau de tubes (soit circulaires soit plats) comme le montre la figure II.16-a, b.

Les échangeurs de chaleur à plaques et ailettes (PFHE) sont des échangeurs de chaleurs compacts constitués d'un ensemble des plaques plates appelées «feuilles de séparation» et des ailettes ondulées brasées en bloc (figure II.16-a).

Les éléments de base de ce type d'échangeur formant deux configurations, l'arrangement d'écoulement à courant croisé montrés dans la figure II.16-b, où les courants du

fluide s'écoule le long des passages formés par les ondulations entre les feuilles de séparation.

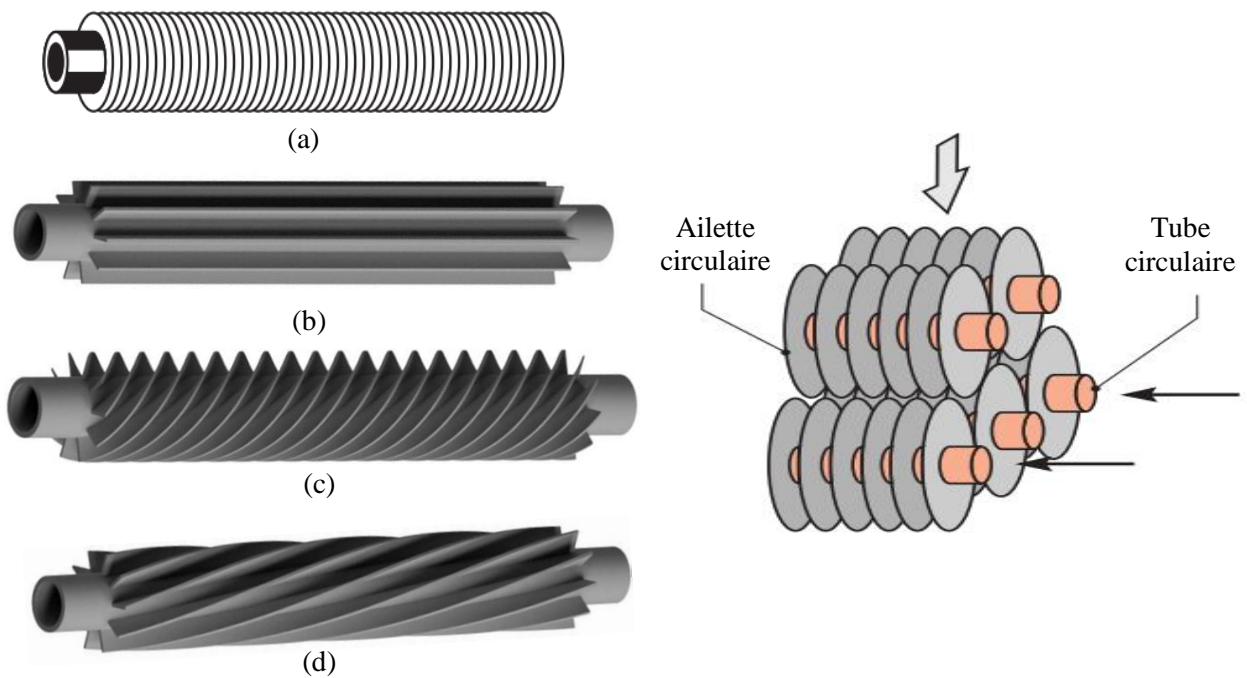


Fig. II.15 Echangeur tubulaires à (a) ailettes verticales, (a) ailettes longitudinales et (c, d) ailettes hélicoïdales [9].

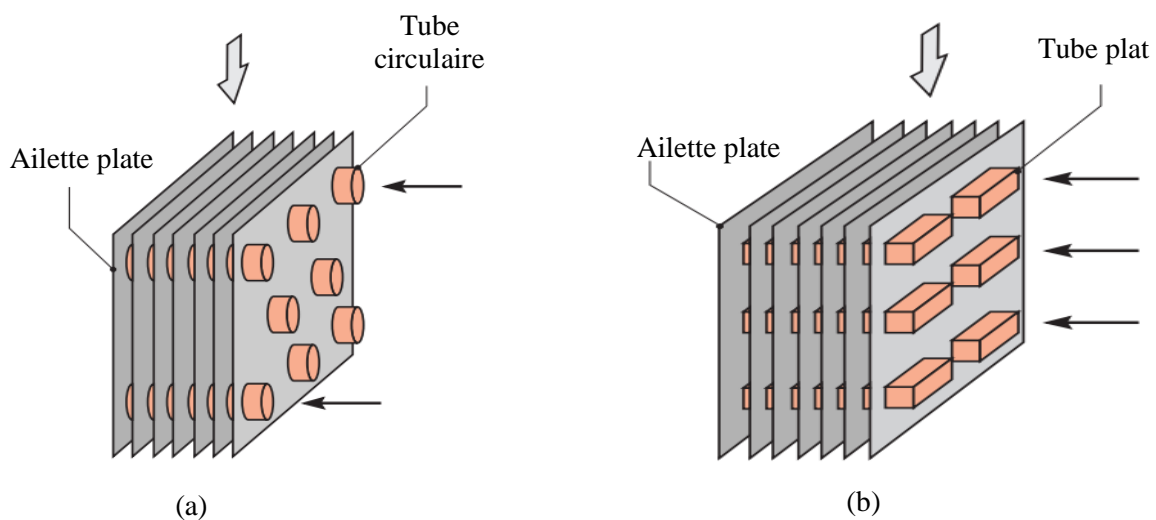


Fig. II.16 Echangeur tubulaires à ailettes plats (a) et tubes circulaires, (b) et tubes plats [9].

II.3.2.4 Échangeurs régénérateurs

La régénération est l'une des plus anciennes technologies, elle apparue avec l'apparition des industries de transformation telles que le verre, le ciment, les métaux primaires et secondaires, qui représentent une fraction importante l'énergie consommée

durant le processus, où une grande partie de cette énergie est rejetée sous forme de gaz d'échappement à haute température. Doc la récupération de l'énergie résiduelle des gaz d'échappement au moyen d'échangeurs de chaleur, appelés régénérateurs, peut améliorer le rendement global des installations.

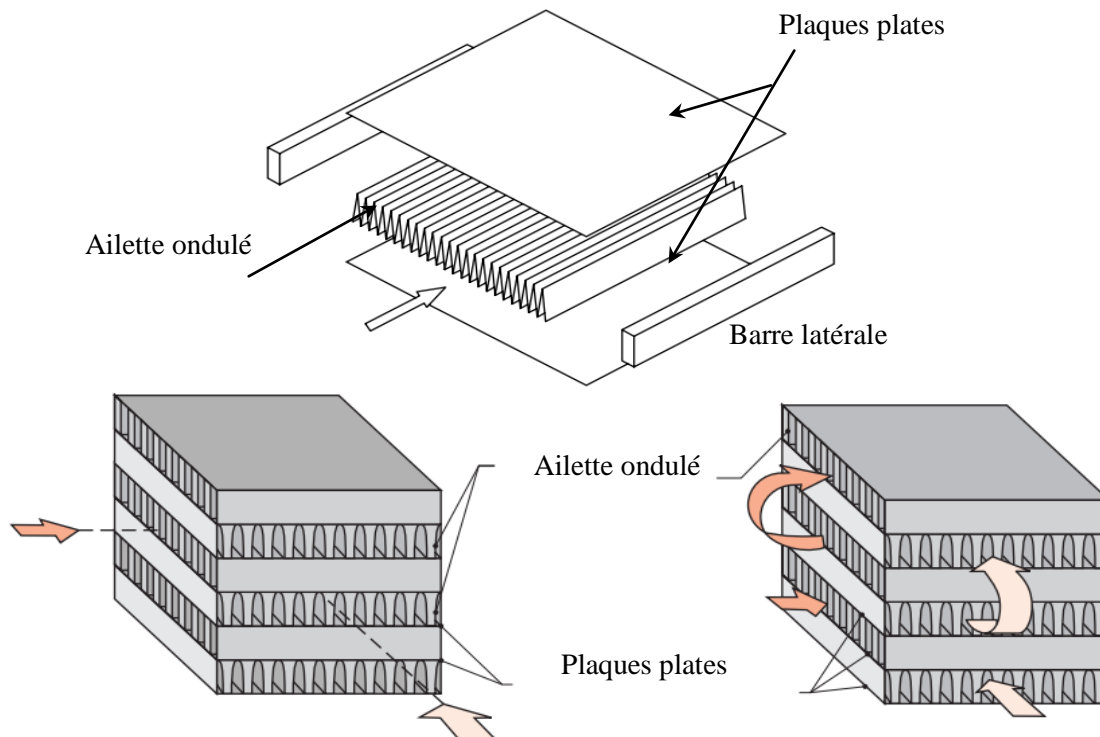


Fig. II.17 Echangeur thermique à plaques et ailettes (a) vue éclatée et (b) l'arrangement d'écoulement à courant croisé Çengel [9].

Dans ce type d'échangeurs le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice ; le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides. On classe, dans cette catégorie de régénérateurs, les échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournante et les échangeurs régénérateurs statiques ou à valves.

II.3.2.4.1 Échangeurs régénérateurs à matrice fixe ou à valves

Le régénérateur à matrice fixe ou à stockage est un dispositif de transfert thermique à écoulement périodique avec une matrice à haute capacité thermique à travers laquelle le courant du fluide chaud et le courant du fluide froid passent alternativement. Pour obtenir un écoulement continu, au moins deux matrices sont nécessaires, comme illustré à la figure II.18-a.

Les régénérateurs statiques sont très répandus en sidérurgie et dans l'industrie du verre (figure II.18-b). Les fluides chaud et froid circulent alternativement sur une matrice

solide ordonnée ou en vrac ; l'assemblage de deux dispositifs permet un fonctionnement quasi-continu comme échangeur. Le remplissage en vrac, avec des solides de petites dimensions assure évidemment une surface d'échange très importante, mais ces dispositifs sont très sensibles à l'encrassement.

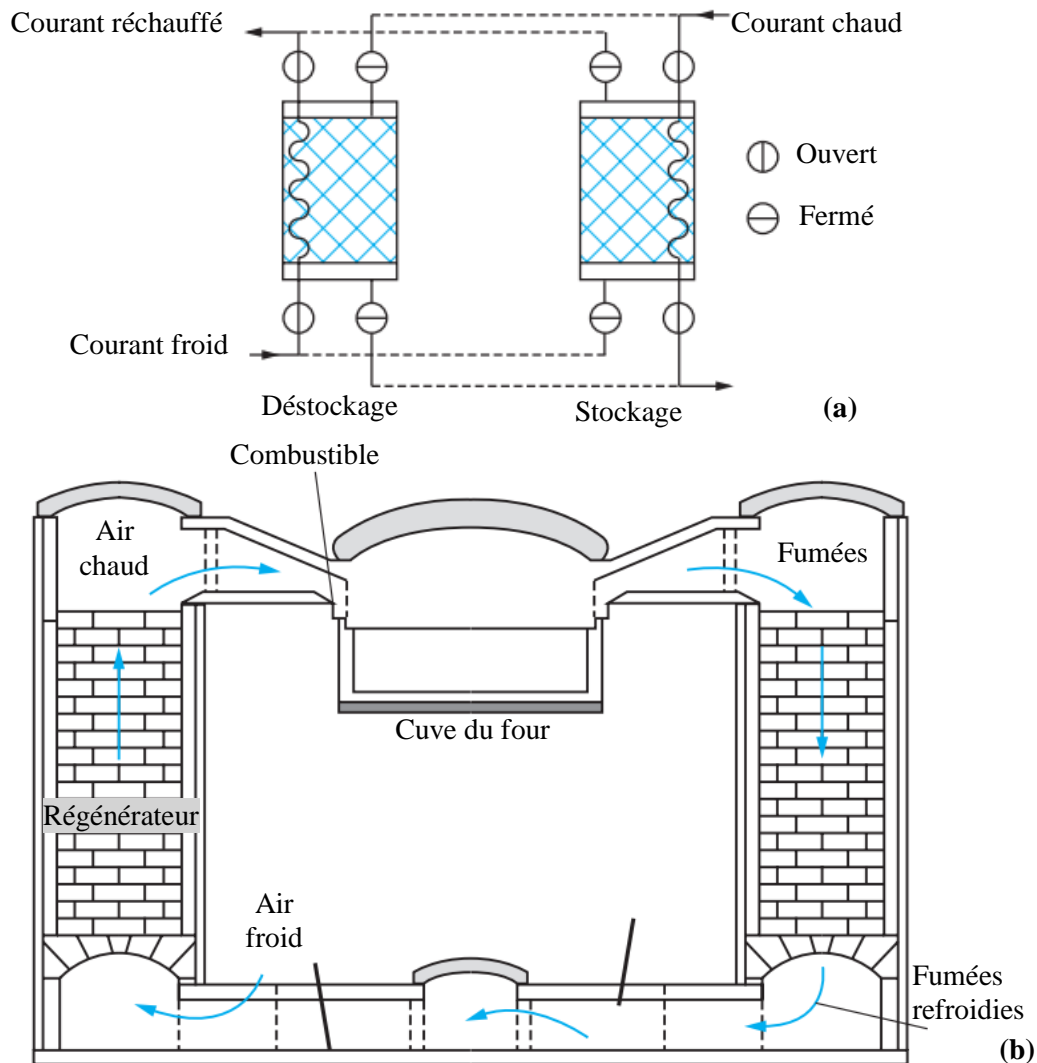


Fig. II.18 Echangeur thermique à matrice fixe (a) schéma de principe et (b) leur application cas d'un four de fusion dans l'industrie du verre [10].

II.3.2.4.2 Échangeurs régénératifs à matrice tournante

Un régénérateur à matrice tournante (figure II.19), aussi connu sous le nom de régénérateur thermique rotatif, consiste en une matrice rotative à travers laquelle les courants du fluide chaud et froid s'écoulent en continu. L'écoulement des deux fluides à travers ce type d'échangeur est un écoulement périodique, puisque chaque partie de la matrice, et en raison de sa rotation continue, est exposée à un flux périodique régulier du gaz chaud et froid. Le principe de la régénération rotative est fait par deux moyens:

- l'écoulement à travers la matrice est périodiquement inversé en faisant tourner la matrice (figure II.20-a);
- la matrice est maintenue stationnaire tandis que les boîtes d'entrée sont tournés en continu (figure II.20-b).

Aussi pour les régénérateurs à matrice tournante on distingue deux types selon la position de l'écoulement, est-ce qu'il est axial ou radial :

- un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque dont l'axe de rotation est parallèle à l'écoulement (figure II.19-a);
- un écoulement radial où la matrice est constitué d'un tambour tournant suivant un axe perpendiculaire à l'écoulement (figure II.19-b).

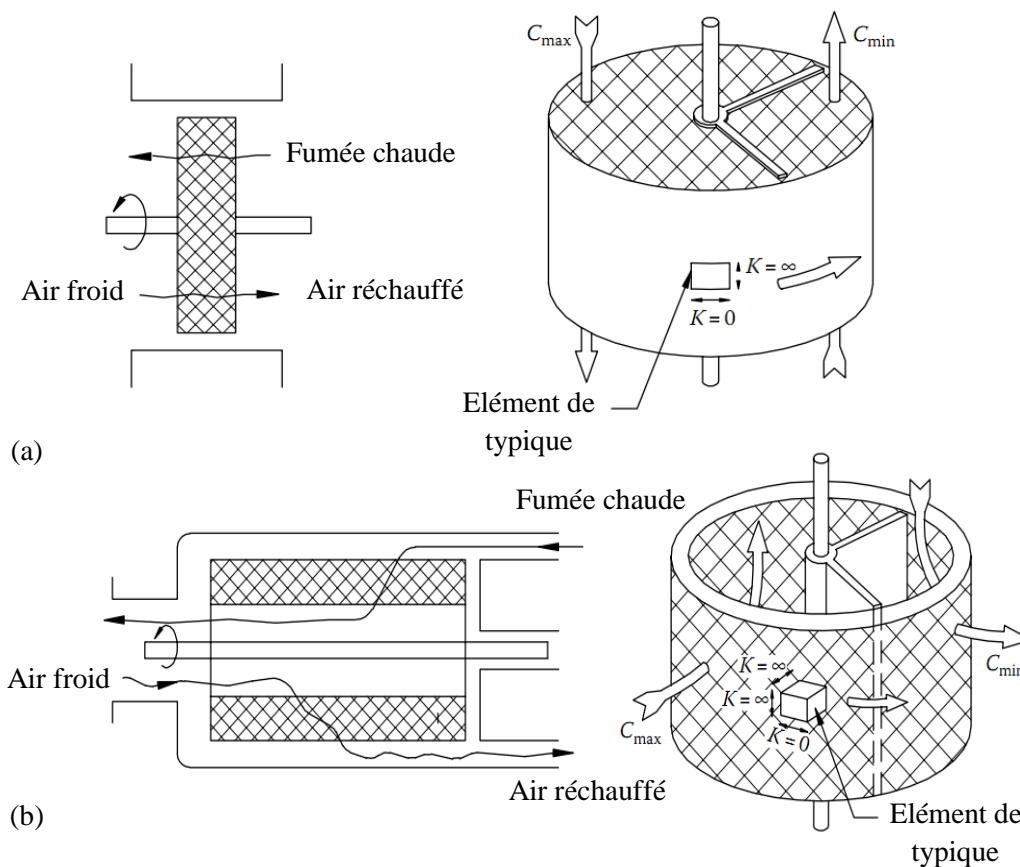


Fig. II.19 Echangeur rotatif à matrice tournante (a) écoulement axial, (b) écoulement radial [7].

Parmi les applications pratiques de ce type d'échangeur, la récupération de chaleur sur l'air extrait d'une habitation pour préchauffer l'air neuf, et la récupération de l'énergie des gaz d'échappement d'une turbine à gaz pour préchauffer l'air d'admission de la chambre de combustion (figure II.20), aussi dans l'économiseur sur gaz d'échappements du moteur des bateaux.

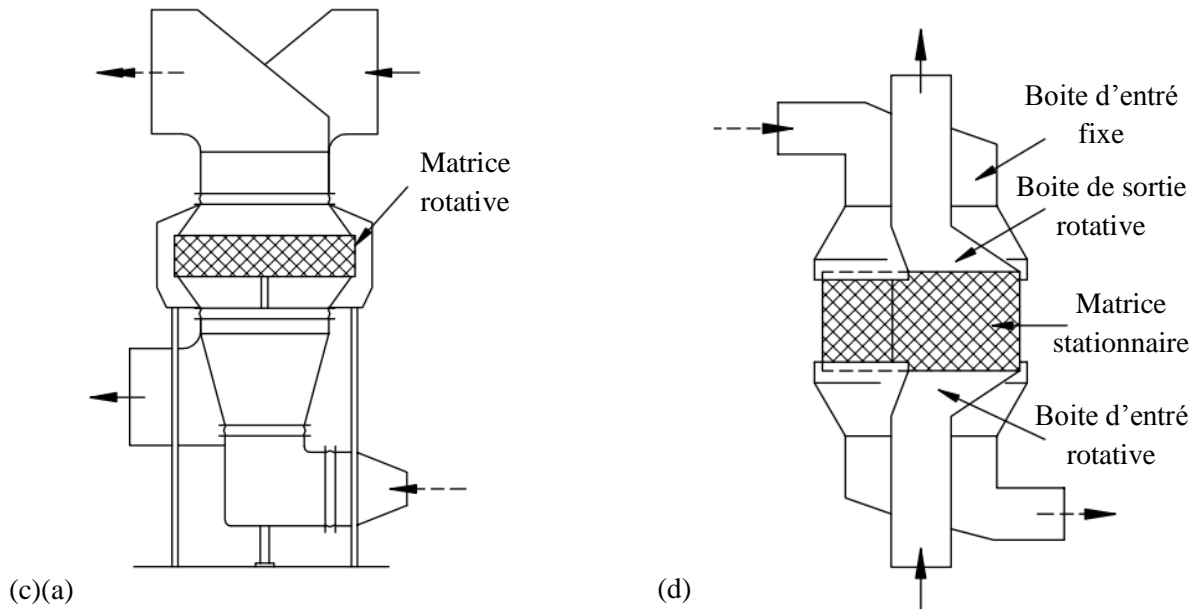


Fig. II.20 Echangeur rotatif (c) matrice tournante et boîtes fixe et (c) matrice fixe et boîtes tournantes [7].

II.3.3 Classification selon le processus de transfert

Ce type d'échangeur est divisé en deux classifications:

- Contact indirect : transfert direct, stockage et lit fluidisé ;
- Contact direct : Tours de refroidissement.

II.3.3.1 Echangeur thermique à contact indirect

Les échangeurs thermiques à contact indirect sont des dispositifs d'échange thermique où l'écoulement de deux fluides reste séparé et le transfert thermique se fait en continu à travers une paroi séparatrice et imperméable. Ce type d'échangeur de leur tour divisé en trois groupes tels que le type à transfert direct, de stockage (échangeur régénérateurs) et échangeurs à lit fluidisé.

II.3.3.1.1 Echangeur thermique à contact indirect avec transfert direct et stockage

les échangeurs thermique à transfert direct, il y a un flux de chaleur continu du fluide chaud au fluide froid à travers une paroi séparatrice, les deux fluides ne sont pas mélangé car chaque fluide circule dans un passage séparé, aussi pas des composants mobiles. Ce type d'échangeur est désigné comme récupérateur, comme les échangeurs thermiques à transfert direct sont les échangeurs tubulaires, les échangeurs à plaques et les échangeurs de surface étendus.

II.3.3.1.2 Echangeur thermique de stockage à contact indirect

Pour les échangeurs thermiques à matrice de stockage, en les présentes dans la classe des échangeurs régénérateurs, où l'écoulement est périodique entre le fluide chaud et le fluide froid.

II.3.3.1.3 Echangeur thermique de lit fluidisé à contact indirect

Dans les échangeurs thermiques régénérateurs à lit fluidisé, les lits fluidisés granulés récupèrent la chaleur des gaz d'échappement chauds et transfèrent cette chaleur à l'air froid [7], il se compose d'une tour cylindrique isolée incorporant une chambre supérieure et une chambre inférieure comme le montre la figure II.21.

Chaque chambre est équipée de plusieurs plateaux perforés horizontaux. Les gaz d'échappement chauds pénètrent dans la chambre supérieure près de sa base et montent à la sortie près du sommet, chauffant les pastilles d'alumine à contre-courant lorsqu'elles tombent.

Les pellets chauffés passent à travers une ouverture dans la chambre inférieure, où ils transfèrent leur chaleur à l'air froid.

Le contact direct des flux du gaz et d'air avec le milieu d'échange thermique, à savoir les billes d'alumine, couplé à un temps de séjour contrôlé au niveau des plateaux, entraîne des vitesses de transfert de chaleur élevées. En contrôlant le taux de recyclage des granulés, la température de l'air chauffé peut être maintenue constante dans de larges variations de température et de volume d'entrée du gaz. Un système pneumatique auxiliaire est incorporé pour recycler les billes d'alumine.

Le lit fluidisé peut être utilisé pour sécher, cuire, refroidir, enrober, ou encore en tant qu'agitateur d'une réaction chimique. Les industries ainsi concernées sont l'industrie alimentaire, pharmaceutique (enrobage du principe actif d'un médicament,...) ou plus récemment et avec beaucoup de possibilités dans le domaine de traitement des eaux usées.

L'excellent contact gaz/particules est mis aussi à profit dans les lits fluidisés inertes ou actifs pour filtrer et neutraliser certaines particules (suie) ou des gaz nocifs (SO₂, NO_x...) sur des fumées.

II.3.4 Échangeurs thermiques à contact direct

Les échangeurs de chaleur à contact direct sont des échangeurs sans paroi matérielle séparatrice entre les fluides caloporteurs qui circulent à co-courant ou contre-courant (figure II.22). L'absence de paroi est une caractéristique intrinsèque de l'échange, dans ce cas l'interface entre les deux fluides va se présenter sous deux aspects :

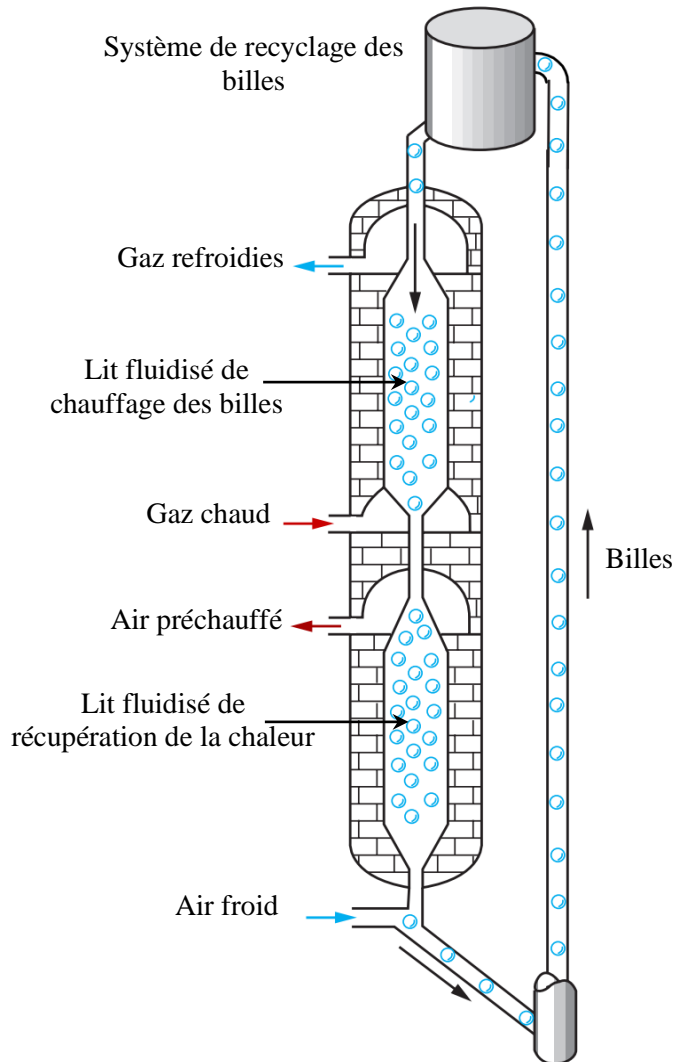
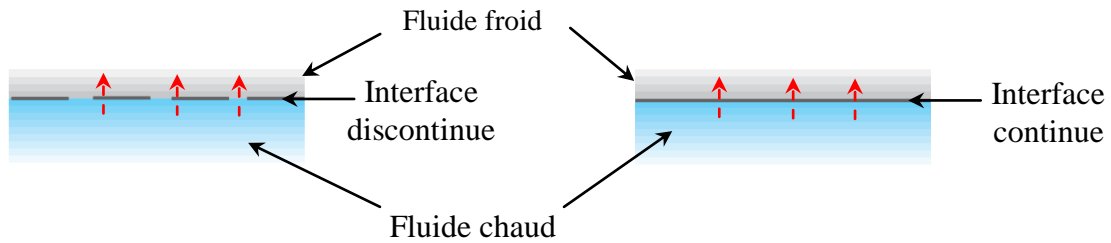


Fig. II.21 Echangeur thermique à billes en lit fluidisé [10].

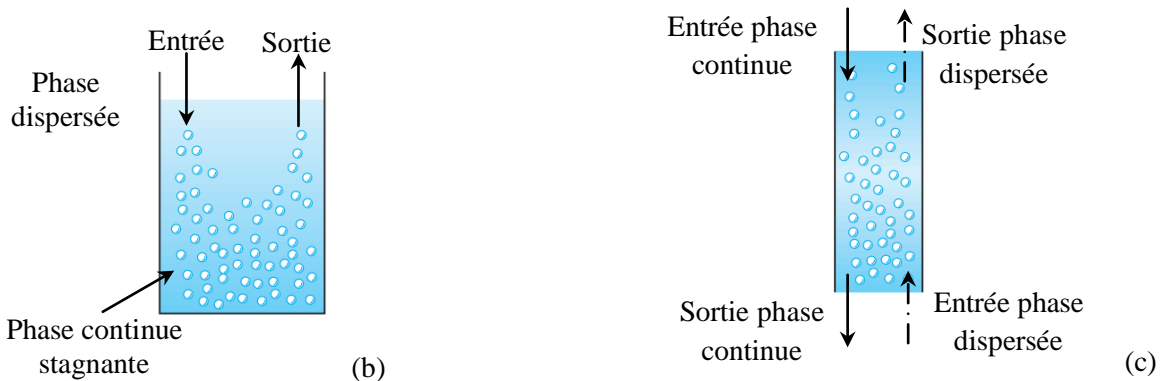
- Le contact direct surfacique : dans ce cas les deux phases sont séparées par une interface continue ou par une interface rendue discontinue par l'interposition de nombreux obstacles (figure II.22-a);
- Le contact direct volumique : les phases s'interpénètrent de façon homogène par dispersion d'un fluide ou de particules au sein de l'autre fluide (figure II.22-b, c).

Ils existent quatre principaux types dans ce groupe d'échangeur de chaleur tels que :

- 1- Échange de chaleur à contact direct liquide-liquide ;
- 2- Échange de chaleur à contact direct gaz-solide ;
- 3- Échange de chaleur avec transition de phase liquide à solide ;
- 4- Échange de chaleur avec transition de phase liquide à vapeur.



(a) Transmission de la chaleur à travers l'interface continue ou discontinue

**Fig. II.22** Echangeur à contact direct (a) procédés de transfert de chaleur entre fluides, (b) phase continue au repos et (c) phase continue en écoulement [10].

II.3.4.1 Échange de chaleur à contact direct liquide-liquide

Ce type d'échangeurs thermiques est utilisé comme des colonnes à pulvérisation surtout dans station de géothermique et pour le dessalement de l'eau de mer afin de s'affranchir du dépôt de tartre sur les parois des échangeurs tubulaires classiques, leur principe de fonction est présenté dans la figure II.23.

II.3.4.2 Échange de chaleur à contact direct gaz-solide

Dans ces échangeurs les particules solides tombe en pluie à contre-courant du gaz avec un faible taux de rétention (figure II.24). La surface de contact entre les particules et le gaz pour ce type d'échangeur (Lit lâche), dont la concentration en particules n'excède pas quelques pourcent, varie entre 3 000 m²/m³ et 120 m²/m³ pour des particules de tailles comprises respectivement entre 100 μm et 2,5 mm ; la vitesse du gaz est de l'ordre de quelques mètres par seconde.

II.3.4.3 Échange de chaleur avec transition de phase liquide à solide

Le principe de fonctionnement de ce type d'échangeur, qui change l'état liquide à un état solide de la phase dispersée est analogue à celui d'un échangeur liquide-liquide, mais le régime d'écoulement est de type lit lâche avec un taux de rétention faible pour éviter la solidification au niveau de l'injecteur et sur la virole.

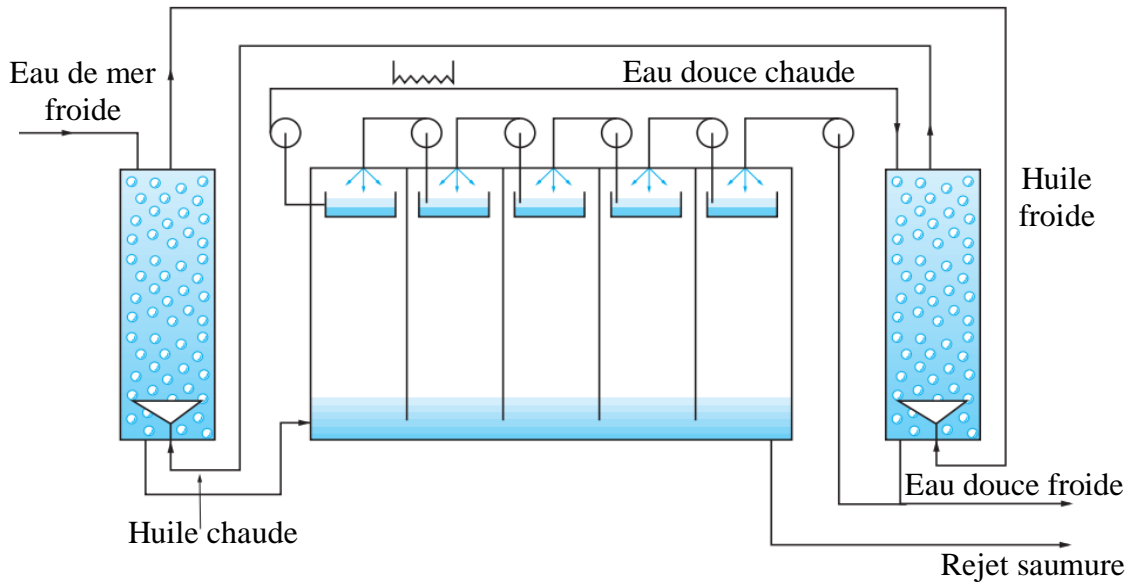


Fig. II.23 Le schéma de principe d'un dispositif de dessalement utilisant un échangeur à contact direct liquide-liquide [10].

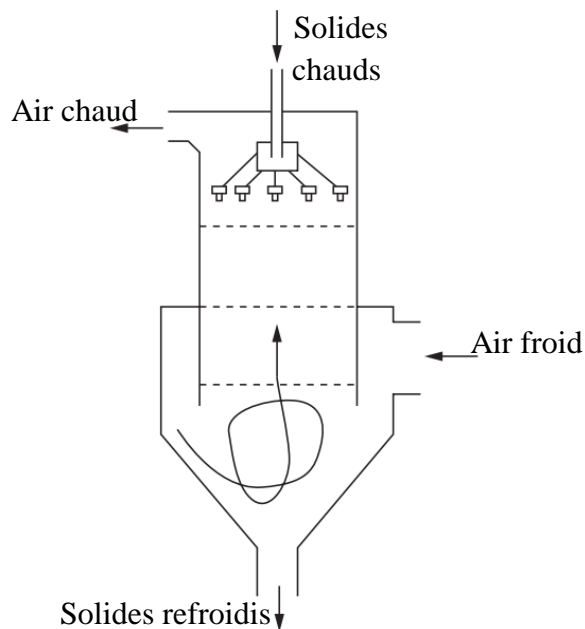


Fig. II.24 Le schéma de principe d'un échangeur à contact direct gaz-solide [10].

L'utilisation de ce type d'échangeur nécessite sur le plan de l'exploitation des moyens technologiques plus importants, notamment en ce qui concerne le traçage (chauffage) de l'injecteur maintenu à une température supérieure à la température de la phase continue, la séparation des phases et l'évacuation de la phase solidifiée hors de l'échangeur (figure II.25 : la désulfuration de fumée). On le retrouve dans des processus industriels de la chimie, de la métallurgie, et de l'agroalimentaire.

II.3.4.4 Échange de chaleur avec transition de phase liquide à vapeur

Ce type d'échangeur thermique est basé sur la génération ou la condensation d'une vapeur par contact direct, qui est souvent utilisées dans nombreuses applications industrielles tels que l'évaporation et la condensation de l'eau, le chauffage de lait par la condensation directe de vapeur d'eau, la pulvérisation et l'évaporation de gouttelettes d'eau pour tempérer l'air ambiant, le séchage de solides, l'ébullition pour séparer des liquides....

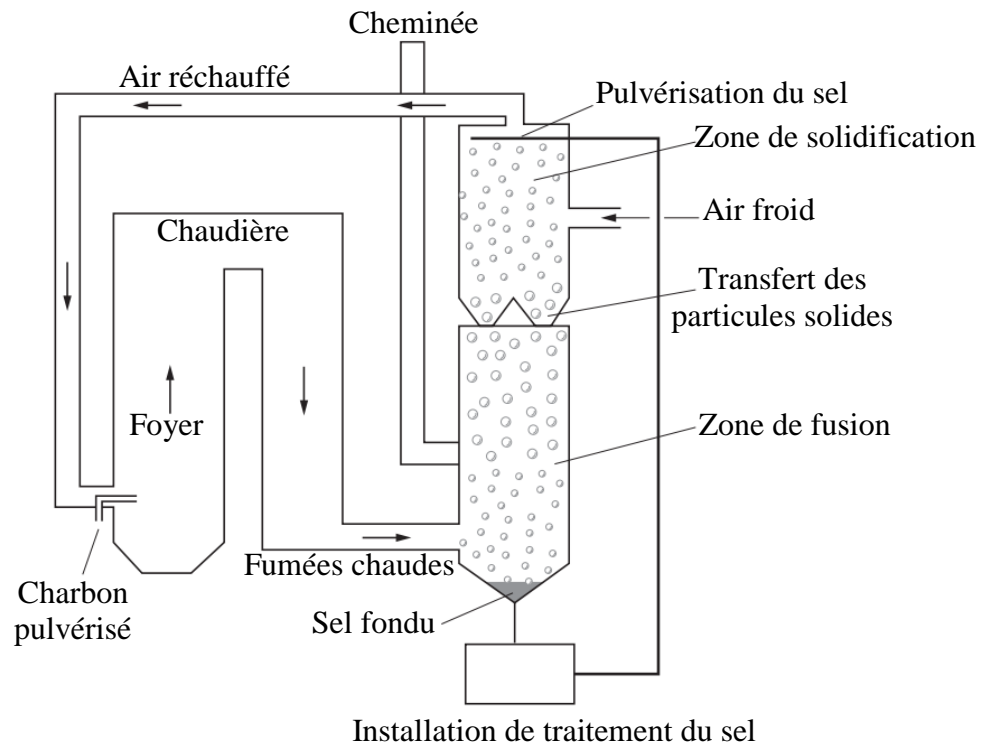


Fig. II.25 Échange thermique à contact direct avec changement de phase liquide à solide dans une unité de désulfuration de fumée [10].

Les trois mécanismes qui mettent en jeu la transition de phase liquide-vapeur sont l'évaporation, la condensation et parfois l'ébullition (figure II.26).

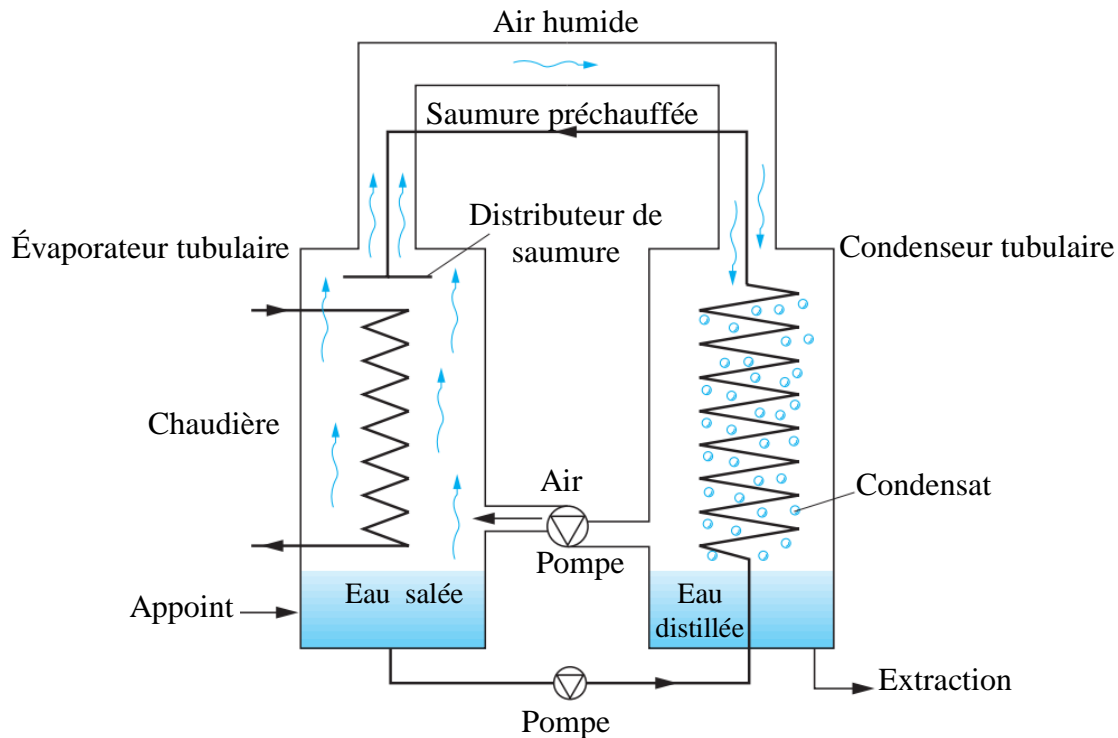


Fig. II.26 Échange thermique à contact direct avec changement de phase liquide à vapeur dans un dessaleur de l'eau de mer par humidification et déshumidification de l'air [10].

II.3.5 Classification selon la compacité de la surface

Les échangeurs de chaleur compacts sont importants lorsqu'il existe des restrictions sur la taille et le poids des échangeurs. Comparés aux échangeurs faisceau tubulaire, les échangeurs thermiques compacts se caractérisent par une grande surface d'échange thermique par unité de volume, ce qui réduit l'encombrement, le poids, la structure, le besoin énergétique, les coûts de construction et de maintenance. Aussi bien qu'amélioré le design du processus, le plan de disposition de l'installation du traitement, qui accompagné avec une réduction au taux de stockage du fluide caloporteur.

Un échangeur gaz-fluide est appelé échangeur compact s'il incorpore une surface d'échange ayant une densité de surface d'échange ' β ' supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, ou un diamètre hydraulique $D_h \leq 6 \text{ mm}$ pour l'écoulement du gaz et de $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou plus pour le cas du liquide ou un écoulement avec changement de phase. Un échangeur thermique à écoulement laminaire (aussi appelé échangeur méso) si leur densité de surface supérieure à $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou $100 \text{ mm} < D_h < 1 \text{ mm}$, et en utilisant le terme micro-échangeur si la densité surfacique est supérieure à $15\,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou $1 \text{ mm} \leq D_h \leq 100 \text{ mm}$. Pour les échangeurs utilisant un liquide comme fluide caloporteur ou s'il y a un changement de phase, dit échangeur compact si leur densité surfacique dans un côté est supérieure à $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Par contre, un échangeur faisceau tubulaire typique utilisé dans l'industrie de transformation a une densité surfacique inférieure à $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ sur le côté de fluide avec des tubes lisse et deux à trois fois plus grand si en utilisant tube à ailettes .

Les régénérateurs rotatifs, les échangeurs à plaques et tubes à ailettes sont des exemples sur l'échangeur thermique compact pour l'écoulement de gaz sur l'un ou les deux côtés, et les échangeurs à plaques brasées ou soudés sont des exemples d'échangeurs compacts dans l'écoulement des liquides.

Le spectre de la densité surfacique des échangeurs thermiques est représenté sur la figure II.27. En bas de la figure, deux échelles sont représentées: la densité surfacique d'échange (m^2/m^3) et le diamètre hydraulique D_h (mm), qui est le diamètre intérieur ou extérieur du tube D (mm) pour un tube circulaire à paroi mince. Différentes surfaces d'échange sont représentées dans les rectangles. Lorsqu'elles sont projetées sur l'échelle (ou D_h), les petits côtés verticaux d'un rectangle indiquent la plage de densité surfacique (ou diamètre hydraulique) de la surface choisi.

La densité de surface, β , est le rapport entre la surface d'échange S et le volume de l'échangeur thermique V . Pour les échangeurs de chaleur à plaques, les échangeurs à plaques et les régénérateurs :

$$\beta = \frac{S_{\text{échange}}}{V_{\text{échange}}} \quad (1)$$

Pour les échangeurs tubulaires à ailettes et les échangeurs faisceau tubulaires :

$$\beta = \frac{S_{\text{échange}}}{V_{\text{échangeur}}} \quad (2)$$

II.3.6 Classification selon la configuration des écoulements

L'arrangement de l'écoulement dépend de l'efficacité thermique de l'échangeur requise, le volume de la calandre, l'encombrement de la surface d'échange, les contraintes thermiques admissibles et d'autres critères de conception. A cet effet, il est indispensable de présenter la configuration principales dispositions géométriques qui sont retenues dans la réalisation des échangeurs de chaleur, car elles conditionnent évidemment la nature des écoulements et le calcul des transferts thermiques.

On peut distinguer quatre catégories principales suivant la disposition géométrique et l'arrangement des écoulements des fluides caloporteurs:

- échangeur thermique à courants parallèles (co-courants);
- échangeur thermique à contre-courants;
- échangeur thermique à courants croisés ;
- échangeur thermique à multi-passes.

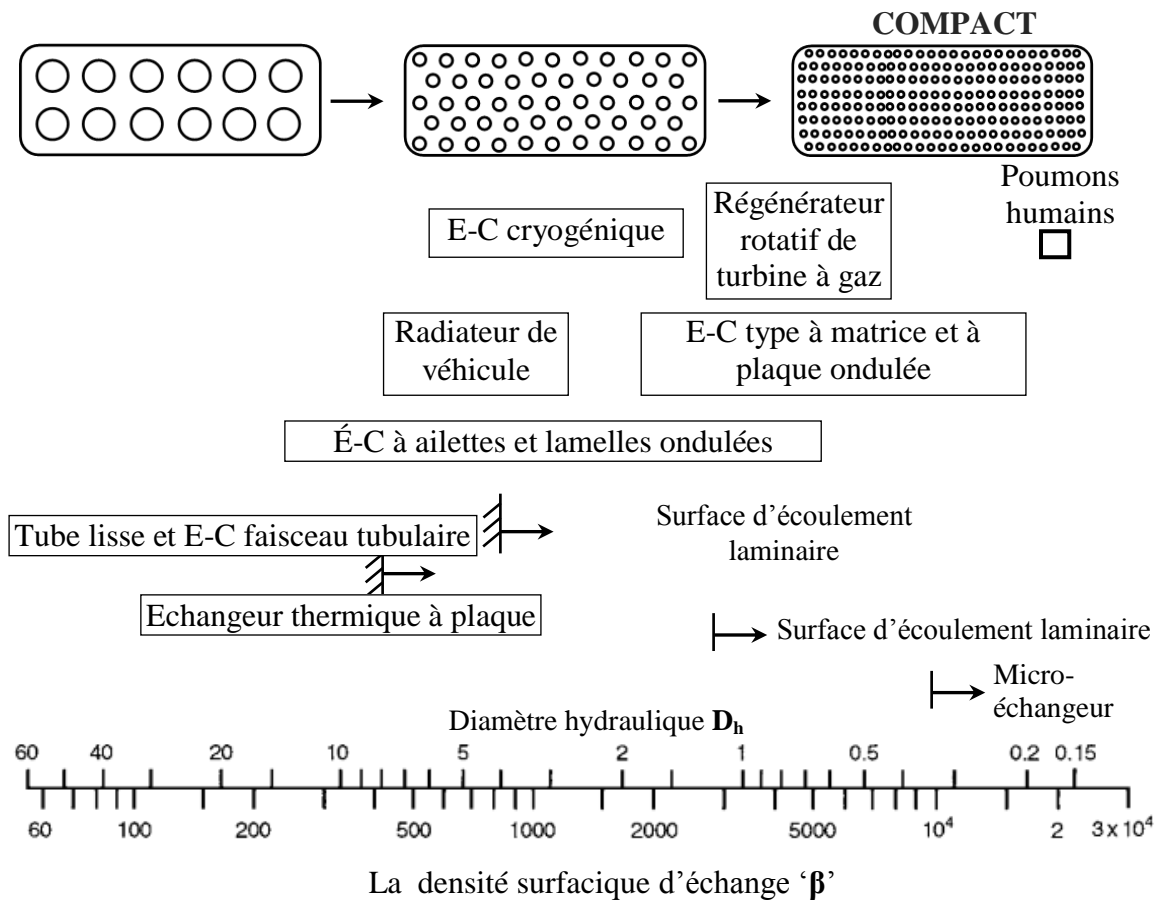


Fig. II.27 schéma de la compacité et le spectre de la densité surfacique des échangeurs thermiques [3].

II.3.6.1 Échangeur thermique à courants parallèles

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides caloporteurs entrent de la même extrémité (même côté), et s'écoulent parallèlement les uns aux autres dans le même sens comme indique la figure II.28-a. Cette disposition présente l'efficacité d'échange la plus faible parmi les échangeurs à un seul passe pour les mêmes conditions d'écoulement. En plus, l'existence de grandes différences de température à l'entrée peut induire des contraintes thermiques élevées au niveau de la paroi d'échange dans la zone d'entrée. Cette configuration d'écoulement est utilisée dans le cas des fluides très visqueux, pour fournir un chauffage rapide.

II.3.6.2 Échangeur thermique à contre-courants

Dans l'échangeur à contre-courant les deux fluides s'écoulent parallèlement les uns aux autres mais dans des directions opposées à l'intérieur de la calandre, comme le montre la figure II.28-b, La variation de température des deux fluides dans un tel échangeur peut être. Comme montré dans la même figure, l'arrangement à contre-courant est thermodynamiquement supérieur à tout autre arrangement d'écoulement. C'est l'arrangement

d'écoulement le plus efficace, produisant le changement de température le plus élevé de chaque fluide comparé à tout autre configurations d'écoulement.

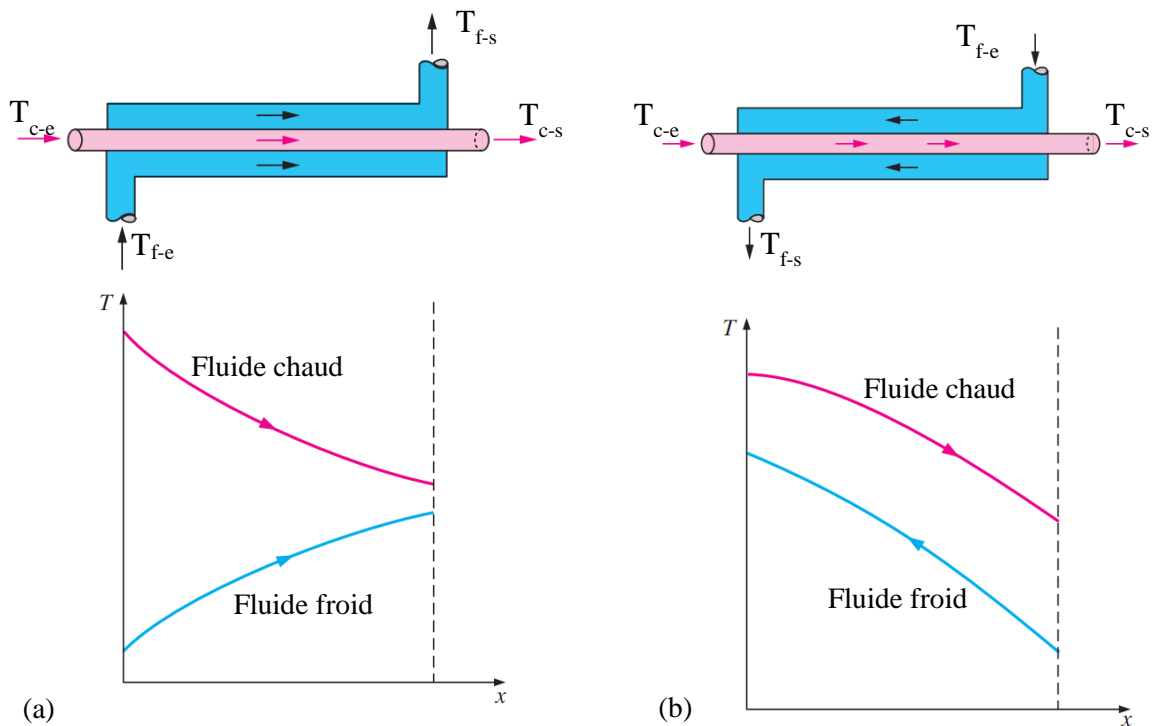


Fig. II.28 schéma de la compacité et le spectre de la densité surfacique des échangeurs thermiques [9].

II.3.6.3 Échangeur thermique à courants croisés

Dans ce type d'échangeur les deux fluides circulent dans des directions perpendiculaires les uns par rapport aux autres, comme le montre la figure II.29. Les variations typiques de la température des fluides sont idéalisées en deux dimensions.

D'un point de vue thermodynamique, l'efficacité énergétique de l'échangeur à écoulement croisés se situe entre celle de l'échangeur à contre-courant et celle à co-courants. Aussi cette configuration d'écoulement est la plus utilisés dans les échangeurs thermiques à surface étendue (à ailettes), parce qu'elle simplifie la conception des boites avant et arrière du fluide (boite d'entrée et de sortie).

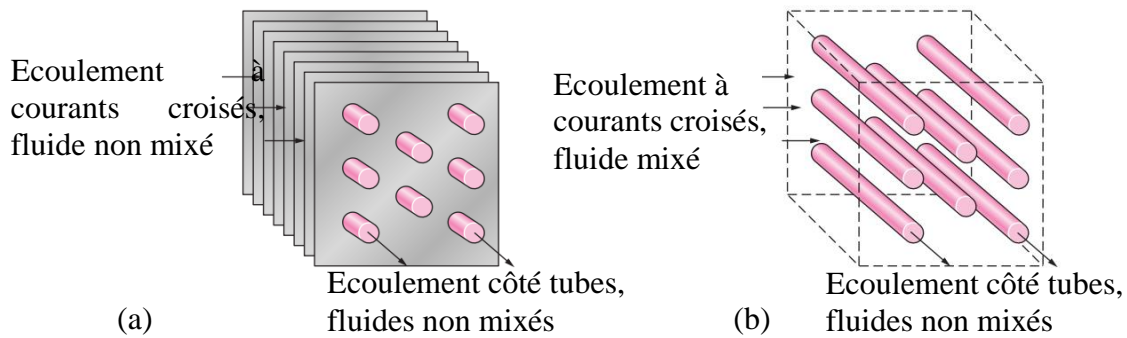


Fig. II.29 Différentes configurations d'écoulement dans les échangeurs thermiques à courants croisés, (a) fluide non mélangé et (b) fluide mélangé [9].

II.3.6.4 Échangeur thermique à multi-passes

Afin de diminuer l'encombrement des échangeurs tubulaires (en longueur principalement) et d'améliorer les conditions de transfert thermique, on oblige fréquemment le fluide à traverser successivement plusieurs sections du faisceau de tubes, comme le montre la figure II.30.

Le nombre de passe d'un échangeur thermique indique le nombre de passages de l'écoulement du fluide à travers l'un des côtés de l'échangeur. En général, les échangeurs à passes sont des échangeurs faisceau tubulaires de type P-N. Le fluide qui circule à l'intérieur de la calandre (donc à l'extérieur des tubes) passe P fois dans le volume d'échange, et le fluide contenu dans les tubes le traverse N fois (c'est-à-dire qu'il effectue N/2 aller-retours). On dit que l'échangeur est à P passes côté calandre et à N passes côté tubes. A titre d'exemple la figure suivante représente un schéma d'échangeur 1-2 [7].

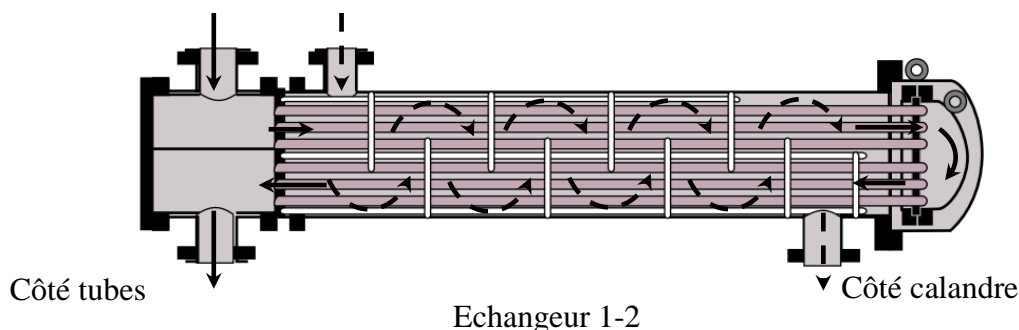


Fig. II.30 Échangeur faisceau tubulaire type P-N, P= 1 et N= 2.

Le modèle P-N le plus courant est l'échangeur 1-N : le fluide situé côté calandre ne traverse celle-ci qu'une fois, tandis que le fluide qui circule dans les tubes la traverse N fois. La notion de passe s'applique également à d'autres modèles, et en particulier aux échangeurs à plaques dans lesquels on rencontre des configurations mono passes (avec distribution en U

ou en Z) ou multi passes. Du point de vue thermique, on notera que la distribution en U est meilleure que la distribution en Z.

Lorsque l'échangeur 1-2 ne permet pas d'obtenir une efficacité supérieure à 0.75, on essaie à se rapprocher plus de l'échangeur à contre-courant en effectuant 2 (ou plus) passes en calandre. L'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale de sorte que le fluide en calandre effectue 2 passes. Le fluide dans le tube effectue 4 (ou $4n$) passes (figure II.31).

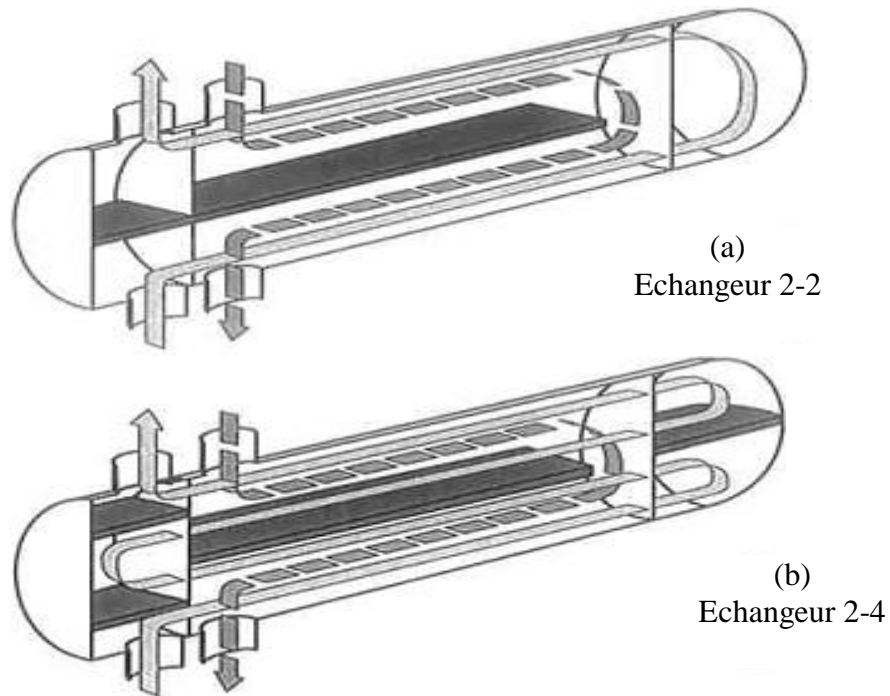


Fig. II.31 Echangeur faisceau tubulaire (a) deux passe côté calandre et côté tubes, (b) deux passe côté calandre et quatre passe côté tubes.

II.4 Conclusion

Les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs de transfert thermique très utilisé dans plusieurs applications pratique et industriel tels que les secteurs de la chimie, la pétrochimie, le chauffage, la climatisation et le transport... etc. Mais aussi dans le secteur des énergies renouvelable, où ils ont joué un rôle très important dans les systèmes et les installations de production de l'énergie que ce soit thermique ou électrique.

L'un des échangeurs les plus utilisés dans ces installations est les échangeurs faisceau tubulaire, où le choix du type d'échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres :

- Intervalle de température et de pression des fluides,
- Les propriétés thermo-physiques et agressivité de ces fluides,
- L'encombrement et la maintenance de chaque conception.

Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné. Bien réalisé et bien utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Références du chapitre 2

- [1] Shah R. K, "Classification of heat exchangers in Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design ". Hemisphere Pub. Corp, pp. 6–46, 1981.
 - [2] Shah, R.K and Sekulic D.P, "Fundamentals of Heat Exchanger Design". John & Wiley, New York, 2003.
 - [3] Gupta J.P, "Fundamentals of Heat Exchanger and Pressure Vessel Technology". Hemisphere, Washington, DC, 1986.
 - [4] Walker G, " Cryocoolers Part 2: Applications ". Plenum Press, New York, 1983.
 - [5] Larowski A and Taylor M.A, "Systematic Procedures for Selection of Heat Exchangers". Institution of Mechanical Engineers, London U.K, pp. 32–56, 1982.
 - [6] Larowski A and Taylor M.A, "Systematic Procedures for Selection of Heat Exchangers". Proc. Inst. Mech. Eng, pp. 51–69, 1983.
 - [7] Kuppan T, "Heat Exchanger Design Handbook". CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 2013.
 - [8] Kraus A.D, Aziz A and Welty J, "Extended Surface Heat Transfer". John Wiley & Sons Inc, 2001.
 - [9] Çengel Y.A. "Heat Transfer 2^{ed} edition ", 2002.
 - [10] Bricard A, TADRIST L. "Échangeurs de chaleur à contact direct", traité Génie énergétique Techniques de l'Ingénieur, 1999.
-

Chapitre

III

Nanofluides et leurs utilisations dans les domaines industriels ou pratiques

Sommaire

III.1	Introduction	63
III.2	Développement de nanofluides.....	63
III.3	Méthodes de préparation et de synthèse du nanofluide	66
III.4	Propriétés thermo-physique des nanofluides.....	67
III.4.1	Conductivité thermique	68
III.4.2	Chaleur spécifique	72
III.4.3	Coefficient de transfert thermique convectif	73
III.4.4	Viscosité dynamique.....	77
III.4.5	Éléments influents sur les propriétés thermo-physiques	78
III.5	Domaines d'applications des nanofluides	81
III.5.1	Refroidissement des systèmes énergétiques	81
III.5.2	Biomédecine.....	82
III.5.3	Domaine des énergies renouvelables.....	82
III.6	Conclusion.....	96
	Références du chapitre 3	97

III.1 Introduction

L'énergie est une clé très importante pour le développement économique des pays, mais nous avons vu dans les chapitres précédents, d'un côté, au fur à mesure la croissance rapide de la demande mondiale de l'énergie, et d'un autre côté, la limitation et décroît continuellement des sources d'énergie fossile qui répondent à une grande partie de la demande mondiale d'énergie. De nos jours, les systèmes solaires jouent un rôle important dans la production d'énergie à partir de sources renouvelables en convertissant le rayonnement solaire en énergie thermique utile ou en électricité. Pour des raisons environnementales et afin d'assurer l'approvisionnement en énergie dans le futur, l'énergie solaire est la meilleure source d'énergie alternative malgré ses coûts d'exploitation légèrement élevés.

L'amélioration du transfert thermique à travers les dispositifs d'installations solaires est l'un des axes de recherche dans les conceptions et l'économie d'énergie, et l'une des méthodes efficaces est de remplacer le fluide caloporteur conventionnel par nouvelle classe de fluides caloporteur dite nanofluides. Cette nouvelle stratégie est basée sur l'amélioration des caractéristiques thermo-physiques des fluides caloporteurs classiques (fluides de base). Récemment, les chercheurs se sont intéressés à l'utilisation des nanofluides dans les capteurs, chauffe-eau solaire, les systèmes de refroidissement solaires, les cellules solaires, distillateurs solaires, les systèmes de réfrigération par l'absorption solaire et combinaison de différents dispositifs solaires grâce à la conductivité thermique élevée des nanofluides.

III.2 Développement de nanofluides

Le transfert thermique joue un rôle très important dans les installations énergétiques, mais avec le développement croissant dans ce domaine, la majorité des fluides caloporteurs conventionnels (classiques) ont des propriétés thermo-physiques faibles, tels que l'eau, l'éthylène glycol et l'huile de moteur, qui n'ont pas pu transporter les grandes quantités de chaleur générée, ce qui pousse les chercheurs à effectuer des recherches et des études considérables pour résoudre ce problème.

La plupart des solides, en particulier les métaux, ont des propriétés thermo-physiques plus élevées comparées à celles des fluides. Par conséquent, la dispersion des particules solides et des tailles très petites au sein du fluide, peuvent augmenter significativement leurs propriétés thermo-physiques, et par conséquent, le développement d'une nouvelle classe des fluides caloporteurs ayant des comportements thermiques améliorés et efficaces.

Cette idée revient à l'étude initiative de Maxwell [1], puis et sur la lumière de ce travail, plusieurs études et travaux théoriques et expérimentaux (Boothroyd et Haque [2], Jeffrey [3], Batchelor[4], Sohn et Chen [5], Ahuja [6], Kurosaki et Murasaki [7]) ont été rapporté, où ils ont suspendu des particules solides de taille millimétrique ou micrométrique dans des liquides et des gaz comme fluide de base. Ils ont montré que le coefficient de

transfert thermique augmente significativement, mais malheureusement, cette augmentation est accompagnée avec des chutes de pression brusques due à l'agglomération et la sédimentation rapide des particules. Tous ces inconvénients et difficultés ont limité les applications pratiques de ces mélanges.

Mais ces dernières années, et avec le développement de la technologie (nanotechnologie) Masuda et al [8], qui a permis de fabriquer des particules de taille nanométrique et les disperser au sein des fluides, là où les problèmes précédents n'existent plus. Cette nouvelle classe des fluides porteurs porte le nom **Nanofluide**, qui est introduit par Choi [9] au niveau du laboratoire d'Argonne en U.S. American 1995 et reste couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale, où ils ont constaté que la plupart des solides, en particulier les métaux, ont des propriétés thermo-physiques très élevées comparées à celles du fluide. Par conséquent, la dispersion des particules solides de tailles très petites peut augmenter significativement leurs propriétés thermiques. Donc, l'idée basée sur l'amélioration des propriétés thermo-physiques des fluides conventionnels par la suspension des particules solides avec des très bonnes caractéristiques thermo-physiques et de taille nanométriques au sein du fluide conventionnel 'fluide de base'.

Après cette étude initiale, plusieurs études et travaux de recherche ont été effectués pour caractériser le comportement du nanofluide, qui sont résumés dans La figure III.1 et le tableau III.2, où la figure III.1 présente l'évolution des études et des travaux intéressés par la nouvelle technologie (nanofluide) à travers le nombre de publications pour chaque année, et le tableau III.1 présente une comparaison des travaux publiés dans deux bases des données scientifiques, l'une est celle de science-directe et l'autre est dans web-science, où en résumant la variation du nombre de publication pour chaque base de données par chaque année, dans les différents domaines d'utilisation du nanofluide.

Un nanofluide est un fluide qui se compose de deux phases, une phase continue qui est le fluide conventionnel ou le fluide de base, et une phase discontinue qui est les nanoparticules. Une nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, où sa dimension est de taille nanométrique (1-100 nm), elles ont un intérêt à la fois fondamental et appliqué et elles sont très étudiées de nos jours. La figure III.2 représente les constituants les plus utilisés pour fabriquer les nanofluides tels que la phase continue « fluide de base », la phase discontinue nanoparticules et les agents de stabilisation « surfactant » pour assurer la durabilité de la suspension des nanoparticules.

Cette suspension colloïdale dite nanofluides a des caractéristiques thermo-physiques très intéressantes comparées aux fluides de base traditionnels comme l'indique le tableau III.1, où on remarque dans la colonne de la conductivité thermique que celle des nanoparticules est plus élevée comparée à celle du fluide de base.

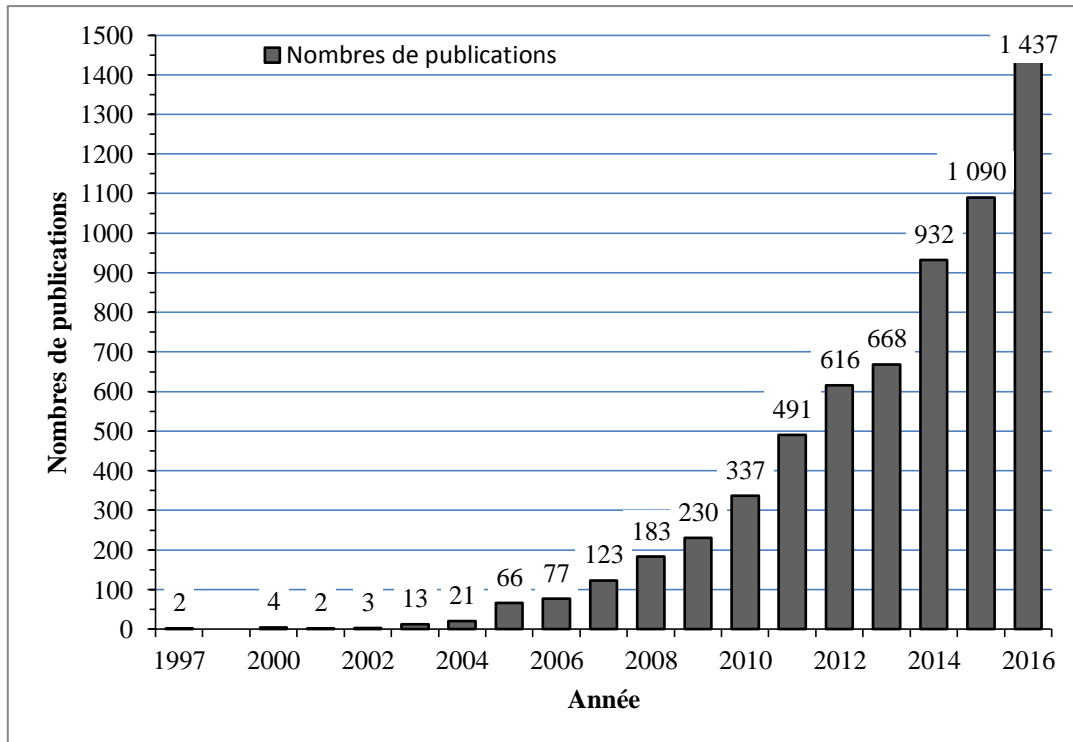


Fig. III.1 Nombre de publications contenant le mot Nanofluides retrouvées dans la base « WEB OF SCIENCE ».

Tableau III-1: Nombre de travaux publiés sur les nanofluides dans la base de données de « Scienccdirect et Web of science ».

Année	Base des donnés « Scienccdirect »	Base des donnés « Web of science »	Total des publications
2000	3	4	7
2001	1	2	3
2002	2	3	5
2003	5	13	18
2004	19	21	40
2005	47	66	113
2006	63	77	140
2007	113	123	236
2008	121	183	304
2009	169	230	399
2010	262	327	589
2011	331	491	822
2012	471	616	1087
2013	594	668	1262
2014	818	932	1750
2015	1113	1090	2203
2016	1663	1437	3100
Total	5795	6283	12078

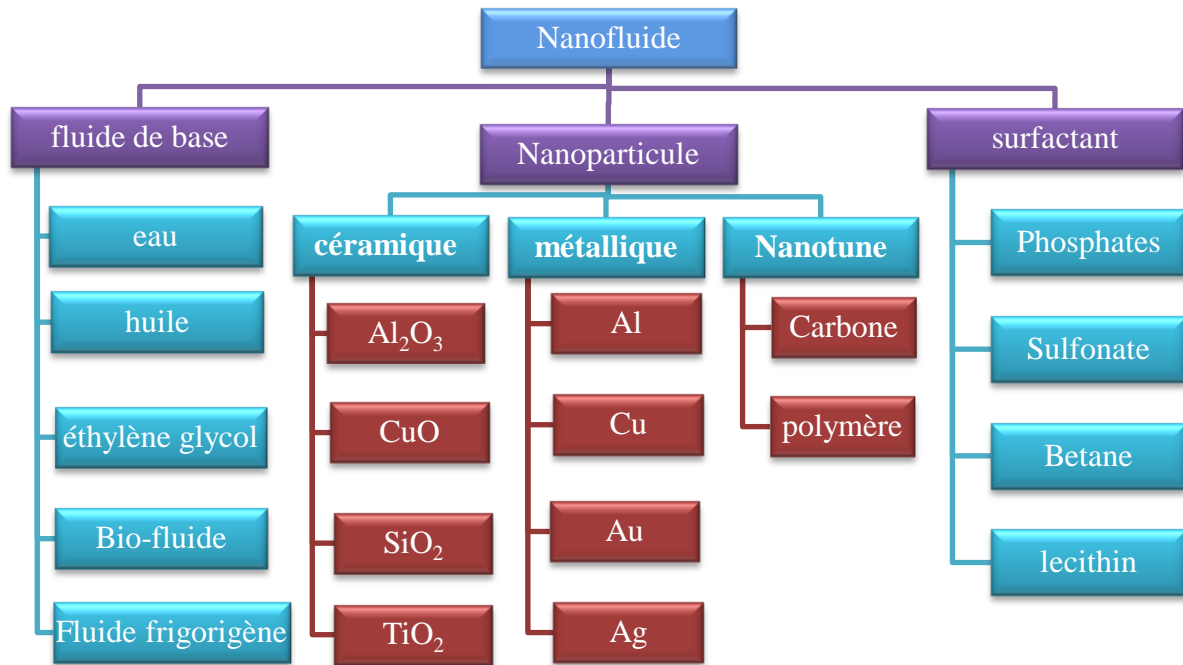


Fig. III.2 Les constituants les plus utilisés pour fabriquer les nanofluides.

III.3 Méthodes de préparation et de synthèse du nanofluide

Les expériences effectuées sur les fluides caloporteurs avec des particules de taille micrométrique (10^{-6} m) ont montrés que certains problèmes pouvaient être engendrés par l'utilisation de ces derniers tel que le problème de sédimentation des particules, l'augmentation de perte de charges, *etc.* tandis que pour des particules de l'ordre du nanomètre (10^{-9} m), ces problèmes sont pratiquement insignifiants. Tout en supposant que la suspension est stable et durable, l'agglomération de particules négligeable, aucun changement chimique du fluide, la préparation des nanofluides peut se faire par l'une des méthodes :

- La méthode à une seule étape : basée sur la vaporisation d'un matériau solide sous vide, puis condensation directe de sa vapeur dans le liquide;
- La méthode à deux étapes : Elle consiste d'abord à la fabrication d'une nano-poudre (nanoparticules, nano-fibres ou nanotubes) sèche, puis le mélange et la dispersion de celle-ci dans un fluide de base.

Ces procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production.

La classification des nanofluides se fait suivant la nature des nanoparticules utilisée, dans ce cas deux catégories de nanofluides peuvent être distinguées, les nanofluides métalliques et les nanofluides non métalliques. Eastman et al [14] ont effectué une étude théorique sur le comportement caractéristique des nanofluides à l'échelle atomique et

microscopique. Le résultat montre que l'augmentation de la conductivité thermique, dépendants aux effets de température et du flux de chaleur critique. Les nanofluides métalliques sont les fluides qui contiennent des nanoparticules métalliques (Cu, Al, Zn, Ni, Si, Fe, Ti, Au et Ag), tandis que les nanofluides contiennent des nanoparticules non métalliques comme l'oxyde métallique (Al_2O_3 , CuO, ZnO, TiO_2), et le carbure de silicium (SiC) sont considérés comme des nanofluides non métalliques, aussi les nanotubes de carbone (SWCNT, DWCNT et MWCNT) et les matériaux composites comme les nanoparticules polymériques.

Tableau III-2 : Les propriétés thermo-physiques de différents matériaux

Matière	k (W/m K)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg K)	μ (Pa.s)
Métallique				
Ag [10]	429	10500	235	
Cu [10]	401	8933	385	
Au [10]	318	19300	129	
Zn [11]	116	7135	387	
Fe [10]	84	7870	447	
Céramique				
SiC [12]	490	3160	675	
Fe ₃ O ₄ [11]	80.4	5180	670	
CuO[10]	76.5	6320	532	
Al ₂ O ₃ [10]	40	3970	765	
ZnO[11]	29	5610	495	
TiO ₂ [10]	8.9	4250	686.2	
SiO ₂ [12]	1.38	2220	745	
Nanotube				
SWCNT [13]	3000	2600	425	
MWCNT [13]	6600	1600	796	
Fluide				
L'eau [10]	0.613	997.1	4179	8.510 ⁻⁴
Ethylène-glycol [12]	0.258	1132	2349	0.0157
Kérosène[11]	0.149	780	2090	0.00164

III.4 Propriétés thermo-physique des nanofluides

Les premiers travaux traitant le transfert de chaleur en présence des nanoparticules ont pratiquement commencé en 1995 avec l'étude de Choi [10], qui détermine les propriétés thermo-physiques des nanofluides, et ont constaté que l'addition d'une petite quantité de nanoparticule (concentration volumique $\phi < 1\%$) donnait une augmentation, presque le double

au coefficient de transfert thermique. D'autre part, Das et col [15] ont déterminé que l'amélioration de la conductivité thermique est presque de 25% par rapport à celle du fluide de base, pour différents types de nanoparticules et différentes valeurs de concentrations volumiques ($0.5 < \phi < 4\%$). Par la suite, de nombreuses études expérimentales et numériques ont été menées par plusieurs chercheurs pour comprendre et analyser le comportement thermo-hydrauliques des nanofluides.

Compte tenu de l'importance accordée aux nanofluides, plusieurs études effectuées sur leurs propriétés thermo-physiques telles que la conductivité thermique, la chaleur spécifique, le coefficient de transfert thermique et la viscosité dynamique, qui ont prouvé que les nanofluides sont très différents par rapport au fluide de base, et présentaient de meilleures caractéristiques thermo-physiques. En effet, la suspension des nanoparticules au sein du fluide de base a mis en évidence une amélioration des capacités thermiques de celui-ci. Ces études peuvent être classées en deux catégories :

- 1- Les propriétés thermiques et hydrauliques des nanofluides (k , C_p , h , ρ et μ).
- 2- Les éléments influents sur les propriétés thermo-physiques.

III.4.1 Conductivité thermique

La conductivité thermique est l'un des paramètres les plus importants qui régit la capacité thermique des nanofluides dans diverses applications. Nous présentons ici les différentes études expérimentales et numériques disponibles dans la littérature, qui représentent l'importance de ce paramètre et leur impact sur le transfert thermique, aussi les différentes corrélations proposées et les comparais avec les expressions classiques.

Des études expérimentales et numériques ont été établies par plusieurs chercheurs montrant que la conductivité thermique augmente linéairement avec l'augmentation du pourcentage de la concentration volumique de nanoparticules dans le fluide de base. Lee et Col [16] ont introduit les nanoparticules CuO et Al_2O_3 de différent diamètre tel que 18.6, 23.6, 24.4 et 38.4 nm dans deux types de fluides de base, l'un est l'eau et l'autre est l'éthylène-glycol (EG). Ils ont obtenu quatre combinaisons de nanofluides (eau/CuO, EG/CuO, eau/ Al_2O_3 et en fin EG/ Al_2O_3). Ils ont constaté que les nanofluides ont des conductivités thermiques plus élevées que les fluides de base, et le nanofluide CuO/EG a montré qu'il y avait une augmentation de la conductivité thermique qui dépasse 20% pour une fraction volumique de 4%. D'autre part, ils ont prouvé que malgré la taille de nanoparticules de CuO est plus petite que celle d' Al_2O_3 , les nanofluides (eau/CuO, EG/CuO) ont montré la meilleure amélioration de la conductivité thermique par rapport au nanofluide (eau/ Al_2O_3 , EG/ Al_2O_3).

D'autre part, Wang et Col [17] ont mesuré expérimentalement la conductivité thermique effective des nanofluides par une technique équilibrée de plat- parallèle. Des différents types de fluides de base ont été utilisés tels que l'eau, éthylène-glycol (EG), l'huile

de pompe à vide et l'huile de moteur, et les nanoparticules d' Al_2O_3 et de CuO de diamètres moyens de 28 et 23 nm respectivement y sont suspendues. Ils ont confirmé les constatations précédentes où la conductivité thermique de tous les nanofluides était plus élevée que celles des fluides de base. En outre, la comparaison avec diverses données a indiqué que la conductivité thermique des nanofluides augmente quand la taille des nanoparticules diminue, et que le taux d'amélioration de la conductivité thermique ne dépasse pas le 12% pour les mêmes concentrations volumiques des nanoparticules utilisées par Masuda et Col[8] et Lee et Col [16], où le taux d'amélioration obtenu est plus grand que celui obtenu par Lee et Col [16] qui est de 8%, et est inférieur à celui obtenu par Masuda et Col[8] qui est de 20%.

Des mesures expérimentales de la conductivité thermique de plusieurs types de nanofluides ont été effectués par Xie et Col [18-19], où ils ont utilisé les nanoparticules de SiC de deux tailles différentes (26 nm et 0,6 μm) et les suspendre dans de l'eau déminéralisée et dans l'éthylène-glycol. Ils ont remarqué que leurs résultats sont différents des résultats expérimentaux obtenus par Lee et Col [16], et ils ont constaté que les nanofluides des mêmes nanoparticules dans des différents fluides de base ont le même taux d'amélioration de la conductivité thermique. En outre, les résultats ont prouvé que le modèle Hamilton et Crosser [20] est valable de prédire la conductivité thermique du nanofluide qui contient les nanoparticules de SiC de 0.6 μm de diamètre.

Das et Col [15] ont étudié l'effet de la température sur l'amélioration de la conductivité thermique pour des nanofluides contenant des particules d' Al_2O_3 (38.4 nm) et de CuO (28.6 nm) par une expérience basée sur la méthode d'oscillation de la température. Ils ont trouvé qu'à la température 52°C, l'augmentation de la conductivité thermique est 2 à 4 fois plus grande que celle obtenue à la température ambiante 21°C. De la même manière, Li et Peterson [21] ont effectué une recherche expérimentale pour étudier les effets de la variation de la température et la fraction volumique sur la conductivité thermique effective de CuO (29nm) et Al_2O_3 (36nm) suspendue dans l'eau. Ils ont démontré que le type de la nanoparticule, son diamètre, la fraction de volumique et la température moyenne ont des effets significatifs sur la conductivité thermique des nanofluides. Par exemple, pour la suspension d' Al_2O_3 /eau, l'augmentation de la température moyenne de 27 à 34.7°C donne une augmentation de la conductivité thermique presque de trois fois. Ils ont proposé deux corrélations simples linéaires pour les deux types de nanofluides:

$$\text{Pour } \text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau} : (k_{eff} - k_p)/k_p = 0,764\phi + 0,0187(T - 273,15) - 0,462$$

$$\text{Pour } \text{CuO}/\text{eau} : (k_{eff} - k_p)/k_p = 3,761\phi + 0,0179(T - 273,15) - 0,307$$

Dans leur article, Wen et Ding [22] ont étudié l'effet de la température sur la conductivité thermique des nanofluides de pour les nanotubes MWCNT (*Multi-wall Carbon Nanotubes*) de 20 à 60 nm de diamètre et quelques dizaines μm de longueur dispersés dans l'eau. Pour des températures inférieures à 30°C , une dépendance approximativement linéaire de la conductivité thermique et la température. De leur côté, Ding et Col [23] ont montré que la conductivité thermique effective augmente avec la température. Ils ont constaté que l'amélioration de la conductivité thermique est légèrement plus grande que celle rapportée par Assael et Col[24], Xie et Col[19], et Wen et Ding[22], mais beaucoup plus inférieure à celle citée par Choi et Col[25]. De la même manière, Liu et Col [26] ont mesuré la conductivité thermique des nanofluides contenant les nanotubes de carbone (CNT) dispersés dans l'éthylène-glycol et dans l'huile synthétique de moteur. Ils ont trouvé que la conductivité thermique augmente jusqu'à 12.4% pour une fraction volumique $\phi=1.0\%$ de CNT dans l'éthylène glycol et de 30% dans l'huile synthétiques de moteur pour une concentration volumique $\phi=2\%$.

Hwang et Col [27] ont comparé la conductivité thermique de quatre types de nanofluides tels que les nanotubes de carbone multi paroi (MWCNT) dans l'eau, et CuO dans l'eau, SiO₂ dans l'eau, et CuO dans de l'éthylène-glycol. Ils ont constaté que la conductivité thermique du nanofluide de MWCNT a été augmentée jusqu'à 11,3% pour une concentration volumique de 1%, qui est relativement plus élevée que celle obtenue par les autres groupes de nanofluides. La figure III.3 montre la conductivité thermique des différents nanofluides, où elle illustre plusieurs résultats obtenus par plusieurs groupes de chercheurs Wang et col [28].

À partir de leur étude expérimentale, Lee et al [29] ont établi une relation linéaire entre la conductivité thermique et la concentration volumique du nanofluide Al₂O₃/eau. Ils ont observé une amélioration maximale de la conductivité thermique de 1.44% pour des concentrations volumiques allant de 0.01 à 0.3%, où le diamètre des nanoparticules est d'environ de 30 nm. Les mêmes résultats sont obtenus expérimentalement pour les mêmes nanofluides [30-32], qui montrent que l'amélioration de la conductivité thermique a la même tendance avec l'augmentation de la concentration volumique. Un taux d'amélioration maximal de 32,4% a été rapporté par Masuda et al [8] dans une gamme de températures (31,85-86,85 °C) pour des concentrations volumiques de 1.4 à 4.3%. Un autre groupe de chercheurs ont également réalisé des études sur les mêmes nanoparticules avec un autre type du fluide de base EG/eau [33]. Choi et al [25] ont rapporté dans leur étude que l'amélioration de la conductivité thermique est près de deux fois en utilisant de l'huile de transformateur comme fluide de base au lieu de l'eau.

Vajjha et col [33] ont mené des études expérimentales pour déterminer la conductivité thermique de trois nanofluides contenant différentes nanoparticules (Al₂O₃, CuO et ZnO) dispersées dans un mélange de deux fluides de base, 60% d'éthylène glycol et 40% d'eau. La concentration volumique des nanoparticules a été testée jusqu'à 10%, et variant la température du fluide de base dans un intervalle allant de 298 à 363 K. Ils ont montré que la conductivité thermique du nanofluide augmente en fonction de l'augmentation de la concentration volumique et de la température. Par contre, l'augmentation du diamètre des

nanoparticules fait diminuer la conductivité thermique et que la corrélation proposée par Hamilton-Crosser [20] n'est pas valable et ne représente pas correctement l'influence de la variation de la température sur la conductivité thermique du nanofluide. A partir de l'ensemble des données expérimentales, Vajjha et al ont amélioré le modèle de Koo et Kleinstreuer [34], en fournissant de nouvelles corrélations qui ont donné une prévision précise de la conductivité thermique des différents nanofluides, sur une large gamme de concentration et de température.

$$k_{eff} = \frac{k_p + 2k_f - 2\phi(k_f - k_p)}{k_p + 2k_f + \phi(k_f - k_p)} k_f + 5 \times 10^4 \beta \phi \rho_f c_f \sqrt{\frac{K_B T}{\rho_p D}} f(T, \phi)$$

$$f(T, \phi) = (2.8217 \times 10^{-2} + 3.917 \times 10^{-3}) \left(\frac{T}{T_0} \right) + (-3.0669 \times 10^{-2} - 3.91123 \times 10^{-3})$$

Certains chercheurs ont également étudié l'effet de la taille des particules sur l'amélioration de la conductivité thermique. Pauly et al [35] ont observé que l'amélioration de la conductivité thermique est de 96, 76 et 61% pour les nanoparticules Al₂Cu de diamètre 31, 68 et 101 nm respectivement justes pour des concentrations volumiques variantes de 1 à 2%. Le même groupe de recherche a signalé une amélioration de 106, 93 et 75% de la conductivité thermique pour la taille des particules de 33, 80 et 120 nm respectivement lors de l'utilisation de nanoparticules Al₂Al dans un mélange de fluides de base eau/EG. Aussi les nanofluides contenant les nanoparticules Cu/CuO présentent la même tendance d'amélioration de la conductivité thermique en fonction de la concentration volumique des particules, la taille des nanoparticules et le changement du fluide de base [14-15, 17, 21, 36].

Hong et al [37] ont effectué une étude sur l'effet de l'agglomération sur la conductivité thermique du nanofluide Fe/EG en utilisant des nanoparticules de 10 nm de diamètre, pour des concentrations volumiques allant de 0.1 à 0.55%. L'amélioration maximale observée était de 18% les nanofluides MWCNT/eau, qui ont présenté la meilleure conductibilité comme l'indiquent les études réalisées par de nombreux auteurs [23, 26-27, 38]. Jahanshahi et al [39] ont effectué une étude sur les interactions entre l'interface adjacent des molécules solides et liquides, et leur influence sur l'amélioration de la conductivité thermique des nanofluides SiO₂/EG, qui a atteint un taux de 23% pour des concentrations volumiques variées entre 1% et 4%, et une taille de 10 nm de diamètre de nanoparticules.

L'influence de la concentration volumique des nanoparticules SnO₂ suspendues au sein de l'eau a été expérimentalement étudiée par Habibzadeh et al [40], qui ont constaté que la concentration des nanoparticules et la température du fluide de base sont des paramètres influents sur la conductivité thermique du nanofluide, où le taux d'amélioration est de 7% pour des tailles de nanoparticules de 4,3-5,3 nm. Paul et al [35] ont rapporté que l'amélioration de la conductivité thermique pour le nanofluide à base d'éthylène-glycol est plus élevée que celle à base d'eau. Le détail des améliorations de la conductivité thermique effectuées par divers chercheurs est récapitulé dans le tableau A.1. Pour étudier les caractéristiques du transfert thermique des nanofluides en simulation numérique, deux

approches ont été essentiellement adoptées dans la littérature. La première approche suppose que la condition de continuité est encore valide pour les nanofluides (le modèle monophasique). L'autre approche emploie un modèle diphasique pour une meilleure description des phases liquides et solides. Le modèle monophasique est le plus efficace et le plus simple dans le calcul numérique.

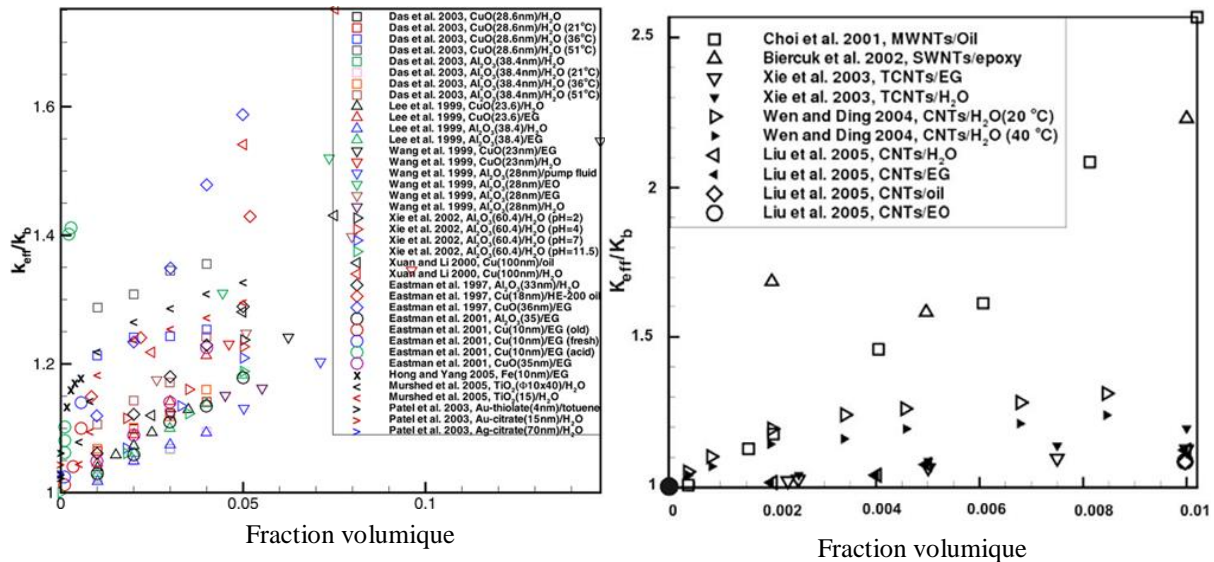


Fig. III.3 Comparaison des données expérimentales de la conductivité thermique pour différents types de nanofluides [28].

III.4.2 Chaleur spécifique

La chaleur spécifique est une propriété aussi importante pour définir les performances thermiques de n'importe quel matériau. Généralement, elle reste constante pour les matériaux conventionnels à pression constante et à une large gamme de températures. La chaleur spécifique des nanofluides peut varier en fonction du type de nanomatériaux, des fluides de base et de concentration de nanoparticules.

Pak et Cho [41] ont étudié l'effet de la concentration volumique des nanoparticules d' Al_2O_3 sur la chaleur spécifique. L'investigation a révélé une diminution de 1,10-2,27% de la chaleur spécifique apparue pour des concentrations volumiques allant de 1,34 à 2,78% pour des nanoparticules de 13 nm de diamètre. Zhou et al [42] ont également observé une diminution de la chaleur spécifique de 1.16 à 5% du nanofluides EG/CuO comparé au fluide de base, pour un intervalle de concentrations volumiques allant de 0,1 à 0,6%, et une taille des particules variant entre 25 et 500 nm.

Certains nanofluides montrent un comportement anormal en fonction des concentrations volumiques. Starace et al [43] ont rapporté à la fois une diminution et une augmentation de la chaleur spécifique des nanofluides contenant les nanoparticules de SiO_2 dispersés dans l'éthylène-glycol. Shahrul et al [44] ont effectué une étude comparative sur la

chaleur spécifique des nanofluides utilisés dans des applications énergétiques. Ils ont conclu que pour la plupart des nanoparticules suspendues dans différents types du fluide de base, il y a une diminution de la chaleur spécifique accompagnée avec l'augmentation des concentrations volumiques des nanoparticules.

Sonawane et al [45] ont investigué le comportement de la chaleur spécifique du nanofluide CTA/Al₂O₃ comme un carburant de turbine d'avion, et ils ont signalé une anomalie au comportement de la chaleur spécifique en fonction de l'augmentation des concentrations volumiques de nanoparticules. Les mêmes constatations ont été rapportées aussi dans d'autres études expérimentales et pour différentes applications [43].

Pakdaman et al [46] ont observé une diminution de la chaleur spécifique de 21 à 42% du nanofluide eau/MWCNT pour des concentrations volumiques variées entre 0.1 et 0.4%, pour un intervalle de taille des nanoparticules allant de 5 à 20 nm. Alors que Kumaresan et Velraj [47] ont observés un gain allant de 2.31 à 9.35% dans la chaleur spécifique de MWCNT/ (EG/ED, 30/70) nanofluide pour des concentrations volumiques allant de 0.15 à 0.45%, où la taille des nanoparticules est maintenue entre 30 et 50 nm.

Les données et les résultats des travaux expérimentaux récents indiquent qu'il n'y a pas d'anomalies, et qu'il y a une diminution claire de la chaleur spécifique des nanofluides avec l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules, comme a été rapporté par plusieurs chercheurs. Donc au contraire des résultats expérimentaux précédents qui montrent l'augmentation de la chaleur spécifique des nanofluides en fonction de l'augmentation de la concentration volumique [42-44, 46-50], plusieurs observations expérimentales des différents nanofluides montrent la relation inverse entre la chaleur spécifique et la concentration de nanoparticules, qui ont été réalisées par de nombreux groupes de recherches [18, 39-40, 45].

III.4.3 Coefficient de transfert thermique convectif

Les paramètres du transfert thermique convectif tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt, le nombre de Peclet, le nombre de Prandtl et le coefficient de transfert thermique convectif ont un rôle très important dans la détermination des caractéristiques de performance du nanofluide. Ces paramètres de performance thermique ne dépendent pas seulement de la taille et de la concentration des nanoparticules, le type de fluide de base, mais aussi des conditions de fonctionnement telles que la température et le type et le passage d'écoulement. Dans les premiers travaux publiés dans ce contexte, Lee et Choi [51] ont étudié le transfert de chaleur entre des canaux parallèles en utilisant un nanofluide non spécifié. Ils ont observé une réduction de 50% de la résistance thermique. Par la suite, Xuan et Roetzel [52] ont proposé plusieurs corrélations pour le transfert de chaleur par convection pour les nanofluides. Les deux modèles monophasique et diphasique ont été utilisés pour expliquer le mécanisme de l'augmentation des taux du transfert de chaleur. Cependant, il y a peu de données expérimentales pour valider de tels modèles.

Xuan et Li [53-54] ont réalisé un système expérimental pour étudier le coefficient du transfert thermique convectif, et le coefficient de frottement des nanofluides pour des écoulements laminaire et turbulent à travers un tube horizontal. Ils ont utilisé l'eau déminéralisée comme fluide de base avec une dispersion de nanoparticules de Cuivre (le diamètre de la nanoparticule $d_{np} \leq 100\text{nm}$) pour différents fractions volumiques (0.3, 0.5, 0.8, 1, 1.5 et 2%) en faisant varier le nombre de Reynolds entre 800 et 25.000 et en imposant un flux thermique sur la paroi. Les résultats expérimentaux ont montré que le coefficient du transfert de chaleur convectif « h » de nanofluide varie en fonction de la vitesse d'écoulement et la fraction volumique. Et que le nombre de Nusselt augmente de 60% pour une concentration volumique de $\phi = 2\%$, par rapport à l'eau pure. D'autre part, ils ont trouvé que l'équation de Dittus-Boelter [55] était non valide pour la prédiction du nombre de Nusselt pour les diverses fractions volumiques.

A partir de leurs données expérimentales, ils ont proposé des nouvelles corrélations pour la prédiction du coefficient du transfert de chaleur convective pour un écoulement d'un nanofluide à travers un tube, ces corrélations sont établies sous la forme suivante :

1- Pour un écoulement laminaire

$$Nu_{nf} = 0.4328(1 + 11.285\phi^{0.754} Pe_d^{0.218}) Re_{nf}^{0.333} Pr_{nf}^{0.4}$$

2- Pour un écoulement turbulent

$$Nu_{nf} = 0.0059(1 + 7.6286\phi^{0.6886} Pe_d^{0.001}) Re_{nf}^{0.9238} Pr_{nf}^{0.4}$$

Khanafer et col [56] ont développé un modèle analytique pour déterminer le transfert de chaleur en convection naturelle dans les nanofluides. Ils ont supposé que le nanofluide est monophasique. Ils ont analysé l'effet de la suspension des nanoparticules sur le transfert de chaleur. Ils ont observé que le taux du transfert thermique a augmenté avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour toutes les valeurs de Grashof. Chien et col [57] qui ont effectué une étude sur l'écoulement du nanofluide d'or de diamètre 17 nm à travers une conduite miniature chauffée, en forme de disque avec un diamètre de 9 mm et une hauteur de 2 mm, le fluide de base est l'eau. Les résultats ont montré que la résistance thermique de la conduite diminue sensiblement avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules. Xuan et Li [53] ont effectué une étude expérimentale sur les caractéristiques d'écoulement et du transfert de chaleur par convection pour le nanofluide (Cu-eau) dans un tube droit avec un flux de chaleur pariétal constant. Les résultats ont montré que le nanofluide donne une amélioration substantielle du taux du transfert de chaleur comparé à l'eau pure.

D'une part, Wen et Ding [22] ont effectué une étude expérimentale d'un nanofluide dans un écoulement en convection naturelle, entre deux disques horizontaux dont l'un d'eux est chauffé uniformément. Les nanoparticules d'oxyde de Titanium (TiO_2) de 30 et 40 nm de diamètre sont dispersées dans de l'eau distillée à travers le mécanisme de stabilisation électrostatique et à l'aide d'un homogénéisateur. Ils ont montré qu'il y avait une diminution systématique du coefficient du transfert de chaleur avec l'augmentation de la concentration

volumique ϕ . D'autre part, Wen et Ding [58] ont effectué une étude sur le transfert de chaleur en convection d'un nanofluide à base d'eau, les particules d' Al_2O_3 (27-56 nm de diamètre) à travers un tube en cuivre de diamètre de 4,5mm et de longueur 970 mm en régime laminaire. Ils ont constaté que l'inclusion des nanoparticules d' Al_2O_3 peut augmenter de manière significative le coefficient du transfert de chaleur convectif, si on augmente la concentration des particules et le nombre de Reynolds. En outre, l'amélioration du coefficient du transfert de chaleur est particulièrement remarquable dans la région d'entrée, et diminue avec la distance axiale. Par la suite Wen et Ding [59] ont étudié le problème du transfert de chaleur en convection naturelle de nanofluides de TiO_2 (30-40 nm) /eau dans une géométrie composée de deux disques horizontaux en aluminium de diamètre 240mm et d'épaisseur 10mm séparés par un espace de 10mm. Ils ont examiné les coefficients du transfert de chaleur en régime transitoires et stationnaires pour différentes concentrations des nanofluides. Les résultats obtenus sont similaires à ceux de Putra et col [60], le coefficient du transfert de chaleur est faible pour l'eau pure, et il augmente avec l'augmentation de la concentration volumique des nanoparticules.

Maïga et col [61-62] ont effectué des études numériques pour déterminer les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques du nanofluide traversant un tube uniformément chauffé de longueur « $L = 1 \text{ m}$ » sous les deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent, en utilisant le modèle monophasique. Les résultats ont prouvé que l'addition des nanoparticules peut augmenter le transfert thermique sensiblement comparé au liquide de base seul. Et que (Al_2O_3 /éthylène glycol) a fourni une meilleure amélioration que (Al_2O_3 /eau). De leurs côtés, Roy et col [63-64] ont réalisé une étude numérique du transfert de chaleur utilisant le nanofluide « Al_2O_3 /eau » dans un système de refroidissement radial, et ont constaté que l'addition des nanoparticules dans les fluides de base augmente le taux du transfert thermique considérablement. En effet, l'utilisation de 10% du volume des nanoparticules donne une augmentation double du taux du transfert de chaleur par rapport à celui du fluide de base. Les résultats obtenus sont similaires à ceux de Maïga et col [61-62] puisqu'ils ont utilisé le même modèle. De leur côté Tsai et col [65] ont utilisé les solutions des nanoparticules d'or de différentes tailles (2-35 nm et 15-75 nm). Une grande diminution de la résistance thermique du caloduc nono-fluidique par rapport à l'eau déminéralisée a été observée.

Roy et col [64] ont effectué une étude numérique pour évaluer le transfert de chaleur et le taux de cisaillement à la paroi pour un écoulement laminaire radial dans un système de refroidissement. Ils ont utilisé un nanofluide (Al_2O_3 /eau) et comparés son efficacité à celle de l'eau, éthylène glycol et le pétrole. Toutes les conditions utilisées dans cette étude étaient semblables à ceux de Maïga et col [62] qui ont pris le nanofluide comme fluide incompressible. Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur et le taux de cisaillement à la paroi étaient importants si la concentration volumique ou le nombre de Reynolds augmentaient.

De leur côté, Heris et col [66] ont étudié un écoulement laminaire de deux nanofluides (CuO /eau et Al_2O_3 /eau) à travers un tube annulaire en cuivre d'une longueur de

1 m et de diamètre intérieur à 6 mm, et un tube externe d'acier inoxydable d'épaisseur de 0.5 mm et de diamètre de 32 mm, où le vapeur saturée a été distribuée pour créer une condition aux limites paroi à une température constante. La comparaison des résultats expérimentaux a montré que le coefficient du transfert de chaleur augmente en fonction de la fraction volumique de nanoparticules et le nombre de Peclet, ils ont montré également que le nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) a donné la meilleure augmentation du transfert thermique. En parallèle à cette étude expérimentale, Wang et col [32] ont étudié numériquement les caractéristiques du transfert de chaleur en convection naturelle d'une cavité bidimensionnelle, en fonction du nombre de Grashof et des fractions volumiques pour différents nanofluides. Leurs résultats montrent que, la suspension des nanoparticules a fait augmenter significativement le taux du transfert thermique pour tous les nombres de Grashof. Pour le nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$), l'augmentation du coefficient de transfert thermique moyen était approximativement de 30% pour une concentration de 10%. Une augmentation maximale du transfert de chaleur de 80% a été obtenue pour 10% de nanoparticules de Cu dispersés dans l'eau. En outre, le coefficient du transfert moyen a augmenté presque de 100% pour le nanofluide de nanotubes de carbone (huile/CNT) pour une concentration volumique de 1%. Ding et al [23] ont étudié expérimentalement la suspension de CNT dans l'eau, et ont observé un taux d'amélioration du coefficient de transfert thermique qui a atteint 350%, en régime d'écoulement laminaire. L'amélioration la plus élevée est principalement attribuée à un rapport de forme élevé de NTC. D'autres auteurs [67-69] ont réalisé des études expérimentales sur les nanotubes de carbone, et ont signalé une amélioration des paramètres de transfert thermique en fonction de la variation de concentration volumique dans différents fluides de base.

Yurong He et col [70] ont effectué des études expérimentales et numériques sur le transfert thermique convectif du nanofluide (TiO_2) à travers un tube droit en régime laminaire. Ils ont étudié l'effet de la concentration des nanoparticules, le nombre de Reynolds, pour différentes tailles des nanoparticules sur l'écoulement et le transfert thermique. Les résultats ont montré que l'amélioration du transfert de chaleur a été significative dans la région d'entrée, et la température du nanofluide est beaucoup plus basse pour le nombre de Reynolds de 1500 que le nombre de Reynolds de 900 car le coefficient du transfert de chaleur est plus grand à un nombre de Reynolds plus élevé. Jian et col [71] ont réalisé une étude expérimentale pour améliorer la performance thermique d'un caloduc d'oscillation (OHP), chargé d'eau déminéralisée et de nanoparticules Al_2O_3 de forme sphérique de 56 nm de diamètre. Pour des concentrations massiques de 0.1%, 0.3%, 0.6%, 0.9% et à 1.2%. Ces travaux ont montré que la performance thermique de l'OHP a été améliorée après l'addition des nanoparticules, qui ont également donné une diminution maximale de la résistance thermique.

Madhesh et al [72] ont réalisé des études expérimentales sur des nanofluides hybrides eau/Cu- TiO_2 , les résultats montrent une amélioration du coefficient de transfert convectif, Nu et U qui étaient respectivement de 52%, 59% et 65% à une concentration volumique de 1%, la taille de nanoparticules est de 55 nm. La majorité de ces constatations montrent que les paramètres de transfert thermiques des nanofluides augmentent avec

l'augmentation des concentrations volumique/massique, qui sont plus élevées comparé au fluide de base. Il y a une plage optimale de concentration volumique pour laquelle l'amélioration du CTT est maximale.

III.4.4 Viscosité dynamique

La viscosité est une propriété basique des fluides en vertu de celle-ci, la couche adjacente du fluide offre une résistance de frottement contre les contraintes de cisaillement, qui était formée lors leur écoulement à travers les conduites, que ce soit l'écoulement laminaire ou turbulent, la viscosité joue un rôle très important, parce que la perte de charge est proportionnelle au nombre de Reynolds, et par conséquent à la viscosité du fluide [73]. Généralement la viscosité des nanofluides augmente en fonction de l'augmentation de la concentration volumique/massique des nanoparticules, cette augmentation est non linéaire en raison du comportement non newtonien des nanofluides.

La variation de la viscosité du nanofluide eau/ Al_2O_3 a été étudiée expérimentalement par de nombreux chercheurs [73-75], qui ont montré à travers ces études que la viscosité a une tendance identique avec la variation de la concentration volumique de nanoparticules. Lee et al [29] ont exploré que l'interaction particule-particule est le responsable sur la relation non linéaire entre la viscosité et la concentration volumique. Li et Col [76] ont mesuré expérimentalement la viscosité d'un nanofluide contenant les nanoparticules de CuO , à l'aide d'un viscosimètre capillaire. Les résultats ont montré que la viscosité apparente des nanofluides diminue avec l'augmentation de la température. Cependant, le diamètre du tube capillaire peut influencer sur la viscosité apparente pour la plus grande fraction massique de nanoparticule, particulièrement à basses températures.

Das et Col [74] ont mesuré la viscosité du nanofluide (Al_2O_3 /eau) par rapport au taux de cisaillement. Les résultats ont montré une augmentation de la viscosité en fonction de la concentration volumique. Il y a possibilité que le nanofluide soit non newtonien, ou même viscoélastique dans certains cas. D'autres études expérimentales sont nécessaires pour définir les modèles de la viscosité des nanofluides qui seraient utilisables dans les simulations numériques. De leur côté, Wang et Col [17] ont mesuré la viscosité relative des nanofluides (Al_2O_3 /eau et Al_2O_3 /éthylène glycol) et montré également une augmentation de la viscosité relative avec la fraction volumique pour les deux nanofluides. Ils constatent que pour un écoulement laminaire dans un tube cylindrique, le coefficient de transfert de chaleur est proportionnel à la conductivité thermique du nanofluide, et que la chute de pression est proportionnelle à la viscosité. Pour un écoulement turbulent la chute de pression est proportionnelle à $\mu^{1/5}$, et le coefficient de transfert thermique est proportionnel à $(k^{2/3}/\mu^{0.467})$. Cela signifie que l'augmentation du transfert thermique désirable peut être combinée avec une augmentation indésirable de la chute de pression. La viscosité est l'un des paramètres hydrauliques à étudier pour déterminer les caractéristiques thermo-physique du nanofluide [30]. Prasher et al [77] ont rapporté que le taux d'augmentation de la viscosité du nanofluide est de 29, 36, 24% pour des nanoparticules de tailles de l'ordre de 27, 40, 50nm respectivement, et ça pour la même concentration volumique (3%). De la même manière,

Murshed et col [30] ont constaté que la conductivité thermique effective et la viscosité des nanofluides (eau/TiO₂, eau/Al₂O₃) augmentent de façon significative avec la concentration volumique des particules. Par ailleurs, une augmentation linéaire de la conductivité thermique effective des nanofluides en fonction de la température a été observée.

Gwon Hyun et col [69] ont étudié expérimentalement l'écoulement d'un nanofluide à travers un tube horizontal, pour mesurer la viscosité et la chute de pression du nanofluide. Des particules de nanotubes de carbone (CNT) dispersées dans l'eau ont été utilisées. Ils ont constaté que ces substances montrent un changement important dans le comportement rhéologique pour lequel la viscosité augmente avec la décroissance du taux de cisaillement, ce qui entraîne une augmentation significative de la chute de pression en écoulement laminaire. Cependant, en écoulement turbulent, les chutes de pression pour les deux nanofluides ont présenté des valeurs semblables à ceux du fluide de base.

D'autres études expérimentales et numériques montrent l'influence et l'effet de la variation de la taille des nanoparticules, et leur rôle important dans l'augmentation de la viscosité des nanofluides [78-80]. De nombreuses études réalisées suggèrent qu'en plus de l'effet de la taille et de la concentration volumique des nanoparticules, la température aussi a une influence très importante sur la variation de la viscosité des nanofluides [81-82]. Des études expérimentales montrent que la suspension des nanoparticules au sein des fluides caloporteurs conventionnels a un comportement non newtonien du nanofluide, qui est dû à l'addition de nanoparticule et sa concentration [83-86].

De leur part Timofeeva et al [87] ont constaté que l'augmentation de la viscosité dépend de la nature du fluide de base, mais elle dépend fortement de la nature de la nanoparticule et leur concentration volumique. Ils ont effectué l'étude sur plusieurs nanofluides (Eau-EG/SiC, Eau/SiC) pour déterminer le comportement de la viscosité. La taille des nanoparticules choisies pour nanofluide à base d'eau était 12, 29, 66, 90 nm, avec une concentration volumique de 4% le rapport d'amélioration de la viscosité est de 1,8. Pour le mélange du fluide de base l'eau-EG et une taille de 6 nm de nanoparticules avec la même concentration volumique, le rapport d'amélioration de la viscosité était de 1,55. En général, nous pouvons dire que la viscosité de la plupart des nanofluides augmente avec l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticules, et dépend aussi de la taille et de la forme de nanoparticules, du type de nanoparticules et du fluide de base, de la variation de la température, de l'interaction entre les particules, et du taux d'agglomération. Tous ces facteurs doivent être considérés pour la sélection du nanofluide approprié afin d'atteindre l'efficacité optimale.

III.4.5 Éléments influents sur les propriétés thermo-physiques

La performance thermique des dispositifs énergétiques dépend principalement du comportement des propriétés thermo-physiques du nanofluide dans des conditions de fonctionnement variées. Les paramètres principaux influant sur les propriétés thermo-physiques du nanofluide sont :

- (1) La concentration volumique des nanoparticules;
- (2) La nature, la taille et la forme des nanoparticules ;
- (3) Le type, le PH et la température du fluide de base.

Les résultats expérimentaux de l'amélioration de la conductivité thermique en fonction de ces paramètres sont résumés dans les tableaux (A.1- A.4) donné dans Annexe.

III.4.5.1 Influence des nanoparticules

L'effet de la concentration volumique des particules sur l'amélioration de la conductivité thermique du nanofluide est montré dans les figures III.4-a et III.4-b, où les travaux de sept groupes de chercheurs sont présentés pour les particules de l' Al_2O_3 suspendus dans l'eau. La dimension de la particule et la température du nanofluide varient entre ces groupes, mais la tendance générale est claire.

Nous constatons que l'amélioration de la conductivité thermique augmente en fonction de la fraction volumique des particules et que les concentrations de particules d'Oxyde métallique donne une amélioration allant jusqu'à 30%.

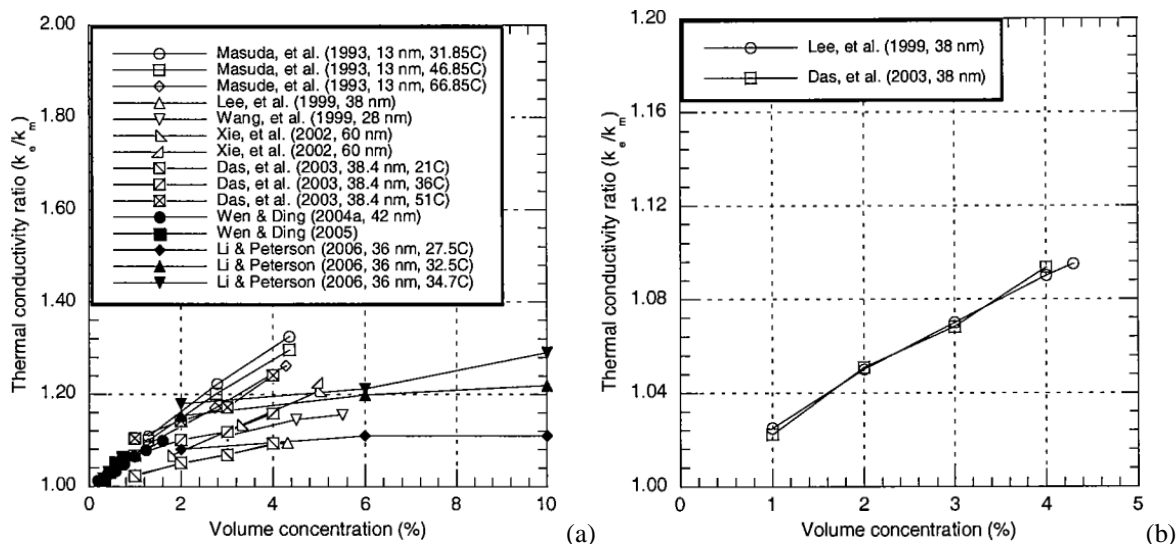


Fig. III.4 Effet de la concentration volumique sur la conductivité thermique du nanofluide (Al_2O_3 /l'eau) pour différents chercheurs [28].

III.4.5.2 Influence de la nature et de la forme des nanoparticules

Les figures III.5-a et III.5-b regroupent les études expérimentales de plusieurs chercheurs. Elles illustrent l'effet du type des nanoparticules sur la conductivité thermique pour deux nanofluides, l'un est un oxyde métallique et le second est un métal, tous deux sont dilués dans l'eau. Tous les paramètres (température et la forme de la particule) sont supposés

constants. Ils ont constaté que les particules métalliques produisent la même amélioration que les oxydes métalliques mais à faible concentration volumique.

On observe aussi que le rapport de la conductivité thermique du métal a augmenté plus rapidement par rapport à l'oxyde métallique.

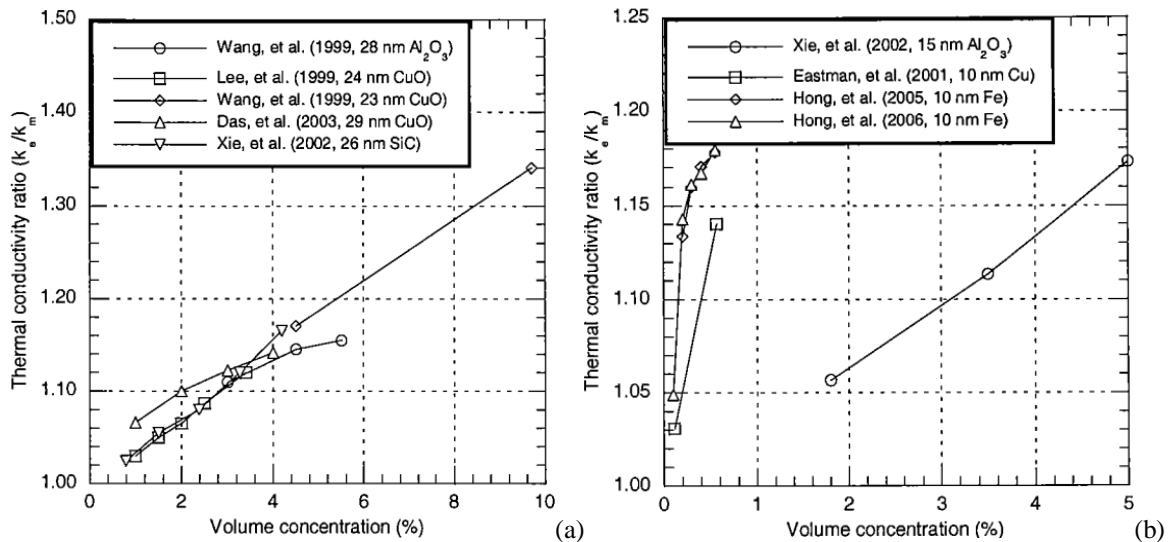


Fig. III.5 Effet des types de particules sur la conductivité thermique des nanofluides [28].

III.4.5.3 Influence du fluide de base

En général, la conductivité thermique du nanofluide est sensible à la température par rapport au fluide de base. Par conséquent, l'amélioration de la conductivité thermique du nanofluide est également sensible à la température. Ainsi, l'amélioration de la conductivité thermique augmente en fonction de la température.

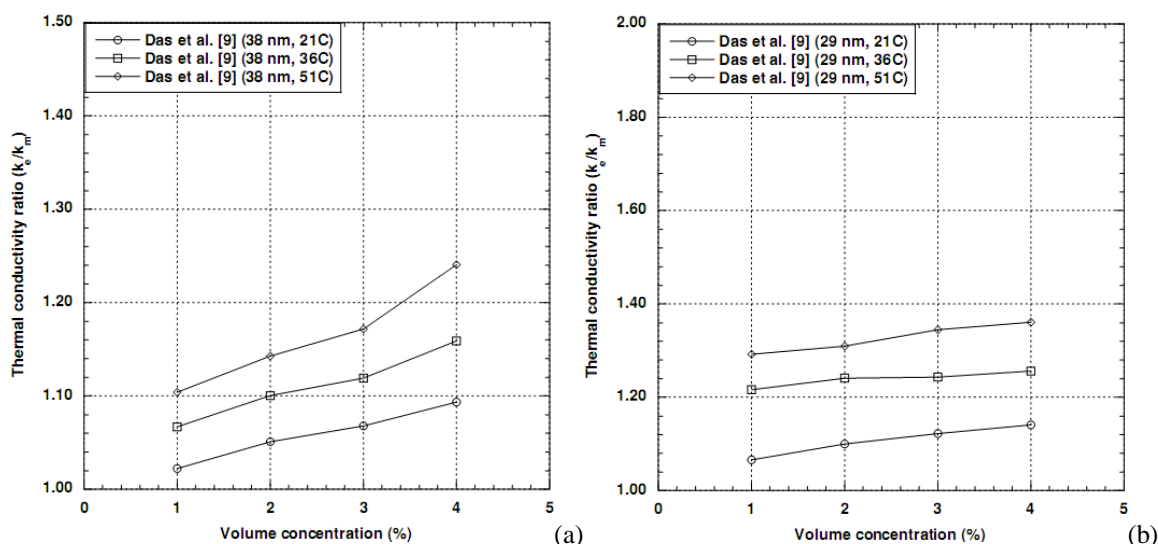


Fig. III.5 Effet de la température du fluide de base sur la conductivité thermique des nanofluides à base d'eau : (a) pour Al_2O_3 , (b) pour CuO [28].

Das et col [15] ont présenté leurs résultats pour un intervalle de température allant de 28 jusqu'à 51°C en utilisant les nanoparticules d'Al₂O₃ et CuO à base d'eau. On observe que les données indiquent clairement que l'amélioration de la conductivité thermique augmente lorsque la température augmente. Mais elle est plus élevée pour l'oxyde de cuivre CuO par rapport à l'oxyde d'aluminium Al₂O₃, où le taux de la conductivité pour une concentration volumique de $\phi=4\%$ et une température de $T=51^\circ\text{C}$. Ils atteignent 1.24 pour Al₂O₃ et une valeur de 1.36 pour CuO.

III.5 Domaines d'applications des nanofluides

Les nanofluides peuvent être employés pour améliorer le transfert de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Dans cette section, quelques exemples d'applications seront présentés tels que le transport, la micro-électronique, la défense, le nucléaire, l'espace, et la biomédicale.

III.5.1 Refroidissement des systèmes énergétiques

Le mélange d'éthylène-glycol et l'eau, est utilisé dans le domaine de transport comme fluide de refroidissement dans les moteurs des véhicules. L'addition des nanoparticules dans ces liquides améliore le taux de refroidissement. Ce point est étudié par plusieurs groupes de chercheurs, Tzeng et col [88] ont dispersé les nanoparticules de CuO et Al₂O₃ dans l'huile de refroidissement du moteur de transmission. Dans une autre application, Si et al [89] ont rapporté une étude pour réduire l'usure (lubrification) à l'aide des nanoparticules, et améliorer les propriétés tribologiques, et la résistance à l'usure avec la réduction du frottement entre les éléments mécaniques mobiles.

Pour les applications aérospatiales, You et col [90] et Vassalo et col [91] ont effectué des études pour montrer que la présence des nanoparticules dans le fluide de refroidissement en électronique générale joue un rôle très important dans les applications de l'espace où la densité de puissance est très élevée.

Dans les installations électroniques et spécialement les circuits intégrés, les nanofluides ont été considérés comme fluides de refroidissement. Dans ce contexte, plusieurs études ont été effectuées Tsai et col [65] ont employé un nanofluide à base d'eau pour refroidir une unité centrale de traitement dans un microordinateur. De leur côté, Ma et col [92] ont étudié l'effet du nanofluide sur les possibilités de transport de la chaleur d'un caloduc d'oscillation, ils ont prouvé qu'à la puissance d'entrée de 80 W, et seulement pour une concentration volumique de $\phi=1\%$, la différence de température entre le vaporisateur et le condensateur est de 16.6°C.

Les exemples des applications militaires incluent le refroidissement de l'électronique de puissance et les armes d'énergie dirigée. Ces derniers impliquent des flux thermiques très élevés ($q > 500$ à 1000 W/cm^2), où les nanofluides ont montré leur efficacité pour refroidir ces systèmes, et aussi les autres systèmes militaires, y compris les véhicules militaires, les sous-marins, et les diodes lasers à haute puissance. Aussi, ils ont utilisé dans le

refroidissement des installations et des systèmes nucléaires, les études et les recherches au niveau de l'institut de technologie du Massachusetts ont été orienté vers cet axe de recherche, où le centre interdisciplinaire est réservé uniquement pour la nouvelle nanotechnologie (nanofluide) dans l'industrie de l'énergie nucléaire. Actuellement, ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation des nanofluides sur la sûreté neutronique, et de la performance économique des systèmes nucléaires.

III.5.2 Biomédecine

Les nanofluides et les nanoparticules ont beaucoup d'applications en biomédicale. Par exemple, pour éviter quelques effets secondaires des méthodes traditionnelles de traitement du cancer, les nanoparticules à base de fer ont été employées comme transporteur des drogues. Aussi pour une chirurgie plus sûre en produisant le refroidissement efficace autour de la région chirurgicale, Jordan et col [93] ont effectué une étude où les nanofluides pourraient être employés pour produire une température plus élevée autour des tumeurs pour tuer les cellules cancéreuses sans affecter les cellules saines voisines.

Il y a des nombreuses situations où l'augmentation de l'efficacité du transfert thermique peut être liée à la qualité, la quantité, et au coût d'un produit ou d'un processus. Par exemple, dans l'industrie de l'énergie renouvelable, les nanofluides sont utilisés pour augmenter le transfert de chaleur à partir des capteurs solaires aux réservoirs de stockage et pour augmenter la densité d'énergie. Les liquides réfrigérants de nanofluide ont une application potentielle dans la majorité des industries de transformation, telles que les matériaux, la production chimique, la nourriture, la boisson, le pétrole et le gaz.

III.5.3 Domaine des énergies renouvelables

La nouvelle génération des fluides caloporteurs dite nanofluide est très utilisée dans les systèmes solaires, tels que les capteurs solaires à absorption directe, les capteurs solaires paraboliques, les capteurs solaires à tube sous vide, les capteurs hybrides photovoltaïque/thermique (PV/T), les distillateurs solaires et les capteurs solaires plans.

III.5.3.1 Capteurs solaires à absorption directe

Dans les premières études théoriques, Tyagi et al [94] ont investigué la possibilité d'utiliser le nanofluide eau/Al comme milieu d'absorption pour une basse température (<100 °C), dans un capteur solaire à absorption directe. Les résultats montrent que la présence du nanofluide augmente l'absorption du rayonnement incident plus de neuf fois par rapport à celle de l'eau pure. De plus, ils ont constaté que l'efficacité de ce type de capteur était plus de 10% supérieure à celle d'un capteur solaire plan, dans des conditions de fonctionnement. Dans le même axe de recherche, Otanicar et al [95] ont étudié expérimentalement et numériquement la performance du capteur solaire à absorption directe en utilisant du nanofluide comme fluide caloporteur. Trois différents groupes de nanofluides à base d'eau

ont été utilisés, qui sont le graphite de 30 nm de diamètre, le nanotube de carbone de 6-20 nm de diamètre et l'argent de 20-40 nm de diamètre. Ils ont démontré que l'amélioration de l'efficacité thermique du capteur est plus de 5% supérieure comparé à celle utilisant l'eau comme mécanisme d'absorption.

Taylor et al. [96] ont examiné expérimentalement l'efficacité de divers nanofluides dans des capteurs solaires à absorption directe, en testant leur absorption du spectre solaire. Ils ont conclu que les nanofluides pourraient être utilisés comme milieux efficaces pour absorber les rayons solaires, malgré l'augmentation négligeable de la viscosité et de la densité. Saidur et al [97] ont étudié théoriquement l'effet du nanofluide eau-Al sur les performances du capteur solaire à absorption directe. Ils ont conclu que seulement une concentration volumique de 1,0%, donnait une amélioration satisfaisante à l'absorption solaire, et par conséquent, le nanofluide Al-eau était une bonne option pour améliorer les performances du capteur solaire à absorption directe. En outre, il a été trouvé que l'efficacité du capteur était légèrement augmentée avec l'augmentation de la taille des nanoparticules comme le montre la figure III.6.

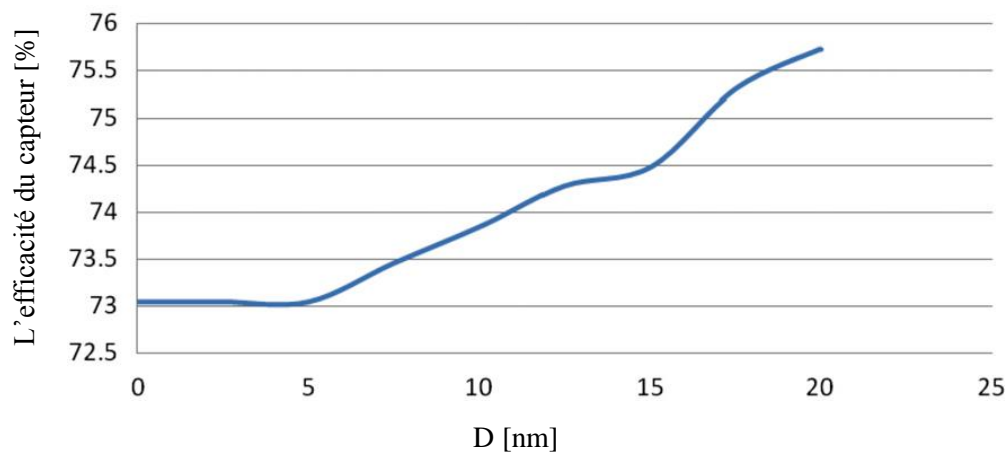


Fig. III.6 L'efficacité du capteur en fonction de la taille de nanoparticule (Saidur et al [97]).

Kundan et Sharma [98] ont réalisé une étude expérimentale pour améliorer l'efficacité du capteur solaire à absorption directe en utilisant le nanofluide CuO-eau. Ils ont conclu que l'efficacité du capteur solaire a été augmentée de 4-6% par rapport à celle du capteur solaire à base d'eau. Verma et Kundan [94] ont étudié expérimentalement l'effet de l'utilisation du nanofluide Eau/ Al_2O_3 en tant que milieu absorbant sur l'efficacité du capteur solaire à absorption directe. Les concentrations volumiques de nanoparticules Al_2O_3 utilisées étaient respectivement de 0,005% et 0,05%. L'efficacité du collecteur a été calculée pour différents débits massiques (60, 80 et 100 ml/h) du nanofluide. Ils ont trouvé que l'efficacité du collecteur a augmenté d'environ 3-5%, et que cette augmentation dépend de la taille, de la forme et de la concentration volumique des nanoparticules.

Ladjevardi et al [99] ont étudié numériquement l'effet de l'utilisation du nanofluid Eau-graphite sur l'amélioration de l'efficacité d'absorption du rayonnement solaire dans un capteur solaire volumétrique, pour comprendre les valeurs appropriées des concentrations volumiques et des diamètres des nanoparticules qui fournissent une bonne efficacité et un coût plus bas. Ils ont trouvé qu'en utilisant une concentration volumique autour de 0,000025% de nanoparticules, il serait possible d'absorber plus de 50% de l'énergie d'irradiation incidente, tandis que le capteur solaire à eau pure absorberait environ 27% de l'énergie d'irradiation incidente dans les mêmes conditions. Dans le même contexte, Hector and Singh [100], Zhidong et al [101] et Lee et al [102] ont prouvé que la présence des nanoparticules donne une amélioration importante à l'efficacité énergétique des capteurs solaires à absorption directe.

Luo et al [103] ont étudié numériquement et expérimentalement la performance d'un capteur solaire à absorption directe en utilisant les nanofluides. Des nanoparticules telles que TiO_2 , Al_2O_3 , Ag, Cu et SiO_2 , ainsi que des nanotubes de graphite et de carbone ont été suspendus directement au sein de l'huile. Ils ont conclu que les nanofluides amélioreraient la température de sortie de 30 à 100 K et l'efficacité de 2-25% par rapport au fluide de base, et ont également constaté que les nanofluides, même de faible teneur, avaient une bonne absorption du rayonnement solaire, et que l'efficacité photo-thermique était diminuée avec l'augmentation des rayons incidents. D'autres investigations ont été faites par plusieurs chercheurs, Filho et al [104] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de conversion photo-thermique des nanofluides Eau déminéralisée/argent. Les résultats montrent que les nanoparticules d'argent avaient une capacité de conversion photo-thermique importante même à de très faibles concentrations. En outre, ils ont constaté que l'énergie thermique stockée était augmentée de 52%, 93% et 144% pour des concentrations en particules d'argent de 1.62, 3.25 et 6.5 ppm respectivement. De l'autre côté, Parvin et al [105] ont étudié numériquement les performances de transfert thermique et la génération d'entropie de convection forcée à travers un capteur solaire à absorption directe, en utilisant deux types de nanofluides Cu-eau et Ag-eau. Les effets de la concentration volumique des nanoparticules solides et du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen, la génération d'entropie moyenne et l'efficacité du capteur ont été étudiés. Les résultats montrent que l'efficacité du capteur augmente d'environ deux fois avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la concentration volumique. Ils ont suggéré une corrélation pour calculer l'efficacité du capteur qui a été donnée par :

$$\eta = (2.488 + 0.327\phi)\text{Re}^{0.4684} \quad (1)$$

III.5.3.2 Capteurs solaires paraboliques

Khullar et Tyagi [106] ont effectué une analyse numérique des caractéristiques du transfert thermique et hydraulique à travers des capteurs solaires paraboliques linéaires. Ils ont suspendu les nanoparticules d'aluminium au sein de l'eau (le fluide de base) pour

améliorer ses caractéristiques d'absorption. L'effet de divers paramètres tels que le rapport de concentration, la longueur du récepteur, la vitesse du fluide et la concentration volumique des nanoparticules ont été étudiés. Ils ont conclu que pour les mêmes conditions de fonctionnement, les capteurs à base de nanofluides étaient plus performants que les capteurs à base d'eau (fluide caloporteur conventionnel). Par la suite, Khullar et al. [107] ont fait une analyse numérique sur l'influence d'utiliser les nanofluides comme fluide caloporteur dans des capteurs solaires concentrateurs paraboliques. Ils ont constaté que le rendement des capteurs utilisant des nanofluides est de 5 à 10% plus grande que ceux utilisant le fluide de base seulement, et que les capteurs à base de nanofluides sont les plus efficaces pour exploiter le potentiel d'énergie des rayons solaires.

De Risi et al [108] ont effectué une étude numérique par la modélisation et l'optimisation du capteur solaire parabolique transparent fonctionnant avec un nanofluide à base de gaz. Ils ont constaté que les récepteurs transparents combinés aux nanofluides étaient capables d'adsorber directement le rayonnement solaire, en raison de la très grande surface totale d'absorption formée par les nanoparticules, et que leur efficacité thermique maximale était d'environ 62,5%, pour une température de sortie du nanofluide de 650 °C et une concentration volumique de nanoparticules de 0.3%.

Sunil et al [109] ont réalisé une étude expérimentale pour investiguer les performances d'un capteur solaire parabolique utilisant du nanofluide $\text{SiO}_2\text{-H}_2\text{O}$ (figure III.7). Un intervalle de concentration volumique de 0,01% et 0,05% a été utilisée pour préparer le nanofluide. Des différents débits volumiques utilisés dans l'expérimentation, qui ont varié respectivement de 20 L/h, 40 L/h et 60 L/h. Un agitateur magnétique avec un système de plaques chauffantes a été utilisé pour mélanger les nanoparticules dans l'eau. Ils ont constaté que le nanofluide à $\text{SiO}_2\text{-H}_2\text{O}$ avait un rendement comparativement plus élevé à des débits volumiques plus élevés.



Fig. III.7 Le dispositif expérimental du capteur solaire parabolique utilisé par Sunil et al [109].

Ghasemi et Ahangar [110] ont étudié numériquement l'effet du nanofluide Cu-eau, en tant que fluide caloporteur, sur les performances d'un capteur solaire parabolique. Le champ de température, le rendement thermique, les températures moyennes de sortie ont été évaluées, et comparés avec ceux des capteurs paraboliques utilisant le fluide conventionnel. En outre, l'effet de variation de la vitesse du fluide, la concentration volumique des nanoparticules, le rapport de concentration et la longueur du capteur ont été étudiés. Ils ont constaté que l'efficacité thermique du capteur avait diminué avec l'augmentation de la longueur du récepteur, et que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules donne une amélioration importante des performances du capteur.

Une autre étude numérique a été effectuée par Sokhansefat et al [111], qui ont investigué l'amélioration du transfert thermique à travers le tube d'un capteur parabolique, en utilisant le nanofluide l'huile synthétique/ Al_2O_3 dont la paroi est soumise à un flux thermique non uniforme. L'effet de la suspension de nanoparticules d' Al_2O_3 et leurs concentrations volumiques dans l'huile synthétique sur absorption du flux thermique à partir du tube absorbeur, ont été également étudiés. Ils ont constaté que le coefficient de transfert thermique du fluide caloporteur dans le tube absorbeur est amélioré par la présence de nanoparticules, et que la conductivité thermique augmente avec l'augmentation des concentrations volumiques comme l'indique la figure III.8.

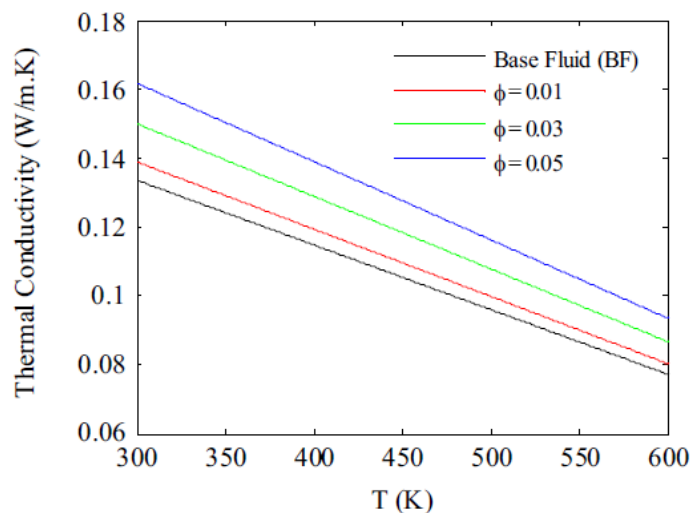


Fig. III.8 La variation de la conductivité thermique en fonction de la température de fonctionnement (Sokhansefat et al [111]).

Mwesigye et al [112] ont réalisé une analyse thermodynamique de la performance d'un capteur cylindro-parabolique utilisant un nanofluide d'huile synthétique/ Al_2O_3 . Ils ont conclu que l'utilisation du nanofluide améliorerait l'efficacité thermique du capteur qui atteint de 7.6%. Récemment, Kasaeian et al [113] ont étudié expérimentalement les performances d'un capteur solaire cylindro-parabolique (figure III.9). Les nanofluides de la suspension de nanotubes de carbone multiparois (MCNT) au sein de l'huile, avec des concentrations

volumiques de 0.2% et 0.3% ont été préparés comme fluide caloporteur. Les résultats ont montré que l'efficacité globale du capteur parabolique a été améliorée d'environ 4-5% à 0.2%, et de 5-7% à 0.3% lorsque l'huile pure a été remplacé par le nanofluide (l'huile minérale/MCNT).

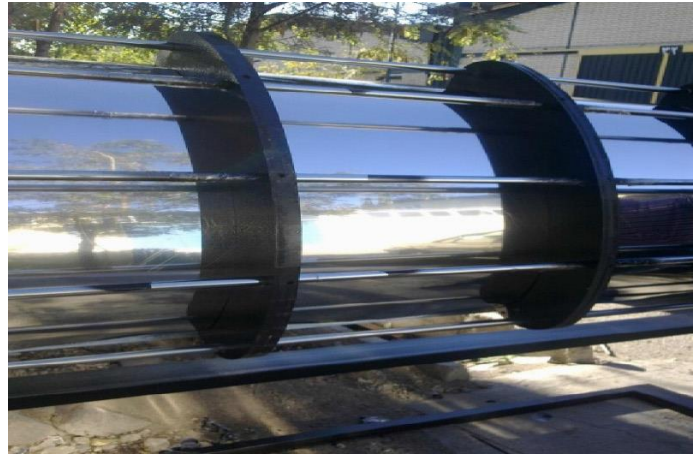


Fig. III.9 Le dispositif expérimental du capteur solaire parabolique utilisé par Kasaeianetal [113].

III.5.3.3 Capteurs solaires à tube sous vide

Lu et al [114] ont effectué une étude expérimentale sur les performances thermiques d'un capteur solaire tubulaire sous vide à haute température, utilisant à la fois de l'eau déminéralisée et du nanofluide CuO-eau. Les résultats expérimentaux ont montré que l'utilisation du nanofluide améliorait significativement les performances thermiques de l'évaporateur, et que le coefficient du transfert thermique était augmenté d'environ 30% par rapport à celui de l'eau pure. Ils ont également constaté que les températures des parois du thermosiphon ouvert utilisant du nanofluide diminuaient après la suspension de nanoparticules de CuO au sein de l'eau.

Moorthy et al [115] ont étudié expérimentalement l'efficacité du collecteur solaire à tubes sous vide, en utilisant l'eau et le nanofluide d'oxyde de titane à base d'eau (Eau/TiO₂) pour la conversion de l'énergie solaire thermique. Ils ont conclu que l'efficacité thermique du capteur utilisant du nanofluide comme fluide caloporteur, et pour une concentration volumique de 0.3% était d'environ 73%, comparée à celle utilisant de l'eau pure qui était d'environ 58%.

Chougule et al [116] ont examiné expérimentalement les performances de deux collecteurs plans identiques. Dans chaque collecteur, trois caloducs identiques en cuivre ont été utilisés. Le fluide caloporteur utilisé dans l'un des capteurs est l'eau pure, et dans l'autre est le nanofluide des nanotubes de carbone (Eau/NTC). Les deux capteurs ont été testés en utilisant le système de suivi solaire. Ils ont conclu que pour les mêmes conditions de fonctionnement, le capteur utilisant du nanofluide donnait une performance plus grande que

celle de l'eau pure. Dans le même axe, SenthilKumar et al [117] ont effectué une analyse expérimentale sur un capteur poursuite à des tubes sous vide, en utilisant le nanofluide comme fluide caloporteur. Deux capteurs plans identiques sont utilisés, et dans chaque installation trois caloducs en cuivre identiques ont été utilisés, qui ont une longueur de 620 mm et un diamètre extérieur de 18 mm. Le fluide caloporteur utilisé dans l'une des installations était l'eau pure, et dans l'autre était du nanofluide (Eau/CNT). Ils ont conclu que le système contenant du nanofluide donnait les meilleures performances dans toutes les conditions de fonctionnement.

Chougule et al [118] ont étudié expérimentalement la performance thermique d'un capteur solaire à tubes sous vide, le test fait dans des conditions atmosphériques pour deux types de fluides caloporteurs, l'un est l'eau pure, et l'autre est le nanofluide Eau/CNT, avec différentes concentrations volumiques 0.15%, 0.45%, 0.60% et 1%, ils ont varié les angles d'inclinaisons tels que 20°, 32°, 40°, 50° et 60°. Ils ont obtenu la valeur optimale de la concentration du nanofluide CNT qui donne la meilleure performance du capteur solaire. Liu et al [119] ont conçu expérimentalement un capteur solaire tubulaire sous vide à air, intégré dans un capteur concentrateur cylindro-parabolique à un thermosiphon ouvert (figure III.10), utilisant de l'eau et du nanofluide CuO-eau. L'évaluation de la performance thermique du thermosiphon ouvert utilisant du nanofluide a été faite. Les résultats expérimentaux montrent que la température de sortie de l'air et l'efficacité du capteur utilisant du nanofluide sont supérieures à celles de l'eau pure.



Fig. III.10 Dispositif expérimental du capteur solaire tubulaire sous vide Liu et al [119].

Saravanan et Karunakaran [120] ont investigué expérimentalement les performances d'un capteur solaire à plaque absorbante du type V avec un caloduc, en utilisant différents fluides caloporteurs tels que le nanofluide Eau/TiO₂, le méthanol, l'éthanol et l'eau déminéralisée. Les résultats montrent qu'il y avait une augmentation significative de

l'efficacité thermique du capteur utilisant le nanofluide comme fluide caloporteur, et que le capteur solaire utilisant une plaque absorbante du type V avec le caloduc était recommandé pour les applications de chauffe-eau solaires domestiques en raison de son faible poids, de son faible coût et de sa longue durée de vie. Aruna et al [121] ont étudié expérimentalement les performances du capteur solaire à caloduc en utilisant deux fluides caloporteurs différents tels que le nanofluide (eau/TiO₂) et le propanol, avec des valeurs constantes de concentration et de taille de nanoparticules de 80 ml/litre et 40 nm respectivement. Ils ont constaté que le nanofluide donne la meilleure performance thermique.

III.5.3.4 Capteurs solaires hybrides photovoltaïque/thermique (PV/T)

Sardarabadi et al [122] ont réalisé des expériences pour étudier l'influence de l'utilisation du nanofluide eau/SiO₂ comme fluide de refroidissement sur les efficacités thermique et électrique d'un capteur photovoltaïque-thermique (PV/T). Ils ont observé que pour l'intégration d'un capteur thermique à un système photovoltaïque, l'exergie totale pour les trois cas étudiés tels que l'eau pure, le nanofluide eau/SiO₂ avec les concentrations massiques de nanoparticules de 1% et 3% augmentait avec 19.36%, 22.61% et 24.31% respectivement. L'amélioration du rendement thermique de capteur PV/T utilisant le nanofluide eau/SiO₂ comme fluide caloporteur est de 7.6% et 12.8%, pour les deux concentrations massiques de 1 et 3% respectivement.

Karami et al [123] ont étudié expérimentalement la performance du nanofluide (eau/AlOOH) comme fluide de refroidissement dans une cellule photovoltaïque hybride (PV). La cellule PV est du silicium monocristallin. Les résultats montrent que le nanofluide est plus performant que l'eau pure, et que la température moyenne de la surface PV diminuait de 62.29 °C à 32.5 °C, comme le montre la figure III.11.

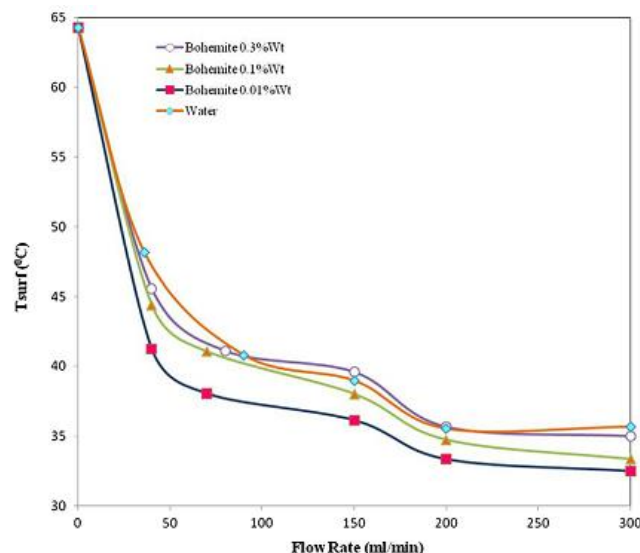


Fig. III.11 La variation des températures moyennes de la surface PV à différents débits de l'eau et trois différentes concentrations massiques du nanofluide [123].

Ils rapportaient que le rendement électrique diminue lorsque la concentration du nanofluide dépasse une certaine valeur. Les auteurs ont attribué cette réduction à l'activité de surface élevée des nanoparticules, et à leur tendance à l'agglomération de particules.

III.5.3.5 Distillateurs solaires

Kabeel et al [124] ont étudié une petite unité de dessalement de l'eau liée à un capteur solaire comme source de chaleur, qui utilise le nanofluide eau/Cu comme fluide caloporteur (voir figure III.12). Le système comprend un chauffe-eau solaire (capteur solaire plan), un mélangeur et une chambre de distillation par détente, plus un échangeur de chaleur hélicoïdal et un condenseur. Le processus de dessalement est basé sur l'évaporation de l'eau de mer sous très basse pression (vide). L'eau évaporée est ensuite condensée pour obtenir de l'eau douce. Les résultats de la simulation ont montré que la concentration en nanoparticules est un facteur important pour augmenter la production d'eau douce et réduire les coûts. Les résultats montrent que le coût de l'eau peut être réduit de 16,43 à 11,68 \$/m³ à une concentration volumique $\phi = 5\%$, comme l'indique la figure III.13.

Kabeel et al [125] ont effectué une étude expérimentale sur l'influence de l'utilisation du nanofluide eau/Al₂O₃ dans un distillateur solaire simple. Leurs résultats montrent que l'utilisation du nanofluide améliore la productivité de l'eau distillée d'environ 116% et 76% avec et sans l'utilisation du système de ventilation. Les auteurs ont attribué cet accroissement du taux d'évaporation à l'intérieur du distillateur à la présence des nanoparticules. De plus, en raison de l'utilisation de pompe sous vide, le taux d'évaporation augmente encore et la productivité augmente par rapport à celui qui fonctionne dans les conditions atmosphériques.

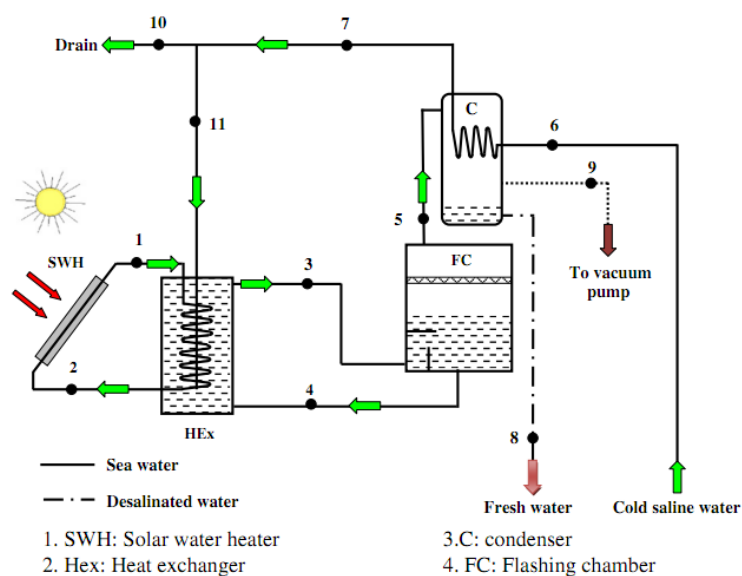


Fig. III.12 Schéma du dispositif utilisé dans l'expérience Kabeel et al [125].

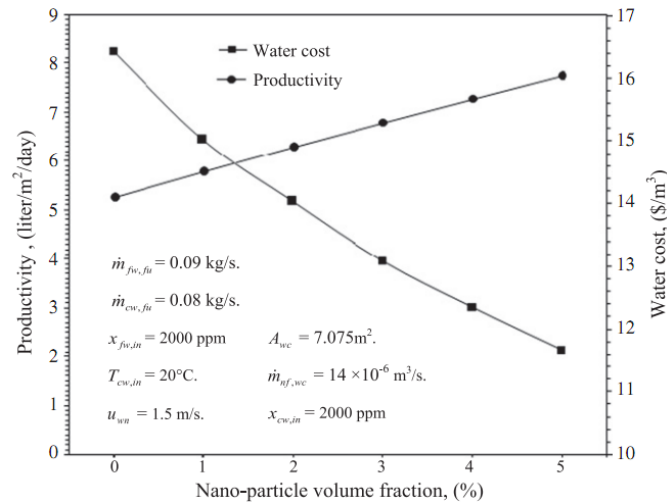


Fig. III.13 Les variations de la productivité et coût de l'eau douce en fonction de la variation de concentration volumique de nanoparticules [125].

III.5.3.6 Capteurs solaires plans

Otanicar et Golden [126] ont réalisé une analyse comparative d'un côté environnementale et économique de deux types de chauffe-eau solaire, l'un utilisant l'eau comme fluide caloporteur et l'autre utilisant le nanofluide. Ils ont conclu que le capteur solaire utilisant le nanofluide avait une période de récupération plus longue. Natarajan et Sathish [127] ont étudié expérimentalement le rôle du nanofluide Eau/MWCNT comme fluide caloporteur dans un chauffe-eau solaire. Les conductivités thermiques ont été mesurées par la méthode du fil chaud en régime transitoire. Ils ont constaté que les nanofluides sont plus efficaces que les fluides conventionnels, et leurs utilisations comme fluide caloporteur augmentent l'efficacité thermique du chauffe-eau solaire conventionnel.

Polvongsri et Kiatsiriroat [128] ont étudié expérimentalement les performances d'un capteur solaire plan lorsque le nanofluide eau/Ag était utilisé comme fluide caloporteur. La taille des nanoparticules d'argent était de 20 nm avec des concentrations de 1000 et 10000 ppm respectivement. Les expériences ont été réalisées avec trois capteurs solaires plans identiques, chacun ayant une surface de $0.15 \times 1.0 \text{ m}^2$. Ils ont conclu que le nanofluide améliorait les performances thermiques du capteur par rapport à l'eau, en particulier pour les hautes températures d'entrée.

Yousefi et al [129] ont étudié expérimentalement l'effet de l'utilisation du nanofluide eau/ Al_2O_3 comme fluide caloporteur dans un capteur solaire plan (figure III.14). L'effet du débit massique, la fraction massique des nanoparticules et la présence d'un agent tensioactif sur l'efficacité du capteur ont été étudiés. La fraction massique des nanoparticules a été prise de 0.2% et 0.4%, tandis que la dimension des particules a été considérée de 15 nm. Les résultats ont montré que l'utilisation d'une concentration massique de 0.2% du nanofluide

augmente l'efficacité thermique du capteur d'environ 28.3% par rapport à l'eau pure, comme l'indique la figure III.15.



Fig. III.14 Le capteur solaire plan de l'expérience de Yousefi et al [129].

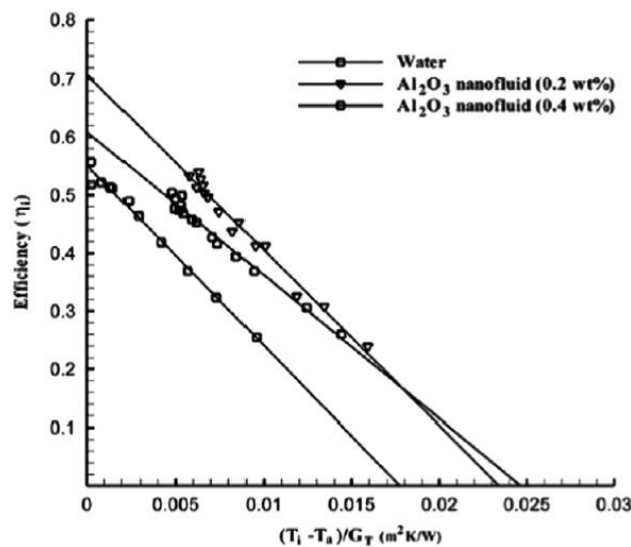


Fig. III.15 L'effet de la concentration massique du nanofluid eau/Al₂O₃ sur l'efficacité du capteur solaire plan Yousefi et al [129].

Yousefi et al [130] ont étudié expérimentalement l'effet de l'utilisation du nanofluid eau/MWCNT comme caloporteur dans un capteur solaire plan. L'effet de l'agent tensioactif sur la stabilité du nanofluid a été étudié, la concentration massique des nanoparticules a été prise de 0.2% et 0.4%, tandis que les débits massiques du nanofluid variaient entre 0.0167 et 0.05 kg/s. Les résultats montrent qu'en augmentant la concentration massique de 0.2% à 0.4%, une augmentation substantielle de l'efficacité thermique du capteur a été observée. Ils

ont conclu que l'utilisation du nanofluides pour une concentration de 0.2% de MWCNT sans l'utilisation d'agent tensioactif diminuait l'efficacité du capteur, tandis que leur présence augmentait cette dernière, comme le montre la figure III.16. Par la suite, Yousefi et al [130] ont étudié l'effet de la variation du PH de fluide caloporteur sur l'efficacité thermique du capteur plan.

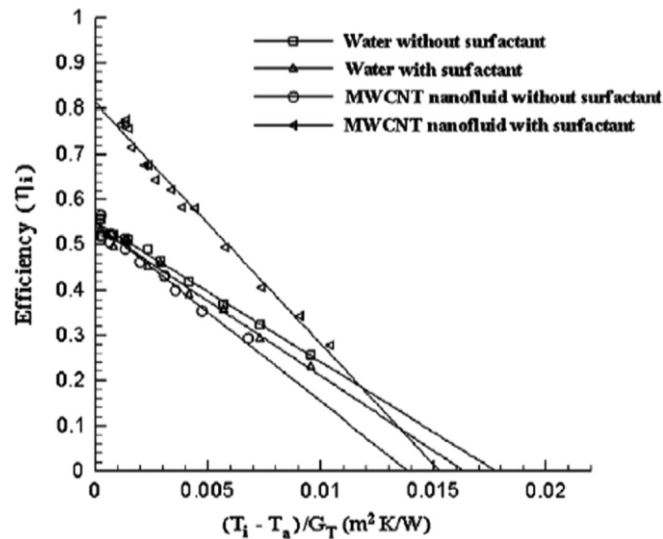


Fig. III.16 L'efficacité du capteur solaire en utilisant le nanofluides eau/MWCNT et de l'eau pure avec et sans l'utilisation d'un agent tensioactif pour le même débit massique selon Yousefi et al [130].

D'autres groupes de recherche ont montré l'importance de cette nouvelle génération de fluide caloporteur que ce soit théoriquement [131-134], numériquement [135-138] ou expérimentalement [139-142], et qui ont constaté que le remplacement du fluide caloporteur conventionnel par un nanofluides donne une augmentation importante au coefficient du transfert thermique, de ce fait, on peut réduire la surface d'échange et améliorer l'efficacité de ces capteurs.

Plusieurs études numériques et expérimentales ont été effectuées sur l'écoulement des nanofluides à travers les capteurs solaires plans, afin d'analyser le comportement hydro-thermique de cette nouvelle classe des fluides caloporteurs, Jamal-Abad et al [143] ont examiné expérimentalement l'effet du nanofluides Cu-eau sur les performances d'un capteur solaire plan. Les résultats ont montré que l'efficacité du capteur augmente lorsque la concentration des nanoparticules augmente, et que l'efficacité du capteur à une concentration massique de 0.05% était d'environ 24% plus grande que celle du fluide de base pure. L'analyse du potentiel de réduction de la taille du capteur solaire plan en utilisant la nouvelle classe du fluide caloporteur, Faizal et al [144] a observé que la taille du capteur solaire plan peut être réduite jusqu'à 37% de sa taille d'origine, lorsqu'on utilise le nanofluides des nanotubes de carbone à parois multiples (MWCNT) au lieu du fluide de base pur, et par conséquent, diminue le coût global de construction du système.

Gangadevi et al [145] ont analysé expérimentalement les performances d'un capteur solaire thermique plan, en utilisant du nanofluide eau/ Al_2O_3 pour améliorer l'efficacité thermique du capteur qui était augmentée d'environ 30%, et diminuer la consommation d'électricité d'un chauffe-eau solaire. D'autre part, Chaji et al [146] ont trouvé que l'efficacité du capteur était améliorée de 2.6% à 7%, lorsqu'on remplace le fluide de base par le nanofluide (eau/ TiO_2).

L'analyse théorique de la génération d'entropie à travers les capteurs plans a été effectuée par plusieurs chercheurs, Alim et al [147] ont utilisé les nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 et TiO_2) suspendues dans l'eau. Ils ont conclu que le nanofluide CuO /eau réduisait la génération d'entropie par 4,34%, et augmentait le coefficient de transfert thermique par 22,15% par rapport au fluide de base. D'autre part, Said et al [148] ont utilisé les nanoparticules (SWCNT, Al_2O_3 , SiO_2 et TiO_2) dans l'eau comme fluide caloporteur. Ils ont observé que le nanofluide SWCNT réduisait la génération d'entropie par 4.34% comme l'indique la figure III.17, et l'amélioration du coefficient de transfert thermique atteint 15,33%.

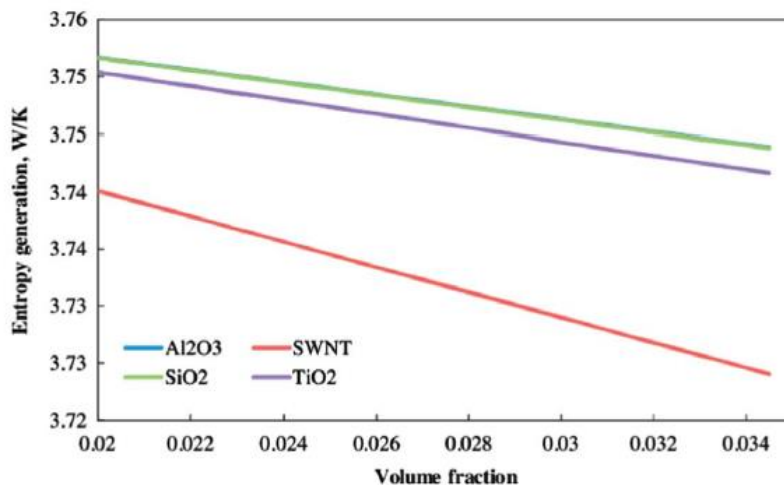


Fig. III.17 La variation de l'entropie en fonction de la variation de la concentration volumique des nanoparticules Said et al [148].

Une étude théorique a été effectuée par Tiwari et al [149] afin d'analyser les performances thermiques du capteur solaire plan, en utilisant le nanofluide eau/ Al_2O_3 comme fluide caloporteur. Les résultats ont montré que l'utilisation d'une fraction volumique optimale de nanoparticules de 1,5%, donne une augmentation du rendement thermique d'environ de 31.64% par rapport au fluide de base.

Faizal et al [150] ont étudié numériquement les aspects énergétiques, économiques et environnementaux de l'utilisation de nanofluides d'oxyde métallique comme fluide caloporteur dans un capteur solaire plan. Ils ont constaté qu'on peut réduire la surface du capteur par 25.6%, 21.6%, 22.1% et 21.5% en utilisant du nanofluide à base d'eau qui contient les nanoparticule de CuO , SiO_2 , TiO_2 et Al_2O_3 respectivement, comme le montre la

figure III.18. En outre, la valeur moyenne de l'énergie intrinsèque a été économisée pour chaque capteur et a réduit l'émission de CO₂ d'environ 170 kg par rapport à un capteur conventionnel.

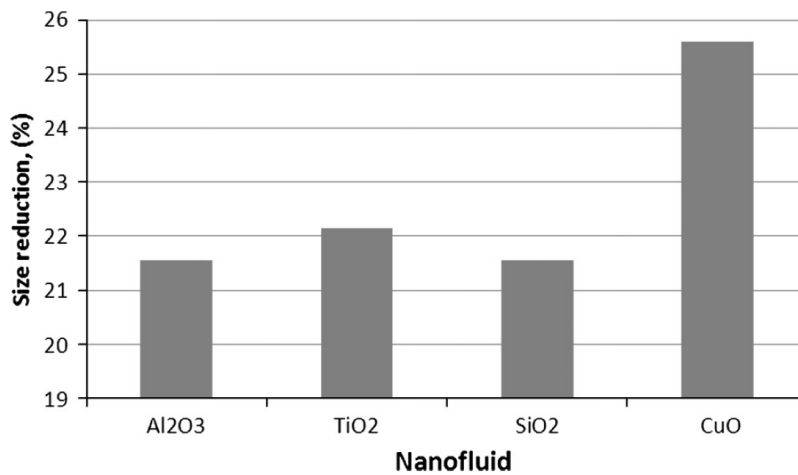


Fig. III.18 Le pourcentage de réduction de la taille du capteur solaire en appliquant différent type de nanofluides Faizal et al [150].

Nasrin et Alim [151] ont effectué une investigation numérique sur l'écoulement du nanofluides eau/Al₂O₃ en convection forcée à travers un capteur solaire plan. Les résultats ont montré que lorsque le nombre de Reynolds augmentait, le taux d'amélioration de l'efficacité thermique du capteur avait augmenté en utilisant du nanofluides comme l'indique la figure III.19.

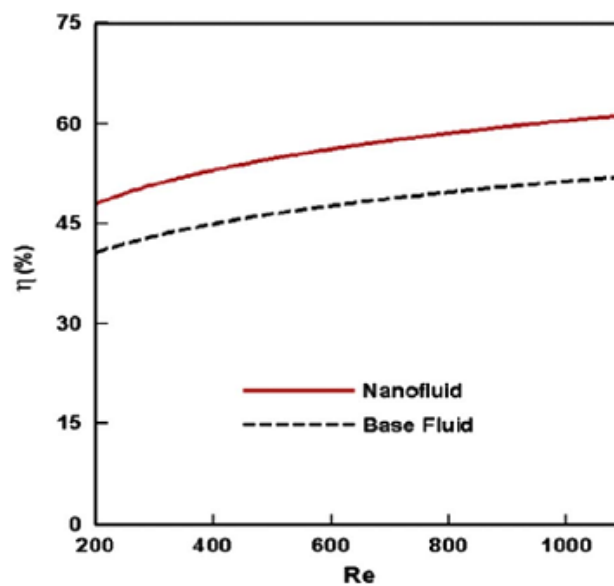


Fig. III.19 La variation du taux d'efficacité des capteurs en fonction de Nombres de Reynolds (Nasrin et Alim [151]).

Shankar et Manivannan [152] ont développé un modèle numérique du système de chauffe-eau solaire en utilisant du nanofluide eau/CuO. Les résultats ont montré qu'il y a une amélioration efficacité thermique qui atteint 10.88% pour une concentration volumique de nanoparticules de 0.025%.

III.6 Conclusion

Les nanofluides ont une grande importance l'augmentation dans les installations énergétique, où l'efficacité du transfert thermique peut être liée à la qualité, la quantité, et au coût d'un produit dans un processus. Par exemple, dans l'industrie de l'énergie renouvelable, les nanofluides sont utilisés pour augmenter le transfert thermique à partir des capteurs solaires aux réservoirs de stockage, et pour augmenter la densité d'énergie.

Références du chapitre 3

- [1] Maxwell J.C, A Treatise on Electricity and Magnetism, second ed, Oxford University Press, Cambridge (1904), pp. 435–441.
 - [2] Boothroyd R.G., Haque H., 1970. Fully developed heat transfer to a gaseous suspension of particles flowing turbulently in duct of different size. *J. Mech. Eng. Sci.* 12 (3), 191–200.
 - [3] Jeffrey, D.J., 1973. Conduction through a random suspension of spheres. *Proc. R. Soc. Lond., Series A* 335, 355–367.
 - [4] Batchelor, G.K., 1977. The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. *J. Fluid Mech.* 83 (Pt.1), 97–117.
 - [5] Sohn, C.W., Chen, M.M., 1981. Microconvective thermal conductivity in disperse two-phase mixtures as observed in a low velocity Couette flow experiment. *J. Heat Transfer* 103, 45–51.
 - [6] Ahuja, A.S., 1982. Thermal design of a heat exchanger employing laminar flow of particle suspensions. *Int. J. Heat Mass Transfer* 25 (5), 725–728.
 - [7] Kurosaki, Y., Murasaki, T., 1986. Study on heat transfer mechanism of a gas–solid suspension impinging jet (effect of particle size and thermal properties). In: *Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference*, vol. 5, pp. 2587–2592.
 - [8] Masuda H, A Ebata, K Teramae and N Hishinuma, Alternation of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultra-fine particles (dispersion of $\text{-Al}_2\text{O}_3$, SiO_2 and TiO_2 ultra-fine particles), *Netsu Bussei (Japan)* 4(1993) 227-233.
 - [9] Choi S.U.S, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, *Developments and Applications of Non-Newtonian Flows*, FED-vol 231/MD-vol 66 (1995), pp: 99–105.
-

-
- [10] E. Abu-Nada, Z. Masoud, A. Hijazi, Natural convection heat transfer enhancement in horizontal concentric annuli using nanofluids. *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 35 (2008) 657-665.
- [11] M. J. Uddin, M. S. Alam, M. M. Rahman, Natural Convective Heat Transfer Flow of Nanofluids Inside a Quarter-Circular Enclosure Using Nonhomogeneous Dynamic Model, *Arab J Sci Eng*, 2016.
- [12] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, fourth ed., Wiley, 1996.
- [13] N. Ahmed et al., Flow and heat transfer of nanofluid in an asymmetric channel with expanding and contracting walls suspended by carbon nanotubes: A Numerical Investigation, *Aerosp. Sci. Technol.* (2015)
- [14] Eastman, J.A, Choi, S.U.S., Li, S., Yu, W., Thompson, L.J., 2001. Anomalously increase effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. *Appl. Phys. Lett.* 78 (6), 718–720.
- [15] Das S.K, N Putta, P Thiesen, W Roetzel (2003), Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids, *ASME Trans. J. Heat Transfer* 125 567–574.
- [16] Lee S, Choi S.U.S, S Li, J.A Eastman, Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, *Journal of Heat Transfer* 121(1999) 280–289.
- [17] Wang X.Q, X Xu, S.U.S Choi, (1999), Thermal conductivity of nanoparticle–fluid mixture, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* 13 (4) 474 – 480.
- [18] Xie H, J. Wang, T. Xi, Y. Liu, F. Ai, Q. Wu (2002), Thermal conductivity enhancement of suspensions containing nanosized alumina particles, *Journal of Applied Physics* 91 4568–4572.
- [19] Xie H, H. Lee, W. Youn, M. Choi (2003), Nanofluids containing multiwalled carbon nanotubes and their enhanced thermal conductivities, *Journal of Applied Physics* 94 (8) 4967–4971.
- [20] Hamilton R.L, and O.K Crasser, Thermal Conductivity of Heterogeneous Two Component Systems. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals* 1(1962): 187-191.
- [21] Li C.H and G.P Peterson, Experimental investigation of temperature and volume fraction variations on the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids), *Journal of Applied Physics* 99 (8) (2006) 084314.
- [22] Wen D, Y. Ding, Effective thermal conductivity of aqueous suspensions of carbon nanotubes (carbon nanotube nanofluids), *Journal of Thermo-physics and Heat Transfer* 18 (4) (2004) 481–485.
- [23] Ding Y, H Alias, D Wen, R.A Williams (2006), Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 240–250.
-

-
- [24] Assael M.J, C.F Chen, I.N Metaxa,W.A Wakeham, Thermal conductivity of suspensions of carbon nanotubes in water, in: 15th Symposium on Thermophysical Properties, National Institute of Standards(2003), University of Colorado, Boulder, USA.
- [25] Choi S.U.S, Z.G Zhang, W Yu, F.E Lockwood, E.A Grulke (2001), Anomalous thermal conductivity enhancement in nano-tube suspensions, *Applied Physics Letters* 79 2252–2254.
- [26] Liu M.S, M.C.C Lin, I.T Huang, C.C Wang, Enhancement of thermal conductivity with carbon nanotube for nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32 (9) (2005) 1202–1210.
- [27] Hwang Y.J, Y.C. Ahn, H.S. Shin, C.G. Lee, G.T. Kim, H.S. Park, J.K.Lee, Investigation on characteristics of thermal conductivity enhancement of nanofluids, *Current Appl. Phys.* 6 (2006) 1068–1071.
- [28] Wang X.Q and A.S Mujumdar, a review on nanofluids - part ii: experiments and applications. *Brazilian Journal of Chemical Engineering* Vol. 25(2008), No. 04, pp. 631 - 648.
- [29] Lee S, Choi S.U.S, S Li, J.A Eastman, Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, *Journal of Heat Transfer* 121(1999) 280–289.
- [30] Murshed S.M.S, K.C Leong, C Yang, Investigations of thermal conductivity and viscosity of nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences* 47 (2008) 560–568.
- [31] Roy G, C.T Nguyen, P.R Lajoie, Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a radial flow cooling system with the use of nanofluids, *Superlattices and Microstructures* 35(2004) 497–511.
- [32] Wang X.Q, A.S Mujumdar, C Yap, Free convection heat transfer in horizontal and vertical rectangular cavities filled with nanofluids, in: *International Heat Transfer Conference IHTC-13(2006)*, Sydney, Australia.
- [33] Vajjha R.S, D.K Das, Experimental determination of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations. I. *J.of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 4675–4682.
- [34] Koo J and C Kleinstreuer, A New Thermal Conductivity Model for Nanofluids. *Journal of Nanoparticle Research* 6 (2004): 577-588.
- [35] Paul G, Chopkar M, Manna I, Das P. "Techniques for measuring the thermal conductivity of nanofluids: a review". *Renew Sustain Energy Rev*, Vol.14 (7), pp.1913–1924, 2010.
- [36] Liu M, M. Lin, C. Y. Tsai, C. Wang (2006).Enhancement of Thermal Conductivity with Cu for Nanofluids Using Chemical Reduction Method. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49: 3028-3033.
-

-
- [37] Hong T.K, Yang H.S, Choi C.J, "Study of the enhanced thermal conductivity of Fe nanofluids". *Journal of Applied Physics*, Vol.97, pp. 064311–4, 2005.
- [38] Assael M.J, C.F Chen, I.N Metaxa,W.A Wakeham, "Thermal conductivity of suspensions of carbon nanotubes in water", *Int. J. Thermophysics*, Vol.25 (4), pp. 971–985, 2004.
- [39] Jahanshahi M, Hosseinizadeh SF, Alipanah M, Dehghani A, Vakilinejad GR. "Numerical simulation of free convection based on experimental measured conductivity in a square cavity using water/SiO₂ nanofluid". *Int Commun Heat Mass Transf*, Vol.37, pp.687–694, 2010.
- [40] Habibzadeh A, Sayehvand H, Mekanik A. "Numerical study of natural convection in a partitioned square cavity filled with nanofluid". *Int. J Chem Eng Appl*. Vol.2 (4), pp.269–274, 2011.
- [41] Pak B.C and Y.I Cho, "Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids with Submicron Metallic Oxide Particles", *Experimental Heat Transfer* 11(1998): 151–170.
- [42] Zhou S-Q, Ni R, "Measurement of the specific heat capacity of water-based Al₂O₃ nanofluid". *Appl Phys Lett*, Vol.92 (9), pp.093123-1–3, 2008.
- [43] Starace A.K, Gomez J.C, Wang J, Pradhan S, Glatzmaier G.C, "Nanofluid heat capacities". *J Appl Phys*, Vol.110 (12), pp.124323, 2011.
- [44] Shahrul I, Mahbulul I, Khaleduzzaman S, Saidur R, Sabri M, "A comparative review on the specific heat of nanofluids for energy perspective". *Renew Sustain Energy Rev*, Vol .38, pp. 88–98, 2014.
- [45] Sonawane k.S, Kaustubh P, Ankit F, Bhal-chandra P, Upendra B, Sunil K.S. "An experimental investigation of thermo-physical properties and heat transfer performance of Al₂O₃-aviation turbine fuel nanofluids". *Appl Therm Eng*, Vol.31, pp. 2841–2849, 2011.
- [46] Pakdaman M.F, Akhavan-Behabadi M.A, Razi P. "An experimental investigation on thermo-physical properties and overall performance of MWCNT/heat transfer oil nanofluid flow inside vertical helically coiled tubes". *Exp Therm Fluid Sci*, Vol. 40, pp.103–111, 2012.
- [47] Kumaresan V, Velraj R. "Experimental investigation of the thermo-physical properties of water- ethylene glycol mixture based CNT nanofluids". *Ther-mochim Acta*, vol.545, pp.180–186, 2012.
- [48] Mansour RB, Galanis N, Nguyen CT. "Effect of uncertainties in physical properties on forced convection heat transfer with nanofluids". *Appl Therm Eng* 2007; 27: 240–9.
- [49] Sekhar YR, Sharma KV. "Study of viscosity and specific heat capacity characteristics of water-based Al₂O₃ nanofluids at low particle concentrations". *J Exp Nanosci* 2013:1–17.
-

-
- [50] Teng TP, Hung YH. "Estimation and experimental study of the density and specific heat for alumina nanofluid". *J Exp Nanosci* 2012:1–12.
- [51] Lee S and S.U.S Choi, "Application of metallic nanoparticle suspensions in advanced cooling systems", in *International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, Atlanta, USA, 1996.
- [52] Xuan Y, W. Roetzel, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2000) 433701–3707.
- [53] Xuan Y, Q Li, Heat transfer enhancement of nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Transfer* 21(2000) 58–64.
- [54] Xuan Y, Q Li, Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids, *Journal of Heat Transfer* (2003)125 151–155.
- [55] Dittus ,F.W. ,and Boelter ,L.M.K. ,Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *University of California Publications in Engineering*, vol.2,pp.443–461,1930.
- [56] Khanafer K, K Vafai, M Lightstone, Bouyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 3639–3653.
- [57] Tsai C.I, Chien H.T, P.H Chen, Improvement on thermal performance of a disk-shaped miniature heat pipe with nanofluid, *Nanoscale Res Lett*, Vol.6 (1), pp. 590-1-7, 2011.
- [58] Wen D, Y. Ding, Effective thermal conductivity of aqueous suspensions of carbon nanotubes (carbon nanotube nanofluids), *Journal of Thermo-physics and Heat Transfer*, Vol.18 (4), pp.481–485, 2004.
- [59] Wen D, Y. Ding, Formulation of nanofluids for natural convective heat transfer applications, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.26 (6), pp.855–864, 2005.
- [60] Putra N, W Roetzel and S.K Das, Natural Convection of Nano-Fluids. *Heat and Mass Transfer*, Vol.39, pp. 775-784, 2003.
- [61] Maïga S.E.B, C.T Nguyen, N. Galanis, and G. Roy, Heat Transfer Behaviours of Nanofluids in a Uniformly Heated Tube, *Superlattices and Microstructures* 35(2004): 543-557.
- [62] Maïga S.E.B, S.J Palm, C.T Nguyen. Heat Transfer Enhancement by Using Nanofluids in Forced Convection Flows, I. *Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.26 (4), pp. 530-546, 2005.
- [63] Roy G, C.T Nguyen, P.R Lajoie, Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a radial flow cooling system with the use of nanofluids, *Superlattices and Microstructures* 35(2004) 497–511.
-

-
- [64] Roy G, S.J Palm, C.T Nguyen, Heat Transfer and Fluid Flow of Nanofluids in Laminar Radial Flow Cooling Systems. *J. of Thermal Science* Vol.14 (2005), No.4
- [65] Tsai C.Y, H.T Chien, P.P Ding, B Chan, T.Y Luh, P.H Chen, Effect of structural character of gold nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance, *Material Letters* 58(2004) 1461–1465.
- [66] Heris S.Z, S.Gh Etemad and M.N Esfahany, Experimental Investigation of Oxide Nanofluids Laminar Flow Convective Heat Transfer, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33(2006): 529-535.
- [67] Nan C.W, Z Shi and Y Lin, A Simple Model for Thermal Conductivity of Carbon Nanotube-Based Composites. *Chemical Physics Letters* 375(2003): 666-669.
- [68] Nan C.W, G Liu, Y Lin and M Li, Interface Effect on Thermal Conductivity of Carbon Nanotube Composites. *Applied Physics Letters* 85(2004): 3549-3551.
- [69] Gwon H. K, K Heo, K Lee, D.S Kima, C Kimb, Y Sohn, M Choi, An experimental study on the pressure drop of nanofluids containing carbon nanotubes in a horizontal tube. *I. J of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 4749–4753.
- [70] Yurong He, Y Men, Y Zhao, H Lu, Y Ding, Numerical investigation into the convective heat transfer of TiO₂ nanofluids flowing through a straight tube under the laminar flow conditions, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009)1965-1972.
- [71] Jian Qu, H.y Wu, P Cheng, Thermal performance of an oscillating heat pipe with Al₂O₃-water nanofluids, *I Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 111-115.
- [72] Madhesh D, Parameshwaran R, Kalaiselvam S. Experimental investigation on convective heat transfer and rheological characteristics of Cu–TiO₂ hybrid nanofluids. *Exp Therm Fluid Sci* 2014; 52: 104–15.
- [73] Li J.M, Z.L Li, B.X Wang, Experimental viscosity measurements for copper oxide nanoparticle suspensions, *Tsinghua Sci. Tech.* 7 (2) (2002)198–201.
- [74] Das S. K, N Putra, and W Roetzel, Pool Boiling Characteristics of Nano-Fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46(2003): 851-862.
- [75] Wen D, Y. Ding, Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (24) (2004) 5181.
- [76] Li C, M Akinc, J Wiench, M Pruski and C.H Schilling, Relationship between Water Mobility and Viscosity of Nanometric Alumina Suspensions. *Journal of the American Ceramic Society* 88(2005): 2762-2768.
- [77] Prasher R, Song D, Wang J, Phelan P. Measurements of nanofluid viscosity and its implications for thermal applications. *Appl Phys Lett* 2006; 89: 133108.
-

-
- [78] Prasher R, Song D, Wang J, Phelan P, Measurements of nanofluid viscosity and its implications for thermal applications. *Appl Phys Lett*, vol.89, pp. 133108-3, 2006.
- [79] Anoop K, Kabelac S, Sundararajan T, Das SK, Rheological and flow characteristics of nanofluids: influence of electro viscous effects and particle agglomeration. *J Appl Phys*, vol. 106, pp. 034909-7, 2009.
- [80] M.J Pastoriza-Gallego, C. Casanova, R. Páramo, Barbés B, Legido J.L, Piñeiro M.M, "A study on stability and thermophysical properties (density and viscosity) of Al_2O_3 in water nanofluid". *J Appl Phys*, vol. 106, pp. 064301-8, 2009.
- [81] Namburu P, Kulkarni D, Misra D, Das D. Viscosity of copper oxide nanoparticles dispersed in ethylene glycol and water mixture. *Exp Thermal Fluid Sci*, vol.32, pp. 397–402, 2007.
- [82] Godson L, Raja B, Mohan Lal D, Wongwises S. Experimental investigation on the thermal conductivity and viscosity of silver-deionized water nanofluid. *Exp Heat Transfer*, vol.23, pp.317–332, 2010.
- [83] Yu W, Xie H, Chen LYL. Experimental investigation on thermal conductivity and viscosity of aluminum nitride nanofluid. *Particuology*, vol.9, pp.187–191, 2001.
- [84] Yu W, Xie H, Chen L, Li Y. Investigation of thermal conductivity and viscosity of ethylene glycol based ZnO nanofluid. *Thermochim Acta*, vol.491, pp.92–96, 2009.
- [85] Kole M, Dey T. Viscosity of alumina nanoparticles dispersed in car engine coolant. *Exp Thermal Fluid Sci*, vol.34, pp.677–683, 2010.
- [86] Abareshi M, Sajjadi S, Zebarjad S, Goharshadi E. Fabrication, characterization, and measurement of viscosity of Fe_2O_3 glycerol nanofluids. *J Mol Liq*, vol.163, pp.27–32, 2011.
- [87] Timofeeva E, Yu W, France D, Singh D, Routbort J. Base fluid and temperature effects on the heat transfer characteristics of SiC in ethylene glycol/ H_2O and H_2O nanofluids. *J Appl Phys*, vol.109, pp.014914-5, 2011.
- [88] Tzeng S.C, C.W Lin and K.D Huang, Heat Transfer Enhancement of Nanofluids in Rotary Blade Coupling of Four-Wheel-Drive Vehicles. *Ac ta Mechanic*, vol.179, pp.11-23, 2005.
- [89] Si P.Z, Choi C.J, Lee J.W, Geng D.Y, Zhang Z.D, Synthesis, structure and tribological performance of tungsten disulphide nanocomposites. *Materials Science and Engineering: A*, vol.443, pp.167-171, 2007.
- [90] You S.M, J.H Kim and K.H Kim, Effect of Nanoparticles on Critical Heat Flux of Water in Pool Boiling Heat Transfer. *Applied Physics Letters* 83(2003): pp. 3374-3376.
- [91] Vassallo P, R Kumar and S D'Amico, Pool Boiling Heat Transfer Experiments in Silica-Water Nano-Fluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47(2004): 407-411.
-

-
- [92] Ma H.B, C Wilson, B Borgmeyer, K Park, Q Yu, S.U.S Choi , M Tirumala, Effect of nanofluid on the heat transport capability in an oscillating heat pipe, *Applied Physics Letters* 88 (14) (2006) 143116.
- [93] Jordan A, R Scholz, P Wust, H FaMng and R Felix, Magnetic Fluid Hypothermia (MFH): Cancer Treatment with AC Magnetic Field Induced Excitation of Biocompatible Superparamagnetic Nanoparticles. *J. Magnetism and Magnetic Materials*, vol.201, pp.413-419, 1999.
- [94] Tyagi H, Phelan P, Prasher R, Predicted efficiency of a low-temperature nanofluid-based direct absorption solar collector. *J Sol Energy Eng* 2009; 131: 041004.
- [95] Otanicar TP, Phelan PE, Prasher RS, Rosengarten G, Taylor RA. Nanofluid-based direct absorption solar collector. *J Renew Sustain Energy* 2010; 2: 033102.
- [96] Taylor R, Phelan P, Otanicar T, Adrian R, Prasher R. Nanofluid optical property characterization: towards efficient direct absorption solar collectors. *Nanoscale Res Lett* 2011; 6: 225–35.
- [97] Saidur R, Meng TC, Said Z, Hasanuzzaman M, Kamyar A. Evaluation of the effect of nanofluid-based absorbers on direct solar collector. *Int J Heat Mass Transf* 2012; 55: 5899–907.
- [98] Kundan L, Sharma P. Performance evaluation of a nanofluid (CuO–H₂O) based low flux solar collector. *Int J Eng Res* 2013; 2: 108–12.
- [99] Ladjevardi S, Asnaghi A, Izadkhast P, Kashani A. Applicability of graphite nanofluids in direct solar energy absorption. *Solar Energy* 2013; 94: 327–34.
- [100] Hector A, Singh H. Development of a nano-heat transfer fluid carrying direct absorbing receiver for concentrating solar collectors. *Int J Low-Carbon Technol* 2013: 1–6.
- [101] Zhidong P, Innocent N, Minghui Z, YanminW, Huining H, Zhiyuan L. Thermal performance of simulated direct absorbing solar collector with magnetic nanofluid. *J Chin Ceram Soc* 2014; 42: 522–7.
- [102] Lee S, Kim H, Kim K, Jang S. Extinction coefficient of water-based multi-walled carbon nanotube nanofluids for application in direct-absorption solar collectors. *Micro Nano Lett* 2014; 9: 635–8.
- [103] Luo Z, Wang C, Wei W, Xiao G, Ni M. Performance improvement of a nanofluid solar collector based on direct absorption collection (DAC) concepts. *Int J Heat Mass Transf* 2014; 75: 262–71.
- [104] Filho E, Mendoza O, Beicker C, Menezes A, Wen D. Experimental investigation of a silver nanoparticle-based direct absorption solar thermal system. *Energy Convers Manag* 2014; 84: 261–7.
- [105] Parvin S, Nasrin R, Alim M. Heat transfer and entropy generation through nanofluid filled direct absorption solar collector. *Int J Heat Mass Transf* 2014; 71: 386–95.
-

-
- [106] Khullar V, Tyagi H. Application of nanofluids as the working fluid in concentrating parabolic solar collectors. In: Proceedings of the 37th national and 4th international conference on fluid mechanics and fluid power, Chennai, India; 2010: p. 1–9.
- [107] Khullar V, Tyagi H, Phelan P, Otanicar T, Singh H, Taylor R. Solar energy harvesting using nanofluids-based concentrating solar collector. *ASME J Nanotechnol Eng Med* 2012; 3: 031003.
- [108] De-Risi A, Milanese M, Laforgia D. Modelling and optimization of transparent parabolic trough collector based on gas-phase nanofluids. *Renew Energy*; vol.58: 134–139, 2013.
- [109] Sunil K, Kundan L, Sumeet, S. Performance evaluation of a nanofluid based parabolic solar collector – an experimental study. In: Proceedings of twelfth IRF international conference, Chennai, India; 2014: p. 29–35.
- [110] Ghasemi S, Ahangar G. Numerical analysis of performance of solar parabolic trough collector with Cu-water nanofluid. *Int J Nano Dimens* 2014; 5: 233–40.
- [111] Sokhansefat T, Kasaeian A, Kowsary F. Heat transfer enhancement in parabolic trough collector tube using Al₂O₃/synthetic oil nanofluid. *Renew Sustain Energy Rev* 2014; 33: 636–44.
- [112] Mwesigye A, Huan Z, Meyer J. Thermodynamic optimisation of the performance of a parabolic trough receiver using synthetic oil–Al₂O₃ nanofluid. *Appl Energy* 2015; 156: 398–412.
- [113] Kasaeian A, Daviran S, Azarian R, Rashidi A. Performance evaluation and nanofluid using capability study of a solar parabolic trough collector. *Energy Convers Manag* 2015; 89: 368–75.
- [114] Lu L, Liu Z, Xiao H. Thermal performance of an open thermosyphon using nanofluids for high-temperature evacuated tubular solar collectors Part 1: indoor experiment. *Solar Energy* 2011; 85: 379–87.
- [115] Moorthy M, Chui L, Sharma K, Anuar S. Performance evaluation of evacuated tube solar collector using water-based titanium oxide (TiO₂) nanofluid. *J Mech Eng Sci* 2012; 3: 301–10.
- [116] Chougule S, Pise A, Madane A. Performance of nanofluid-charged solar water heater by solar tracking system. In: Proceedings of the international conference on advances in engineering science and management (ICAESM), Nagapattinam, Tamil Nadu; 2012: p. 247–53.
- [117] Senthil Kumar R, Manimaran R, Ramadoss K, Shankar N. Experimental analysis of nano fluid-charged solar water heater by solar tracking system. *Arch Appl Sci Res* 2012; 4: 2582–90.
- [118] Chougule S, Sahu S, Pise A. Thermal performance of two phase thermosyphon on flat-plate solar collectors using nanofluid. *J Solar Energy Eng* 2013; 136: 1–5.
-

-
- [119] Liu Z, Hu R, Lu L, Zhao F, Xiao H. Thermal performance of an open thermosyphon using nanofluid for evacuated tubular high temperature air solar collector. *Energy Convers Manag* 2013; 73: 135–43.
- [120] Saravanan M, Karunakaran N. Experimental analysis of heat pipe with V-trough solar collector. *Int J Res Advent Technol* 2014: 13–7.
- [121] Aruna V, Channakaiah D, Murali G. A study on a flat plate type of solar water heater with an thermosyphon using different working fluid. *Singaporean J Sci Res* 2014; 6: 132–5.
- [122] Sardarabadi M, Passandideh-Fard M, Zeinali S. Heris. Experimental investigation of the effects of silica/water nanofluid on PV/T (photovoltaic thermal units). *Energy* 2014; 66: 264–72.
- [123] Karami N, Rahimi M (2014) Heat transfer enhancement in a hybrid microchannel-photovoltaic cell using Boehmite nanofluid. *Int Commun Heat Mass Transfer* 55:45–52.
- [124] Kabeel AE, El-Said EMS (2014) Applicability of flashing desalination technique for small scale needs using a novel integrated system coupled with nanofluid-based solar collector. *Desalination* 333: 10–22.
- [125] Kabeel AE, Omara ZM, Essa FA (2014) Enhancement of modified solar still integrated with external condenser using nanofluids: An experimental approach. *Energy Convers Manag* 78: 493–498.
- [126] Otanicar T, Golden J. Comparative environmental and economic analysis of conventional and nanofluid solar hot water technologies. *Environ Sci Tech* 2009; 43: 6082–7.
- [127] Natarajan E, Sathish R. Role of nanofluids in solar water heater. *Int J Adv Manuf Technol* 2009.
- [128] Polvongsri S, Kiatsiriroat, T. Enhancement of flat-plate solar collector thermal performance with silver nanofluid. In: *Proceedings of the second TSME international conference on mechanical engineering, Krabi, Thailand; 2011: p. 1–7.*
- [129] Yousefi T, Veysi F, Shojaeizadeh E, Zinadini S. An experimental investigation on the effect of Al₂O₃-H₂O nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors. *Renew Energy* 2012; 39: 293–8.
- [130] Yousefi T, Veysi F, Shojaeizadeh E, Zinadini S. An experimental investigation on the effect of MWCNT-H₂O nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors. *Exp Thermal Fluid Sci* 2012; 39: 207–12.
- [131] Yousefi T, Shojaeizadeh E, Veysi F, Zinadini S. An experimental investigation on the effect of pH variation of MWCNT-H₂O nanofluid on the efficiency of a flat-plate solar collector. *Solar Energy* 2012; 86: 771–9.
-

-
- [132] Mahian O, Kianifar A, Sahin A, Wongwises S. Entropy generation during Al_2O_3 /water nanofluid flow in a solar collector: effects of tube roughness, nanoparticle size, and different thermophysical models. *Int J Heat Mass Transf* 2014; 78: 64–75.
- [133] Mahian O, Kianifar A, Sahin A, Wongwises S. Performance analysis of a minichannel-based solar collector using different nanofluids. *Energy Convers Manag* 2014; 88: 129–38.
- [134] Mahian O, Kianifar A, Heris S, Wongwises S. First and second laws analysis of a minichannel-based solar collector using boehmite alumina nanofluids: effects of nanoparticle shape and tube materials. *Int J Heat Mass Transf* 2014; 78: 1166–76.
- [135] Tora E, Moustafa T. Numerical simulation of an Al_2O_3 - H_2O nanofluid as a heat transfer agent for a flat-plate solar collector. *Int J Sci Eng Res* 2013; 4: 762–73.
- [136] Nasrin R, Alim M. Finite element simulation of forced convection in a flat plate solar collector: influence of nanofluid with double nanoparticles. *J Appl Fluid Mech* 2014; 7: 543–56.
- [137] Ekramian E, Etemad S, Haghshenasfard M. Numerical investigations of heat transfer performance of nanofluids in a flat plate solar collector. *Int J Theor Appl Nanotechnol* 2014; 2: 30–9.
- [138] Kabeel A, El-Said E. Applicability of flashing desalination technique for small scale needs using a novel integrated system coupled with nanofluid-based solar collector. *Desalination* 2014; 333: 10–22.
- [139] Said Z, Sajid M, Alim M, Saidur R, Rahim N. Experimental investigation of the thermophysical properties of Al_2O_3 -nanofluid and its effect on a flat plate solar collector. *Int Commun Heat Mass Transf* 2013; 48: 99–107.
- [140] Polvongsri S, Kiatsiriroat T. Performance analysis of flat-plate solar collector having silver nanofluid as a working fluid. *Heat Transf Eng* 2014; 35: 1183–91.
- [141] Moghadam A, Farzane-Gord M, Sajadi M, Hoseyn-Zadeh M. Effects of CuO /water nanofluid on the efficiency of a flat-plate solar collector. *Exp Thermal Fluid Sci* 2014; 58: 9–14.
- [142] Zamzamian A, KeyanpourRad M, KianiNeyestani M, Jamal-Abad M. An experimental study on the effect of Cu -synthesized/ EG nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors. *Renew Energy* 2014; 71: 658–64.
- [143] Jamal-Abad M, Zamzamian A, Imani E, Mansouri M. Experimental study of the performance of a flat-plate collector using Cu -water nanofluid. *J Thermophys Heat Transf* 2013; 27: 756–60.
- [144] Faizal M, Saidur R, Mekhilef, S. Potential of size reduction of flat-plate solar collectors when applying MWCNT nanofluid. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci*, vol.16, pp.1–4, 2013.
-

-
- [145] Gangadevi R, Senthilraja S, Imam S. Efficiency analysis of flat plate solar collector using Al_2O_3 -water nanofluid. *Methods Enrich Power Energy Dev ((MEPED'13))*, pp.1–4, 2013.
- [146] Chaji H, Ajabshirchi Y, Esmaeilzadeh E, Heris S, Hedayatizadeh M, Kahani M. Experimental study on thermal efficiency of flat plate solar collector using TiO_2 /water nanofluid. *Modern Appl Sci* 2013; 7: 60–9.
- [147] Alim M, Abdin Z, Saidur R, Hepbasli A, Khairul M, Rahim N. Analyses of entropy generation and pressure drop for a conventional flat plate solar collector using different types of metal oxide nanofluids. *Energy Build* 2013; 66: 289–96.
- [148] Said Z, Saidur R, Rahim N, Alim M. Analyses of exergy efficiency and pumping power for a conventional flat plate solar collector using SWCNTs based nanofluid. *Energy Build*, vol.78, pp.1–9, 2014.
- [149] Tiwari A, Ghosh P, Sarkar J. Solar water heating using nanofluids – a comprehensive overview and environmental impact analysis. *Int J Emerg Technol Adv Eng* 2013; 3: 221–4.
- [150] Faizal M, Saidur R, Mekhilef S, Alim M. Energy, economic and environmental analysis of metal oxides nanofluid for flat-plate solar collector. *Energy Convers Manag* 2013; 76: 162–8.
- [151] Nasrin R, Alim M. Semi-empirical relation for forced convective analysis through a solar collector. *Solar Energy* 2014; 105: 455–67.
- [152] Shankar S, Manivannan A. Performance evaluation of solar water heater using nanofluid. *Int J Eng Res Appl* 2013; 3: 793–8.
-

Chapitre

IV

Etude numérique d'un capteur solaire plan en utilisant les nanofluides

Sommaire

IV.1	Introduction	110
IV.2	Formulation mathématique du problème	110
IV.2.1	Configuration du problème traité	110
IV.2.2	Équations de conservation régissant l'écoulement	112
IV.3	Modélisation numérique et procédure de résolution	115
IV.3.1	Principe de la méthode des volumes finis	116
IV.3.2	Discretisation de l'équation d'énergie	117
IV.3.3	Formulation généralisée de la variable ϕ	119
IV.3.4	Discretisation des équations de quantités de mouvement	130
IV.4	Procédure de résolution	132
IV.4.1	Algorithme SIMPLE	132
IV.4.2	Résolution du système d'équations	136
IV.4.3	Conditions aux limites et initiales	142
IV.5	Validation du code de calcul	143
IV.6	Interprétation et discussions des résultats	145
IV.6.1	Coefficient de la perte de charge	148
IV.6.2	Coefficient de transfert thermique (Le nombre de Nusselt)	149
IV.7	Conclusion	154
	Références du chapitre 4	155

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons une étude numérique du coefficient transfert thermique et de perte de charge à travers un capteur solaire plan. En remplaçant le fluide de base (Eau) par une nouvelle classe de fluide caloporteur (Nanofluide). Puis nous détaillerons nos résultats numériques d'échange de chaleur pour enfin comparer les coefficients d'échange de chaleur et de perte de charge obtenus par les deux types de fluides caloporteurs.

IV.2 Formulation mathématique du problème

L'échange de chaleur en convection forcée dans des géométries complexes trouve son importance dans de nombreuses applications pratiques et industrielles, telles que les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur, le refroidissement des turbomachines et des composants électroniques, des travaux considérables ont été effectués ces dernières années afin d'améliorer l'efficacité thermique de ces systèmes.

Dans cette partie on présente, le problème physique de la convection forcée à l'intérieur d'un capteur solaire plan suivi par la formulation mathématique des équations régissant l'écoulement, telles que la conservation de la masse (continuité), de quantité de mouvement (Navier-Stokes) et de l'énergie, ainsi que les conditions aux limites imposées.

IV.2.1 Configuration du problème traité

Le modèle physique considéré est schématisé sur la figure IV.1. Il s'agit d'une plaque absorbante et d'un tube absorbeur circulaire. La plaque absorbante est recouverte d'une plaque en verre. Les paramètres de conception et les paramètres géométriques fixes ont été pris de manière similaire à celle de Karanth et al [1, 2] comme indiqué dans le tableau IV.1, le transfert thermique en convection forcée et en régime laminaire d'un nanofluide à l'intérieur du tube absorbeur.

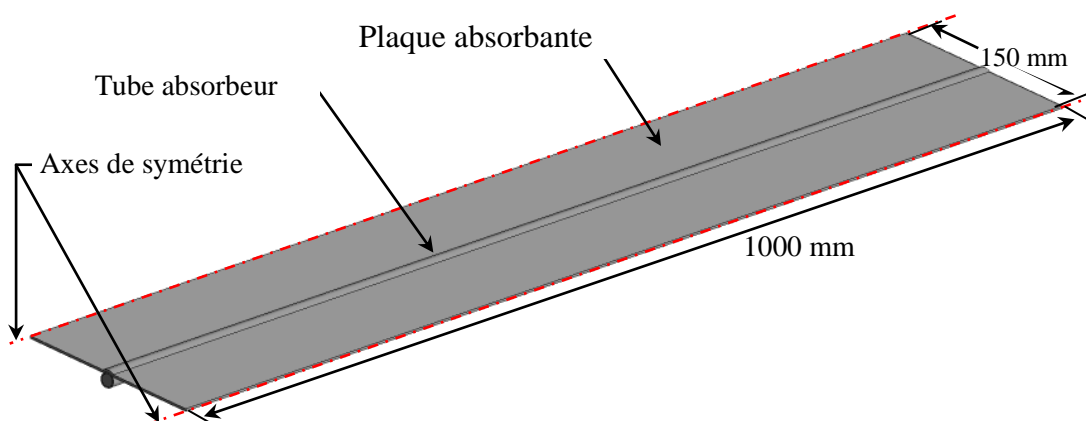


Fig. IV.1 La configuration géométrique du capteur solaire utilisé.

L'écoulement est considéré stationnaire et le fluide possède un profil uniforme de vitesse axiale V_0 et de température T_0 à l'entrée du tube. Pour les conditions aux limites, la paroi supérieure de la plaque absorbante on impose un flux de chaleur uniforme égale à 800 W/m^2 , et à l'entrée du tube absorbeur on considère des profils uniformes de vitesse axiale V_0 et de température T_0 du fluide. À l'interface entre la paroi intérieure du tube et le fluide, la condition de la paroi couplée a été imposée.

Tableau IV.1 : les paramètres de conception du capteur solaire.

	Plaque absorbante (mm)	Tube (mm)	plaque de verre (mm)	Vide à air (mm)
Longueur	1 000	1010	1000	1000
Largeur	150	-	150	150
diamètre	-	10	-	-
Épaisseur	2	1	5	5

Un certain nombre d'hypothèses simplificatrices nous sera utile dans la modélisation mathématique de notre problème, à savoir :

- ✓ Les nanofluides utilisés dans les cas pratiques des échanges de chaleur, et à cause de la taille fine des nanoparticules suspendues au sein du fluide de base, généralement inférieur à 100 nm , donc ces nanoparticules peuvent être fluidifiées facilement Xuan et Roetzel [3], et son comportement considéré comme un fluide.
- ✓ En négligeant le glissement entre les nanoparticules et le fluide de base, et en supposant que les conditions d'équilibres thermiques existent, alors le nanofluide peut être considéré comme un fluide conventionnel monophasique, ayant des propriétés thermo-physiques constantes Pak et Cho [4] et Xuan et Roetzel [3].
- ✓ Cette nouvelle classe des fluides porteurs est une extension du fluide conventionnel, où on peut appliquer la théorie classique développée pour les fluides monophasiques. Ainsi, toutes les équations de transport connues pour les fluides monophasiques peuvent être directement utilisées pour les nanofluides.
- ✓ Le nanofluide est un milieu continu et incompressible, le débit est stable et possède les caractéristiques de l'écoulement laminaire.

La quasi-totalité des études effectuées sur ces installations ont visé principalement la détermination des performances énergétiques. Ces études ont démontré la faisabilité et la rentabilité de tels types de fluide utilisé en comparaison avec d'autres types de fluides. Cependant, afin d'identifier les phénomènes de transports qui apparaissent dans certains

domaines industriels, la connaissance du comportement thermo-physique du mouvement des fluides serait toutefois nécessaire.

Dans la partie suivante, nous présentons les équations régissant les écoulements dans le cas générale (massique et dynamique, thermique pour un écoulement à travers la conduite cylindrique du capteur solaire). Pour traiter ce cas, nous allons établir ces équations pour le cas général puis les simplifier pour le cas qui nous intéresse, c'est à dire le cas d'un écoulement laminaire dans une conduite cylindrique. Ces équations mathématiques générales gouvernant l'écoulement, sont illustrées dans plusieurs ouvrages de mécanique des fluides et de transfert de chaleur Fletcher [5].

IV.2.2 Équations de conservation régissant l'écoulement

Le comportement du fluide est régi par système d'équation qui gouvernant le phénomène de convection forcée, tels que les lois générales de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, ces équations sont données ci-dessous dans le cas de l'écoulement d'un fluide newtonien incompressible, en fonction des variables primitives, c'est-à-dire les composantes du vecteur de vitesse et de la pression.

Les équations de transports sont développées sous leur forme instationnaire. Elles s'expriment comme suit :

IV.2.2.1 Equation de continuité

Elle est déduite du principe de la conservation de masse.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho V) = 0 \quad (1)$$

IV.2.2.2 Equation de la quantité de mouvement

D'après la deuxième loi fondamentale de la dynamique, l'équation de conservation de quantité de mouvement d'un fluide incompressible est :

$$\rho \frac{dV}{dt} = -\nabla P + \rho g + \mu \nabla^2 V \quad (2)$$

IV.2.2.3 Equation de l'énergie

$$\rho C_v \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \Phi \quad (3)$$

Avec

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (4)$$

Après l'application des hypothèses simplificatrices précédentes, les équations générales régissant l'écoulement du fluide (figure IV.1) à travers la conduite du capteur solaire, en considérant les conditions au limite. Ces équations rapportées à un système de coordonnées cylindriques (x, r, θ) sont données selon la description Eulérienne par :

➤ **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0 \quad (5)$$

➤ **Equation de la quantité de mouvement :**

Suivant la direction axiale :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right) \quad (6)$$

Suivant la direction radiale :

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{w^2}{r} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{v}{r^2} \right) \quad (7)$$

Suivant la direction tangentielle (swirl) :

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{vw}{r} \right) = \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w}{\partial r} \right) - \frac{w}{r^2} \right) \quad (8)$$

➤ **Equation de l'énergie :**

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) \quad (9)$$

Les équations précédentes peuvent être écrites sous la forme conservative suivante :

Pour le fluide de base :

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r v \phi)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_{\phi} \quad (10)$$

Pour le nanofluide :

$$\frac{\partial(\rho_{nf} u \phi)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_{nf} r v \phi)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi_{nf}} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_{\phi_{nf}} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_{\phi} \quad (11)$$

Où : ϕ est la variable générale.

Γ_{ϕ} Coefficient de la diffusivité.

S_{ϕ} Terme source.

Les expressions du coefficient de diffusion et du terme source S_{ϕ} sont indiquées dans le tableau IV.1. Les nombres adimensionnels calculés durant cette simulation sont :

$$Re = \frac{\rho_{nf} u_{in} D_h}{\mu_{nf}}$$

Le nombre de Reynolds :

$$Pe = \frac{\rho_{nf} C p_{nf} u_{in} D_h}{k_{nf}}$$

Le nombre de Peclet :

$$Pr = \frac{\mu_{nf} C p_{nf}}{k_{nf}}$$

Le nombre de Prandtl :

$$Nu = \frac{q D_h}{k_{nf} (T_p - T_{moy})}$$

Le nombre de Nusselt:

$$T_{moy} = \frac{\int_0^R 2\pi \rho_{nf} u C p_{nf} T r dr}{\rho_{nf} u_m C p_{nf} \pi R^2} = \frac{2}{u_m R^2} \int_0^R T(x, r) u(x, r) r dr$$

La température moyenne :

Tableau IV.2 : Expressions du coefficient de diffusion et du terme source

Equation	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
De continuité	1	0	0
Q-M suivant x	u	μ	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
Q-M suivant r	v	μ	$-\frac{\partial P}{\partial r} - \mu \frac{v}{r^2}$
Energie	T	$\frac{k}{c_p}$	0

Il est difficile de comparer les différentes études expérimentales sur les nanofluides car chacune a été menée pour des nanoparticules de tailles différentes et des préparations d'échantillons différentes. Or la taille des particules et la préparation des échantillons sont des facteurs déterminants qui influent fortement sur les résultats obtenus Das et col [6].

D'autres approches théoriques ont vu le jour pour tenter de comprendre l'origine et l'importance de cette augmentation de la conductivité thermique des nanofluides. Néanmoins aucune d'entre elles n'est parvenue à décrire convenablement tous les comportements obtenus expérimentalement.

IV.3 Modélisation numérique et procédure de résolution

Les équations du bilan régissant la convection forcée sont des équations aux dérivées partielles non linéaires, de type elliptiques et couplées. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues par l'utilisation des techniques numériques.

Plusieurs méthodes numériques sont disponibles dans la littérature, dont on peut citer à titre d'exemples :

- La méthode des différences finies (MDF).
- La méthode des éléments finis (MEF).
- La méthode des volumes finis (MVF).

Pour résoudre le système d'équations présenté dans le chapitre précédent, nous avons choisi la méthode des volumes finis développée par Patankar [7-8], qui a été utilisée avec succès par plusieurs auteurs Beyers Jet col [9], Maïga et col [10-11]. La méthode est basée sur une approche de type volume de contrôle. Elle est simple à comprendre et à interpréter physiquement compte tenu de son fondement. Sa qualité principale est la réduction des instabilités numériques des schémas aux grandes valeurs du nombre de Rayleigh [12]. Notre choix est porté sur la méthode des volumes fini grâce aux avantages qu'elle nous offre pour

notre étude tels que la stabilité, la convergence, et principalement elle assure la conservation de masse et de quantité de mouvement sur chaque volume de contrôle.

IV.3.1 Principe de la méthode des volumes finis

Dans son ensemble, la méthode des volumes finis consiste à définir à l'intérieur du domaine de calcul une grille de points appelés nœuds. Chaque nœud se trouve entouré par un volume élémentaire sur lequel on va intégrer les équations aux dérivées partielles (figure IV.2).

Pour deux points voisins, les volumes de contrôle respectifs doivent posséder un côté commun. Il s'ensuit que la réunion de tous les volumes de contrôle couvre l'ensemble du domaine de calcul. Cette propriété fondamentale va permettre la mise en évidence des propriétés de conservation des flux locaux et globaux.

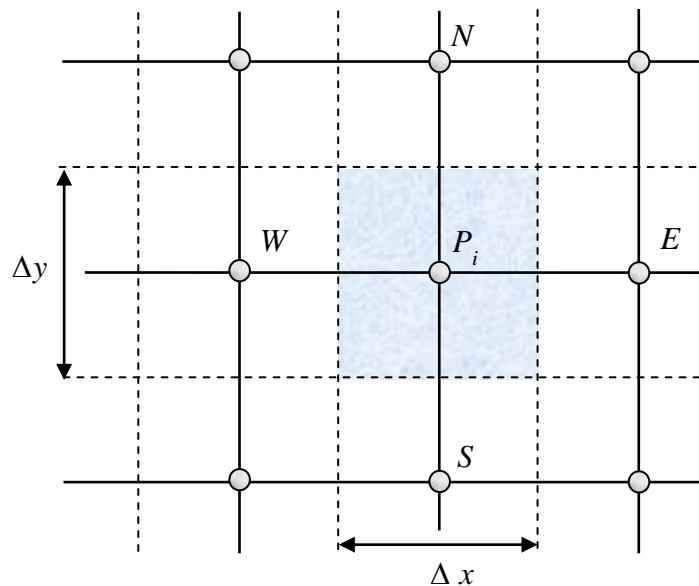


Fig. IV.2 Discrétisation d'un domaine en volumes élémentaires.

Il existe deux méthodes pratiques pour placer le réseau de points ou maillage et leurs volumes de contrôle associés :

- La première technique consiste à définir d'abord la grille de points, puis placer les faces des volumes à mi-distance de deux nœuds consécutifs (figure IV.3-a).
- Dans la seconde technique, on commence par la définition des volumes de contrôle, puis on place les nœuds associés aux centres des volumes (figure IV.3-b).

Ces deux techniques sont identiques dans le cas d'un maillage uniforme. Pour illustrer la méthode des volumes finis, nous allons l'appliquer au cas particulier de l'équation d'énergie, qui constitue l'exemple type d'une équation de transport diffusif.

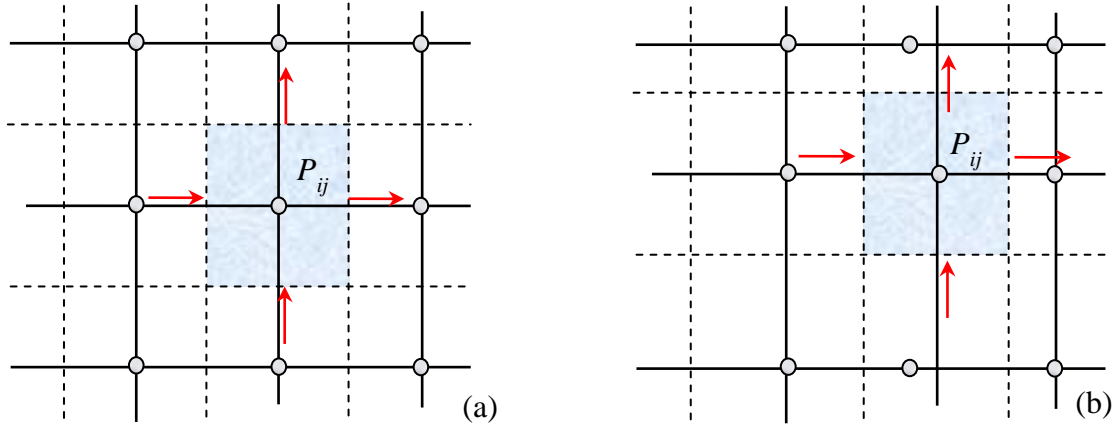


Fig. IV.3 La discrétisation d'un domaine pour un maillage : (a) non raffiné et (b) raffiné.

IV.3.2 Discrétisation de l'équation d'énergie

IV.3.2.1 Intégration des différents termes de l'équation

Pour le cas d'un écoulement axisymétrique ($y=r$), et en l'absence du terme source S_ϕ , l'équation réduite sous forme conservative (11) s'écrira sous la forme suivante (avec $T = \phi$) :

$$r \frac{\partial}{\partial x} \left[U\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial r} \left[rV\phi - r\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right] = 0 \quad (12)$$

Ou encore :

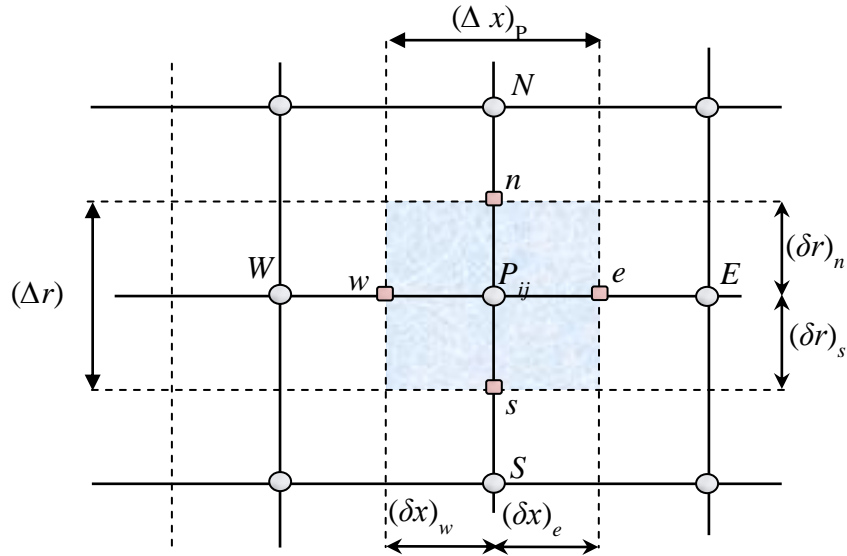
$$r \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_r}{\partial r} = 0 \quad (13)$$

Avec :

$$J_x = U\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad \text{et} \quad J_r = rV\phi - r\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r}$$

Intégrons l'équation (13) ci-dessus, à travers le volume de contrôle, décrit sur la figure IV.5 Soit :

$$\int_s^e \int_w^e r \frac{\partial}{\partial x} \left[U\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] dx dr + \int_s^e \int_w^e \frac{\partial}{\partial r} \left[rV\phi - r\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right] dx dr = 0 \quad (14)$$



○ : Nœud principal

◻ : Nœud secondaire

Fig. IV.5 Volume de contrôle à travers lequel se fait l'intégration.

Pour pouvoir intégrer cette équation, on doit faire les suppositions suivantes:

- A un instant donné, la température est uniforme à travers le volume de contrôle.
- Pour un x donné (valable aussi pour r donné), le flux est uniforme le long de la face correspondante.
- On considère un schéma complètement implicite en vue d'assurer une stabilité du schéma de progression dans le temps Patankar [7-8].

Après intégration, on aboutit à :

$$\int_s^n (J_{xe} - J_{xw}) r dr + \int_w^e (J_m - J_{rs}) dx = 0 \quad (15)$$

Soit :

$$[J_e - J_w] + [J_n - J_s] = 0 \quad (16)$$

Avec :

$$J_e = \int_s^n J_{xe} r dr = \left[U\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x} \right]_e \Delta r r_m$$

$$J_w = \int_s^n J_{xw} r dr = \left[U\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x} \right]_w \Delta r r_m$$

$$J_n = \int_w^e J_m dx = \left[rV\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial r} \right]_n \Delta x$$

$$J_s = \int_w^e J_{rs} dx = \left[rV\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial r} \right]_s \Delta x$$

$$r_m: \text{ rayon moyen } r_m = \frac{r_n + r_s}{2}$$

L'évolution des différents termes constituant l'équation (16) nécessite un certain nombre d'approximations de façon à former le système d'équations linéaires liant entre elles les valeurs de la variable ϕ aux points P_{ij} .

L'une des difficultés de cette évaluation réside dans le choix des profils adéquats exprimant l'évolution de ϕ entre les points du maillage. En un mot, la valeur de ϕ aux nœuds du réseau, est fonction du type d'approximation.

IV.3.3 Formulation généralisée de la variable ϕ

Soit J_r le flux total à travers le milieu séparant les deux nœuds (i) et (i+1) de la figure IV.6 :

$$J_r = rV\phi - r\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial r} \quad (17)$$

Si nous multiplions par $\frac{\delta r}{\Gamma_\phi}$, nous aurons :

$$\begin{aligned}
 J_r^* \times \frac{\delta r}{r \Gamma_\phi} &= \left[V\phi \frac{\delta r}{\Gamma_\phi} - \frac{\partial \phi}{\partial(r/\delta r)} \right] \\
 &= \left[Pe \cdot \phi - \frac{\partial \phi}{\partial(r/\delta r)} \right]
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

Où : $Pe = \frac{V\delta r}{\Gamma_\phi}$, désigne le nombre de Peclet.

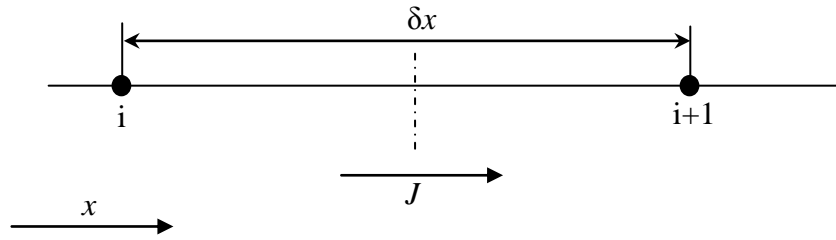


Fig. IV.6 Flux total J entre deux nœuds du maillage.

La valeur de ϕ à l'interface est la moyenne pondérée entre ϕ_i et ϕ_{i+1} , alors que le gradient $\frac{\partial \phi}{\partial(r/\delta r)}$ sera un multiple de $(\phi_{i+1} - \phi_i)$

J_r^* s'écrira alors sous la forme suivante :

$$J_r^* = Pe \left[\alpha \phi_i + (1 - \alpha) \phi_{i+1} \right] - \beta [\phi_{i+1} - \phi_i]
 \tag{19}$$

avec :

α : coefficient de pondération.

β : facteur multiplicatif.

L'équation (19) peut encore s'écrire sous la forme :

$$J_r^* = B\phi_i - A\phi_{i+1}
 \tag{20}$$

Le coefficient A est relié à la variable ϕ au nœud $(i+1)$, tandis que le coefficient B est relié à la variable ϕ au nœud (i) . Ces coefficients sont tous deux, fonction, du nombre de Peclet du moment que :

$$\begin{aligned} A &= (1-\alpha)Pe + \beta = A(Pe) \\ B &= \alpha.P + \beta = B(Pe) \end{aligned} \quad (21)$$

Propriétés de A et B :

Si $\phi_i = \phi_{i+1}$, le terme de diffusion s'annule, et le flux total est fonction seulement du flux de convection. Ainsi, on aura :

$$J_r^* = Pe \phi_i = Pe \phi_{i+1} \quad (22)$$

En combinant cette dernière équation avec l'équation (9), nous obtenons :

$$B = A + Pe \quad (23)$$

Un changement de sens de l'axe de coordonnée, en remplaçant Pe par $-Pe$ et alors que A et B changent mutuellement leur rôle. Nous devons avoir alors :

$$A(-Pe) = B(Pe) \quad \text{ou} \quad B(-Pe) = A(Pe) \quad (24)$$

Si nous considérons l'équation (24), pour des valeurs du nombre de Peclet négatives, nous pourrions écrire :

$$\begin{aligned} A(Pe) &= B(Pe) - Pe \\ &= A(-Pe) - Pe \\ &= A(|Pe|) - Pe \end{aligned} \quad (25)$$

Désignons par $\|a,b\|$, le maximum de a et b , alors, pour toutes les valeurs de Pe (positives ou négatives) $A(Pe)$ peut être écrit sous la forme compacte suivante :

$$A(Pe) = A(|Pe|) + \|-Pe, 0\| \quad (26)$$

De la même manière :

$$B(Pe) = A(|Pe|) + \|\| +Pe, 0\| \quad (27)$$

En combinant les équations (III-9) et (III-12) nous obtenons :

$$\begin{aligned} J^* - Pe \phi_i &= A(Pe)(\phi_i - \phi_{i+1}) \\ &= (A(|Pe|) + \|\| -Pe, 0\|)(\phi_i - \phi_{i+1}) \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} J^* - Pe \phi_{i+1} &= B(Pe)(\phi_i - \phi_{i+1}) \\ &= (A(|Pe|) + \|\| +Pe, 0\|)(\phi_i - \phi_{i+1}) \end{aligned}$$

En multipliant les équations précédentes par : $D = \Gamma_\phi \frac{r\Delta x}{\delta r}$, nous aboutirons alors à :

$$J - Pe D \phi_i = D(A(|Pe|) + \|\| -Pe, 0\|)(\phi_i - \phi_{i+1}) \quad (29)$$

$$J - Pe D \phi_{i+1} = D(A(|Pe|) + \|\| +Pe, 0\|)(\phi_i - \phi_{i+1})$$

Ainsi, nous pouvons évaluer les flux suivant la direction r relatifs à l'équation (16) :

$$J_n = D_n (A(|Pe_n|) + \|\| -Pe_n, 0\|)(\phi_P - \phi_N) - F_n \phi_P \quad (30.a)$$

$$J_s = D_s (A(|Pe_s|) + \|\| +Pe_s, 0\|)(\phi_S - \phi_P) - F_s \phi_P$$

De la même manière sont évalués les autres flux suivant la direction x :

$$J_e = D_e (A(|Pe_e|) + \|\| -Pe_e, 0\|)(\phi_P - \phi_E) - F_e \phi_P \quad (30.b)$$

$$J_w = D_w (A(|Pe_w|) + \|\| +Pe_w, 0\|)(\phi_W - \phi_P) - F_w \phi_P$$

Avec :

$$F_m = Pe_m D_m \quad (m = e, w, n, s) \quad (31)$$

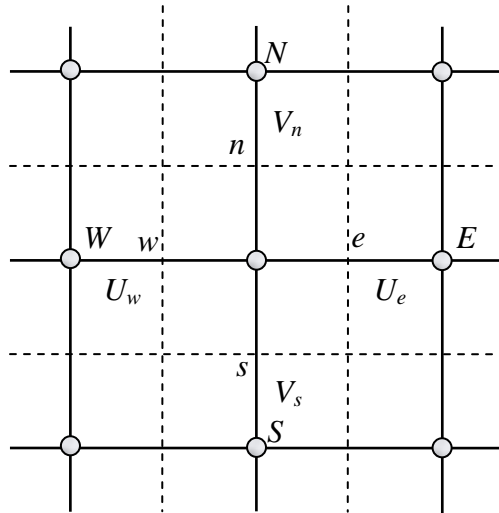


Fig. IV.7 Volume de contrôle relatif à l'équation de continuité.

En remplaçant ϕ par 1 et S_ϕ par 0 dans l'équation (11) on obtient l'équation de continuité. Son intégration sur le même volume de contrôle donne (voir figure IV.7) :

$$[F_e - F_w] + [F_n - F_s] = 0 \quad (32)$$

En multipliant l'équation (32), par ϕ_P , elle devient :

$$[F_e - F_w] \phi_P + [F_n - F_s] \phi_P = 0 \quad (33)$$

En remplaçant les différents termes constituant l'équation (16) par les expressions correspondantes et en soustrayant l'équation (33) de l'équation (16), nous obtenons l'équation suivante :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (34)$$

Ou encore :

$$a_P \phi_P = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (35)$$

Où : l'indice nb désigne un nœud voisin avec :

$$\begin{aligned}
a_E &= D_e A (|Pe|) + \|-F_e, 0\| \\
a_W &= D_w A (|Pe|) + \|\+F_w, 0\| \\
\\
a_N &= D_n A (|Pe|) + \|-F_n, 0\| \\
a_S &= D_s A (|Pe|) + \|\+F_s, 0\| \\
\\
a_P &= a_E + a_W + a_N + a_S
\end{aligned} \tag{36}$$

Les termes D_m ($m=e, w, s, n$) et F_m ($m=e, w, s, n$) sont donnés par :

$$\begin{aligned}
D_n &= \Gamma_{\phi n} \frac{r_n \Delta x}{(\delta r)_n}, & D_s &= \Gamma_{\phi s} \frac{r_s \Delta x}{(\delta r)_s} \\
D_e &= \Gamma_{\phi e} \frac{r_m \Delta r}{(\delta x)_e}, & D_w &= \Gamma_{\phi w} \frac{r_m \Delta r}{(\delta x)_w}
\end{aligned} \tag{37}$$

$$\begin{aligned}
F_n &= V_n r_n \Delta x, & F_s &= V_s r_s \Delta x \\
F_e &= U_e r_m \Delta r, & F_w &= U_w r_m \Delta r
\end{aligned} \tag{38}$$

Les termes Pe_m ($m=e, w, s, n$), rapport du transfert par convection au transfert par diffusion, ne sont autres que :

$$\begin{aligned}
Pe_n &= \frac{F_n}{D_n}, & Pe_s &= \frac{F_s}{D_s} \\
Pe_e &= \frac{F_e}{D_e}, & Pe_w &= \frac{F_w}{D_w}
\end{aligned} \tag{39}$$

Les coefficients a_M ($M=E, W, S, N$) représentent l'influence de la convection et de la diffusion aux différentes faces du volume de contrôle, en termes de débit massique F_m et de la conductance thermique D_m ($m=e, w, s, n$).

Après avoir donné la formulation généralisée de ϕ , intéressons-nous aux divers schémas représentant les termes de convection et de diffusion.

IV.3.3.1 Schéma centré

Supposons qu'entre deux points voisins de la discrétisation, la variation est linéaire. Si nous considérons en plus, le cas d'un maillage uniforme nous aurons alors :

$$\begin{aligned}\phi_n &= \frac{1}{2}(\phi_N + \phi_P), & \phi_s &= \frac{1}{2}(\phi_S + \phi_P) \\ \phi_e &= \frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P), & \phi_w &= \frac{1}{2}(\phi_W + \phi_P)\end{aligned}\quad (40)$$

Le flux sur l'interface « e » est alors donné par :

$$\begin{aligned}J_e &= F_e \frac{(\phi_E + \phi_P)}{2} - D_e (\phi_E - \phi_P) \\ &= D_e (1 - 0.5 Pe_e) (\phi_P - \phi_E) + F_e \phi_P \\ &= D_e (A(|Pe_e|) + \|-Pe_e, 0\|) (\phi_P - \phi_E) + F_e \phi_P\end{aligned}\quad (41.a)$$

Sur les autres interfaces les autres flux peuvent s'écrire de la même façon. On a alors :

$$\begin{aligned}J_w &= D_w (A(|Pe_w|) + \|\+Pe_w, 0\|) (\phi_W - \phi_P) + F_w \phi_P \\ J_n &= D_n (A(|Pe_n|) + \|-Pe_n, 0\|) (\phi_P - \phi_N) + F_n \phi_P \\ J_s &= D_s (A(|Pe_s|) + \|\+Pe_s, 0\|) (\phi_S - \phi_P) + F_s \phi_P\end{aligned}\quad (41.b)$$

Avec : $A(|Pe_m|)$ ($m=e, w, s, n$) une fonction du nombre de Peclet :

$$A(|Pe_m|) = 1 - 0.5|Pe_m| \quad (42)$$

En remplaçant les différents flux constituant l'équation (16) par leurs expressions correspondantes et en soustrayant l'équation (33) de (16) nous aboutirons, comme au paragraphe précédent, à l'équation (34) où les coefficients a_M ($M=E, W, S, N$) sont donnés par :

$$\begin{aligned}a_E &= D_e A(|Pe_e|) + \|-F_e, 0\| \\ a_W &= D_w A(|Pe_w|) + \|\+F_w, 0\| \\ a_N &= D_n A(|Pe_n|) + \|-F_n, 0\| \\ a_S &= D_s A(|Pe_s|) + \|\+F_s, 0\|\end{aligned}\quad (43)$$

Etant donné que le signe et la valeur des termes, F_m , dépendent de la vitesse, ces coefficients, a_M , peuvent être positifs ou négatifs. Il a été montré pour un problème monodimensionnel que la réalité physique des problèmes de transfert de chaleur exige que leurs valeurs soient positives ou nulles [5] c'est-à-dire que :

$$\left| \frac{F_m}{D_m} \right| < 2 \quad (44)$$

IV.3.3.2 Schéma décentré amont (Upwind)

Ce schéma a été introduit, pour la première fois, par Courant, Issacson & Rees [7]. Par rapport au schéma précédent, les termes de diffusions sont les mêmes, seul les termes de convection changent.

Suivant la direction $E \rightarrow W$, la valeur de ϕ à l'interface est déterminée comme suit :

$$\text{Pour : } F_e > 0 \quad (U_e > 0), \phi_e = \phi_p \quad \text{et } \phi_w = \phi_w \quad (45)$$

$$\text{Pour : } F_e < 0 \quad (U_e < 0), \phi_e = \phi_E \quad \text{et } \phi_w = \phi_p \quad (46)$$

En utilisant l'opérateur $\|-, -\|$ maximum, cette double condition peut être écrite sous une forme compacte :

$$\phi_e = \frac{\phi_p \| +F_e, 0 \| - \phi_E \| -F_e, 0 \|}{F_e} \quad (47.a)$$

$$\phi_w = \frac{\phi_w \| +F_w, 0 \| - \phi_p \| -F_w, 0 \|}{F_w} \quad (47.b)$$

Remarques

- Les valeurs de ϕ_n et ϕ_s sont définies de la même manière.
- Un examen des expressions (47.a) et (47.b) montre que, suivant le sens de l'écoulement dynamique, on ne tient compte que des effets de la maille juste en amont de l'interface. La maille en aval ne contribue pas au calcul des flux convectifs.

En suivant la même procédure qu'aux paragraphes précédents, nous aboutirons à l'équation (34) où les coefficients a_M ($M=E, W, S, N$) sont donnés par :

$$\begin{aligned}
a_E &= D_e (1 + \|-Pe_e, 0\|) \\
&= D_e + \|-F_e, 0\| \\
a_W &= D_e (1 + \|+Pe_e, 0\|) \\
&= D_w + \|\|+F_w, 0\| \\
a_N &= D_n + \|-F_n, 0\| \\
a_S &= D_s + \|\|+F_s, 0\|
\end{aligned} \tag{47}$$

IV.3.3.3 Schéma hybride

Ce schéma a été développé par Spalding [7] et constitue la combinaison des deux schémas précédents ; il se déduit de l'approximation centrée lorsque $Pe_m < 2$, mais il devient identique au schéma *upwind* lorsque $Pe_m > 2$. Les coefficients a_M ($M=E, W, S, N$) sont donnés par :

$$\begin{aligned}
a_E &= D_e (\|1 - 0.5|Pe_e|\| + \|-Pe_e, 0\|) \\
&= D_e A(|Pe_e|) + \|-F_e, 0\| \\
a_W &= D_w (\|1 - 0.5|Pe_w|\| + \|\|+Pe_w, 0\|) \\
&= D_w A(|Pe_w|) + \|\|+F_w, 0\| \\
a_N &= D_n A(|Pe_n|) + \|-F_n, 0\| \\
a_S &= D_s A(|Pe_s|) + \|\|+F_s, 0\|
\end{aligned} \tag{48}$$

IV.3.3.4 Schéma exponentiel

Ce schéma est basé sur une formulation présentée, en premier lieu, par Spalding et a été utilisé par *Raithby & Torrance* [7].

On a montré que la solution exacte de l'équation différentielle régissant le phénomène de convection-diffusion monodimensionnel stationnaire dans un domaine situé entre 0 et L [7] donnée par :

$$\frac{d}{dx}(U\phi) = \frac{d}{dx}\left(\Gamma_\phi \frac{d\phi}{dx}\right) \tag{49}$$

tel que pour: $x = 0$, $\phi = \phi_0$ et pour $x = L$, $\phi = \phi_L$

$$\frac{\phi - \phi_0}{\phi_L - \phi_0} = \frac{\exp\left(\frac{Pe \cdot x}{L}\right) - 1}{\exp(Pe) - 1} \tag{50}$$

En utilisant cette solution comme profil exprimant l'évolution de ϕ , entre deux nœuds voisins du domaine de la figure IV.7, les coefficients a_M ($M=E, W, S, N$) de l'équation discrétisée sont alors exprimés comme suit :

$$\begin{aligned}
 a_E &= \frac{F_e}{\exp(F_e / D_e) - 1} \\
 &= D_e A(|Pe_e|) + \|-F_e, 0\| \\
 a_W &= \frac{F_w \exp(F_w / D_w)}{\exp(F_w / D_w) - 1} \\
 &= D_w A(|Pe_w|) + \|+F_w, 0\| \\
 a_N &= D_n A(|Pe_n|) + \|-F_n, 0\| \\
 a_S &= D_s A(|Pe_s|) + \|+F_s, 0\|
 \end{aligned} \tag{51}$$

Avec : $A(|Pe_m|)$ ($m=e, w, s, n$) donné cette fois-ci par :

$$A(|Pe_m|) = \frac{|Pe|}{\exp(|Pe|) - 1} \tag{52}$$

Le schéma s'adapte mieux pour un écoulement monodimensionnel, par contre, son utilisation pour des écoulements bi et tridimensionnels n'est pas souhaitable, à cause du temps de calcul élevé dû à la présence du terme exponentiel [7-8].

IV.3.3.5 Schéma de la puissance

Pour pallier aux difficultés citées précédemment, on a utilisé le schéma d'approximation de la loi puissance qui semble être beaucoup plus consistant. Ce schéma s'avère très efficace puisqu'il approche beaucoup mieux la solution exacte et il est largement utilisé dans la littérature.

Il se définit comme suit :

$$\begin{aligned}
 a_E &= D_e \left\| 0, \left(1 - \frac{0.1|F_e|}{D_e} \right)^5 \right\| + \|-F_e, 0\| \\
 a_W &= D_w A(|Pe_w|) + \|+F_w, 0\| \\
 a_N &= D_n A(|Pe_n|) + \|-F_n, 0\| \\
 a_S &= D_s A(|Pe_s|) + \|+F_s, 0\|
 \end{aligned} \tag{53}$$

Avec : $A(|Pe_w|)$ donné par :

$$A(|Pe_m|) = \left\| 0, (1 - 0.5|Pe_m|)^5 \right\| \quad (54)$$

IV.3.3.6 Récapitulation

Dans le tableau (V.3) nous avons regroupé les expressions de la fonction $A(|Pe_w|)$ relatives aux différents schémas d'approximations. En examinant les variations données sur la figure IV.8 de ladite fonction, on remarque que tous les schémas, à l'exception des différences centrées, donnent des solutions physiquement acceptables. Cependant, il est possible de raffiner le maillage de sorte que Pe_m devienne assez petit (< 2) pour le schéma centré, ce qui permet d'obtenir des solutions raisonnables.

Tableau IV.3 : Les expressions de S_C et S_P relatives aux différentes équations

Equation	S_C	S_P
de continuité	0	0
de quantité de mouvement suivant x	$-\frac{\partial P}{\partial x}$	0
de quantité de mouvement suivant r	$-\frac{\partial P}{\partial r}$	$-\frac{1}{r^2} \Gamma_\phi$
De l'énergie	0	0

Pour l'intégration de \bar{S}_ϕ , on suppose qu'il est uniforme à travers le volume de contrôle :

$$\int_s^e \int_w^e (S_C + S_P \phi_P) r dr dx = (S_C + S_P \phi_P) \int_s^e \int_w^e r dr dx \quad (55)$$

$$= (S_C + S_P \phi_P) \Delta V_{ol}$$

Dans ce cas, l'équation (34) s'écrit :

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (56)$$

$$\text{Avec : } b = S_c \Delta V_{ol} \quad (57)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta V_{ol} \quad (58)$$

IV.3.4 Discrétisation des équations de quantités de mouvement

Le traitement des équations de quantité de mouvement est similaire à celui de l'équation d'énergie, la seule différence réside dans le choix de la grille. On montre que si on calcule les variables, u et v , sur la même grille utilisée pour le calcul des variables T , p etc.... on aboutira à une solution non réaliste [7-8].

Pour remédier à ce problème, on adopte un maillage « décalé » afin d'évaluer le champ de vitesse et dont les nœuds sont localisés sur les faces des volumes de contrôle de la grille principale (figure IV.8).

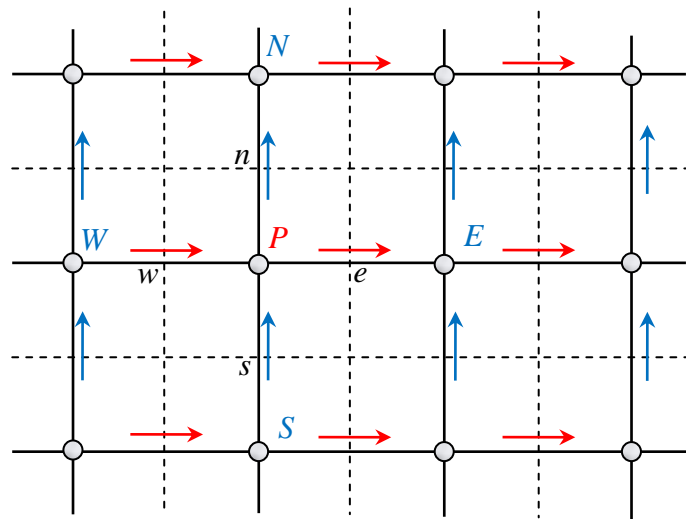
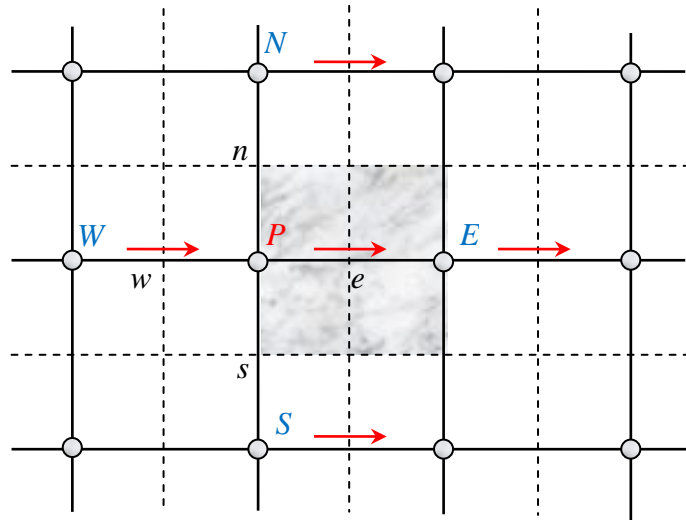
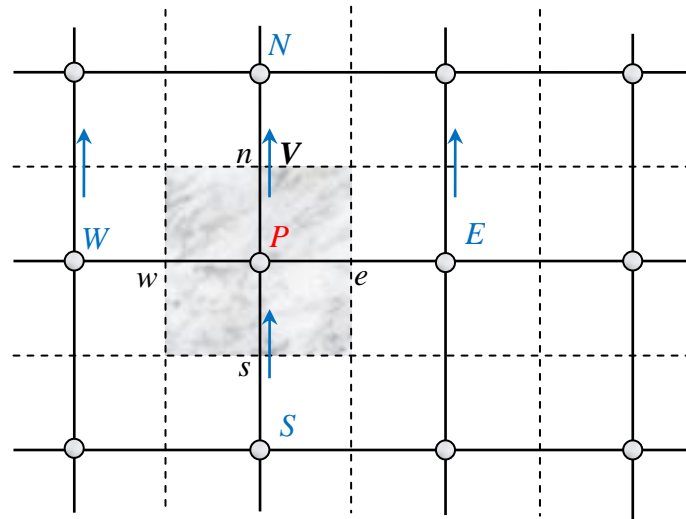


Fig. IV.8 Schéma d'un maillage décalé.

Chaque composante de la vitesse est décalée suivant sa propre direction (figure IV.9, V.10).


Fig. IV.9 Volumes de contrôle pour U.

Fig. IV.10 Volumes de contrôle pour V.

L'intégration des deux équations de quantités de mouvement suivant les axes, x et r , où ϕ dans l'équation (V-11) correspond aux variables U et V , entraîne le système d'équations suivant :

$$a_e U_e = \sum_{nb} a_{nb} U_{nb} + b + (P_P - P_E) A_e \quad (59)$$

$$a_n V_n = \sum_{nb} a_{nb} V_{nb} + b + (P_P - P_N) A_n \quad (60)$$

Avec :

$(P_p - P_E)A_e$: La force de pression agissant sur la face verticale du volume de contrôle de la composante de vitesse U .

$(P_p - P_N)A_n$: La force de pression agissant sur la face horizontale du volume de contrôle de la composante de vitesse V .

A_e et A_n : Surfaces sur lesquelles agissent ces forces.

IV.4 Procédure de résolution

De fait de la complexité du problème à étudier, il est nécessaire de mettre au point une solution itérative pour trois raisons :

- 1- chaque équation contient trois inconnues au moins.
- 2- les équations ne sont pas linéaires, avec des coefficients dépendants des variables inconnues (U, V, \dots).
- 3- les équations sont couplées vis-à-vis de (U, V) et aussi de la pression.

Ce paragraphe concerne la manière avec laquelle ces équations non-linéaires couplées sont résolues avec un algorithme pour déterminer la pression, algorithme SIMPLE Versteeg et Malalasekera [13]. Puisque les équations de quantité de mouvement sont couplées entre elles par l'intermédiaire du champ de pression (voir les équations (61) et (62)). Cette difficulté de couplage vitesse-pression vient de l'absence d'équations explicites qui gouvernent le champ de pression. Pour cette raison, on utilise des méthodes indirectes dont la plus répandue est relative à l'algorithme SIMPLE « *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations* ».

On se donne un champ de pression estimé de départ p^* ; on déduit un champ de vitesse correspondant V^* . Comme ce champ V^* peut ne pas satisfaire l'équation de continuité, la pression p^* nécessite ainsi d'être corrigée et par conséquent V^* , de manière à ce que l'équation de continuité soit satisfaite. Ceci étant l'objet de l'algorithme SIMPLE.

IV.4.1 Algorithme SIMPLE

En principe, les composantes des vecteurs vitesses peuvent être obtenues de la simple résolution des équations de mouvement correspondantes ; pourvu que le champ de pression soit prescrit ou fournit. Toutefois, non seulement le champ de pression est inconnu ; il n'y a pas d'équation explicite gouvernant la pression ; en contrepartie l'équation de continuité pose une condition de compatibilité entre U et V qui ne peut être satisfaite que si le champ de pression est correct. Donc une séquence de résolution doit être construite, qui permet une estimation du champ de pression, utilisé pour calculer les vitesses des équations de

mouvement, ensuite corrigé de sorte que les équations de mouvement et de continuité soient satisfaites simultanément. Ceci est l'objectif de l'algorithme SIMPLE (Semi Implicite Méthode for Pressure Linkd Equations).

IV.4.1.1 L'équation de correction de la vitesse

Soit P' la correction de pression, les composantes des corrections de U et V sont U' et V' . Ainsi, les champs corrigés de pression et de vitesse peuvent s'écrire comme suit :

$$P = P^* + P' \quad (61)$$

$$U = U^* + U' \quad (62)$$

$$V = V^* + V' \quad (63)$$

Ou les équations de mouvement s'écrivent comme suit :

$$\begin{aligned} a_e U_e &= \sum a_{nb} U_{nb} + b + (P_p - P_e) \Delta r \\ a_w U_w &= \sum a_{nb} U_{nb} + b + (P_w - P_p) \Delta r \\ a_n V_n &= \sum a_{nb} V_{nb} + b + (P_p - P_n) \Delta x \\ a_s V_s &= \sum a_{nb} V_{nb} + b + (P_s - P_p) \Delta x \end{aligned} \quad (64)$$

Pour un champ de vitesse \vec{V}^* résultant d'un champ de pression, P^* l'équation (66) s'écrit :

$$\begin{aligned} a_e U_e^* &= \sum a_{nb} U_{nb}^* + b + (P_p^* - P_e^*) \Delta r \\ a_w U_w^* &= \sum a_{nb} U_{nb}^* + b + (P_w^* - P_p^*) \Delta r \\ a_n V_n^* &= \sum a_{nb} V_{nb}^* + b + (P_p^* - P_n^*) \Delta x \\ a_s V_s^* &= \sum a_{nb} V_{nb}^* + b + (P_s^* - P_p^*) \Delta x \end{aligned} \quad (65)$$

En soustrayant l'équation (66) et (67), on aboutit à :

$$\begin{aligned} a_e U_e - a_e U_e^* &= \sum a_{nb} U_{nb} - \sum a_{nb} U_{nb}^* + (P_p - P_e) \Delta r - (P_p^* - P_e^*) \Delta r \\ a_w U_w - a_w U_w^* &= \sum a_{nb} U_{nb} - \sum a_{nb} U_{nb}^* + (P_w - P_p) \Delta r - (P_w^* - P_p^*) \Delta r \\ a_n V_n - a_n V_n^* &= \sum a_{nb} V_{nb} - \sum a_{nb} V_{nb}^* + (P_p - P_n) \Delta x - (P_p^* - P_n^*) \Delta x \\ a_s V_s - a_s V_s^* &= \sum a_{nb} V_{nb} - \sum a_{nb} V_{nb}^* + (P_s - P_p) \Delta x - (P_s^* - P_p^*) \Delta x \end{aligned} \quad (66)$$

En combinant avec les équations (63), (64) et (65), on aboutit à :

$$\begin{aligned}
a_e U'_e &= \sum a_{nb} U'_{nb} + (P'_p - P'_E) \Delta r \\
a_w U'_w &= \sum a_{nb} U'_{nb} + (P'_w - P'_p) \Delta r \\
a_n V'_n &= \sum a_{nb} V'_{nb} + (P'_p - P'_N) \Delta x \\
a_s V'_s &= \sum a_{nb} V'_{nb} + (P'_s - P'_p) \Delta x
\end{aligned} \tag{67}$$

Pour des raisons numériques on néglige le terme $\sum a_{nb} U'_{nb}$ (nb : indique voisin), l'équation (67) se réduit à :

$$\begin{aligned}
a_e U'_e &= (P'_p - P'_E) \Delta r \\
a_w U'_w &= (P'_w - P'_p) \Delta r \\
a_n V'_n &= (P'_p - P'_N) \Delta x \\
a_s V'_s &= (P'_s - P'_p) \Delta x
\end{aligned} \tag{68}$$

Si on pose le terme $d_{e,w} = \frac{\Delta r}{a_{e,w}}$ et $d_{n,s} = \frac{\Delta x}{a_{n,s}}$, les équations de correction des vitesses

seront :

$$\begin{aligned}
U'_e &= d_e (P'_p - P'_E) \\
U'_w &= d_w (P'_w - P'_p) \\
V'_n &= d_n (P'_p - P'_N) \\
V'_s &= d_s (P'_s - P'_p)
\end{aligned} \tag{69}$$

L'équation (71) s'appelle : *formulation de correction de la vitesse*. Ainsi, les équations de correction de, u et v, aux mailles, e , w , n et s , se réduisent à :

$$\begin{aligned}
U_e &= U_e^* + d_e (P'_p - P'_E) \\
U_w &= U_w^* + d_w (P'_w - P'_p) \\
V_n &= V_n^* + d_n (P'_p - P'_N) \\
V_s &= V_s^* + d_s (P'_s - P'_p)
\end{aligned} \tag{70}$$

IV.4.1.2 L'équation de correction de la pression

On considère l'équation de continuité (en remplaçant, ϕ par 1, et S_ϕ par 0 dans l'équation (11) que nous allons intégrer à travers le volume de contrôle représenté sur la figure IV.6.

Après intégration on obtient :

$$[(Ur)_e - (Ur)_w] \Delta x + [(Vr)_n - (Vr)_s] \Delta r \quad (71)$$

En remplaçant dans l'équation (73) les vitesses U_e , U_w , V_n et V_s par leurs expressions correspondantes établies au paragraphe précédent, on aboutit à l'équation de correction de la pression :

$$A_p P'_p = A_E P'_E + A_W P'_W + A_N P'_N + A_S P'_S + b \quad (72)$$

Avec :

$$A_E P'_E = d_e r_e \Delta x \quad (73)$$

$$A_W P'_W = d_w r_w \Delta x \quad (74)$$

$$A_N P'_N = d_n r_m \Delta r \quad (75)$$

$$A_S P'_S = d_s r_m \Delta r \quad (76)$$

$$b = [(U^* r)_e - (U^* r)_w] \Delta x + [(V^*)_n - (V^*)_s] r_m \Delta r \quad (77)$$

Remarque: En examinant l'équation (79), on trouve que le terme b dans l'équation de correction de la pression, n'est autre que l'équation de continuité discrétisée à un signe moins près. Ce terme représente la source massique produite par le champ de vitesse, \vec{V}^* et que les corrections successives de la pression doivent l'annuler. En d'autres mots, b , est un indicateur de la convergence.

IV.4.1.3 Séquence des opérations de l'algorithme SIMPLE

Après avoir présenté la méthode de discrétisation des différentes équations et le principe de base de l'algorithme SIMPLE, on peut résumer l'ensemble des séquences qui interviennent dans la résolution des équations mentionnées précédemment comme suit :

- 1° Etape : introduction des caractéristiques physiques et géométriques du domaine à étudier et construction de la grille décalée pour le champ de vitesse.
- 2° Etape : introduction d'un champ de pression, P^* , estimée de départ.
- 3° Etape : calcul du champ de vitesse \vec{V}^* , en résolvant les équations de quantités de mouvement (V-67).
- 4° Etape : Résolution de l'équation de correction de la pression (Equation (V-74)).
- 5° Etape : Calcul du champ de pression corrigé, P , en additionnant, P' et P^* , (Equation (V-63)).
- 6° Etape : Calcul du champ de vitesse corrigé \vec{V}' , en utilisant la correction de pression, p' , (Equations (V-72)).
- 7° Etape : Résolution des équations discrétisées pour les autres variables (température...) si elles influencent le champ de l'écoulement par l'intermédiaire des termes sources, des propriétés physiques du fluide etc.... (si par contre elles n'ont aucune influence sur l'écoulement, il est préférable de les calculer après que la convergence est atteinte).
- 8° Etape : prendre la pression, P , comme étant un nouvelle variable, P^* , et reprendre l'exécution à l'étape 3 tout en répétant toute la procédure jusqu'à ce que la convergence soit atteinte.

IV.4.2 Résolution du système d'équations

Il existe plusieurs méthodes de résolution des systèmes d'équations algébriques essentiellement les méthodes directes et les méthodes itératives.

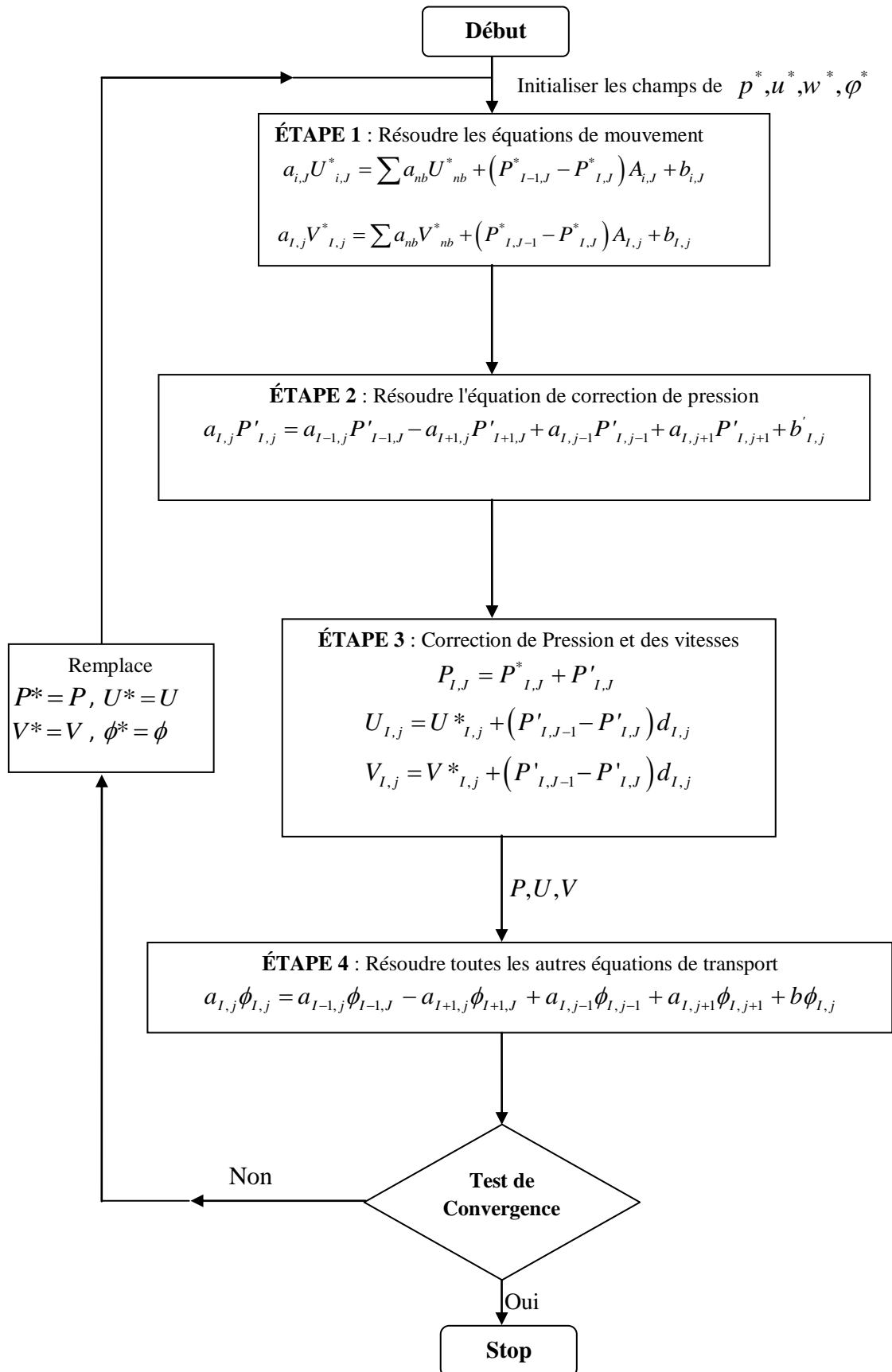
A partir de la discrétisation de l'équation générale de transport, nous avons obtenu un système d'équations algébrique ; avec des coefficients qui dépendent de la variable, donc sa résolution demande une méthode numérique itérative, mais vu que cette résolution reste difficile à réaliser, on utilise une méthode Semi-Itérative (balayage ligne par ligne).

Le système d'équations algébriques linéaires doit être résolu, à l'aide de deux familles des techniques de solution pour des équations algébriques linéaires.

IV.4.2.1 Méthodes directes

- Inversion de la matrice par la méthode de Cramer et élimination de Gauss.
- Le stockage simultané de tous les coefficients de N^2 de l'ensemble d'équations de N inconnus demande un grand espace de mémoire dans l'ordinateur.

IV.4.2.2 Méthodes indirectes ou itératives

**Fig. IV.11** L'Algorithme SIMPLE.

L'exemple de ces méthodes itératives est la méthode de Jacobi et la méthode de Gauss-Seidl qui suivent les étapes:

- L'application répétée d'un algorithme relativement simple mène à la convergence de certains nombre de répétitions.
- Seulement des coefficients différents de zéro des équations doivent être stockés dans la mémoire à tores.
- Puisque les systèmes ont souvent jusqu'à 100000 ou 1 millions d'équations, les méthodes itératives sont généralement beaucoup plus économiques que les méthodes directes.

Le système d'équations (34), obtenu après discrétisation de l'équation (11), est non linéaire. Pour le résoudre, on fait appel à des méthodes itératives où les coefficients des équations sont considérés comme connus à chaque itération. Parmi ces méthodes itératives, on distingue la résolution ligne par ligne.

Présentation de la méthode

A l'itération $k+1$, le système (34) peut s'écrire :

$$a_P \phi_P^{(k+1)} - a_W \phi_W^{(k+1)} - a_E \phi_E^{(k+1)} = a_S \phi_S^{(k)} + a_N \phi_N^{(k)} + b \quad (78)$$

$\phi^{(k)}$ désigne des valeurs connues à l'itération précédente. Cette équation ne contient que trois inconnues $\phi_P^{(k+1)}$, $\phi_E^{(k+1)}$ et $\phi_W^{(k+1)}$. On peut ainsi former une équation sur chaque nœud suivant la direction $E \rightarrow W$.

En utilisant la notation indicielle, cette équation aura la forme suivante :

$$\alpha_i \phi_i^{(k+1)} + \beta_i \phi_{i-1}^{(k+1)} + \gamma_i \phi_{i+1}^{(k+1)} = \lambda_i \quad (79)$$

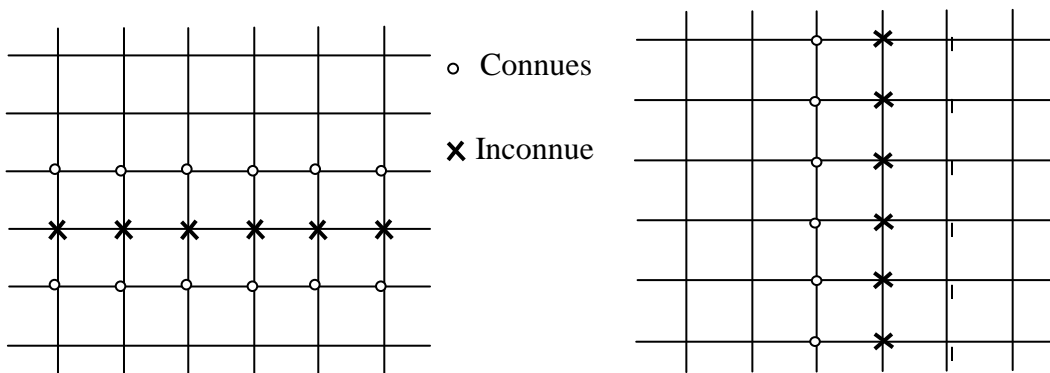
Avec :

$$\begin{aligned} \alpha_i &= a_P \\ \beta_i &= -a_W \\ \gamma_i &= -a_E \\ \lambda_i &= a_S \phi_S^{(k)} + a_N \phi_N^{(k)} + b \end{aligned}$$

L'ensemble de ces équations constitue un système d'équations dont la matrice des coefficients est tri-diagonale :

$$\begin{bmatrix} \beta_1 & \gamma_1 & & & & \\ & \alpha_2 & \beta_2 & \gamma_2 & & \\ & & \cdot & \cdot & \cdot & \\ & & & \alpha_i & \beta_i & \gamma_i \\ & & & & \cdot & \cdot \\ & & & & & \beta_n & \gamma_n \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \cdot \\ \phi_i \\ \cdot \\ \phi_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \cdot \\ \lambda_i \\ \cdot \\ \lambda_n \end{bmatrix} \quad (80)$$

Où : n , désigne le nombre d'équations (nombre de nœuds dans une direction donnée). Le système ainsi obtenu va être résolu par l'algorithme **T.D.M.A** de Thomas (*Tri Diagonal Matrix Algorithm*) donné en [ANNEXE C](#). Une fois les valeurs de ϕ , sur une ligne de la direction x , sont déterminées, on passe à la ligne suivante en appliquant la même procédure, tout en considérant les variables suivant l'autre direction (direction r) constantes. Le même cheminement est utilisé pour les autres variables dépendantes.



(a) : Procédé d'avancement vertical

(b) : Procédé d'avancement horizontal

Fig. IV.12 Modes d'avancement dans la méthode ligne par ligne.

On obtient donc, au bout de chaque itération complète, les valeurs approchées de toutes les variables dépendantes.

IV.4.2.3 Technique de sous-relaxation

Parmi les méthodes de résolution des systèmes d'équations, on distingue les méthodes itératives. Ces dernières sont généralement plus utilisées pour :

- Des systèmes de grande taille.
- Des systèmes dont les équations algébriques sont à caractère non linéaire et couplé.

Dans cette catégorie de méthodes, on utilise la technique de relaxation pour contrôler la convergence du processus itératif (ralentir ou accélérer la convergence). Elle se présente comme suit :

Soit l'équation discrétisée de la variable ϕ

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (81)$$

Ou encore :
$$\phi_p = \frac{\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b}{a_p}$$

A l'itération $(k+1)$, on peut écrire :

$$\phi_p^{k+1} = \phi_p^k + \left[\frac{\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb}^{k+1} + b}{a_p} - \phi_p^k \right] \quad (82)$$

La quantité, entre crochets, dans l'équation (84) représente la variation de ϕ produite par une itération courante ou tout simplement le résidu.

La technique de relaxation a pour but de diminuer les résidus d'une première approximation puisque ces résidus sont nuls pour la solution exacte, ce qui revient à introduire un facteur de relaxation α_ϕ :

$$\phi_p^{k+1} = \phi_p^k + \alpha_\phi \left[\frac{\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb}^{k+1} + b}{a_p} - \phi_p^k \right] \quad (83)$$

Ou bien :

$$\frac{a_p}{\alpha_\phi} \phi_p^{k+1} = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb}^{k+1} + b + \frac{a_p}{\alpha_\phi} (1 - \alpha_\phi) \phi_p^k \quad (84)$$

En pratique, α_ϕ est défini tel que : $0 < \alpha_\phi < 2$

Si : $2 > \alpha_\phi$, le processus diverge souvent.

Deux cas sont généralement rencontrés :

1°. $1 < \alpha_\phi < 2$: on est en présence d'une sur-relaxation. Cette valeur de α_ϕ est utilisée pour accélérer la convergence d'un processus itératif déjà convergent (figure suivante) [8].

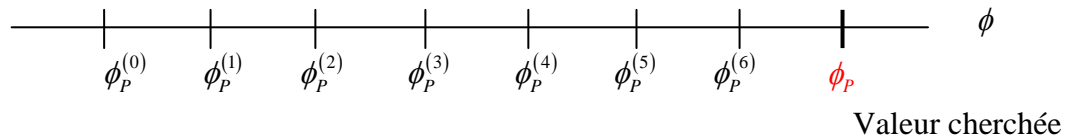


Fig. IV.13 Evolution possible des $\phi_P^{(k)}$ dans un processus convergent ; nécessité d'une sur-relaxation.

2°. $0 < \alpha_\phi < 1$: il s'agit d'une sous-relaxation. Dans ce cas, la valeur de α_ϕ permet souvent de faire converger un processus divergent ou encore de diminuer les variations des variables dépendantes d'une itération à l'autre (figure suivante) [8].

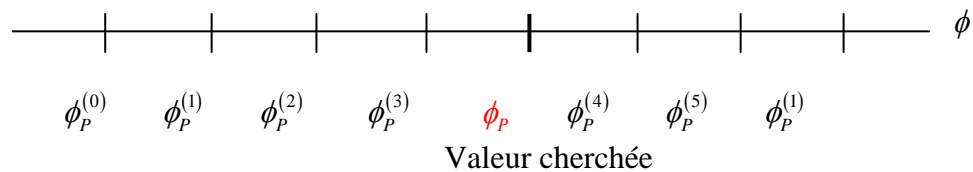


Fig. IV.14 Evolution possible des $\phi_P^{(k)}$ dans un processus divergent ; nécessité d'une sous-relaxation.

La technique de sous-relaxation est très conseillée pour les problèmes non linéaires afin d'éviter la divergence. Dans notre cas, les variables, U , V et T , sont sous-relaxées tels que donné par l'équation (84). Par contre, la pression est sous-relaxée comme suit :

$$P = P^* + \alpha_\phi P' \quad (85)$$

IV.4.2.4 Critère de convergence

On dit qu'un processus itératif a atteint la convergence c'est-à-dire se rapprocher au mieux de la solution stable du système d'équations en un nombre optimal d'itérations, lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucun changement significatif dans les valeurs des variables dépendantes ϕ . Pratiquement, on exprime cette convergence par un test d'arrêt du processus itératif appelé aussi 'critère de convergence' qui dépend de la nature du problème et des objets du calcul. Un critère approprié est celui qui porte sur les résidus de quantité de mouvement, de masse et la température. Ces résidus sont définis par :

$$R\phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_P \phi_P$$

$$\phi = U, V, T$$

Evidemment, quand l'équation discrétisée est satisfaite, $R\phi$ tendra vers zéro. Mathématiquement, cela se traduit par l'inégalité suivante :

$$\sum_{\Omega} R\phi < \varepsilon_{\phi}$$

Avec :

Ω : domaine de calcul

ε_{ϕ} : valeur petite caractérisant l'erreur sur la solution obtenue.

IV.4.3 Conditions aux limites et initiales

IV.4.3.1 Conditions aux limites

Une essentielle exigence de la procédure de résolution d'un écoulement elliptique est que les conditions aux limites doivent être spécifiées le long du domaine d'écoulement pour chaque propriété physique gouvernée par une équation différentielle. Notre domaine est limité par deux types de frontières comme il est indiqué sur la figure IV.1. On a choisi l'eau comme fluide d'écoulement.

IV.4.3.2 Conditions initiales

Le domaine étudié se compose d'une plaque absorbante et d'un tube absorbeur circulaire. La plaque absorbante est recouverte d'une plaque en verre. Les paramètres de conception et les paramètres géométriques fixes ont été pris de manière similaire à celle de Karanth et al [1, 2], comme indiqué dans le tableau IV.4, le transfert thermique de l'écoulement forcé en régime laminaire d'un nanofluide à l'intérieur du tube absorbeur. L'écoulement est considéré stationnaire et le fluide possède un profil uniforme de vitesse axiale V_0 et de température T_0 à l'entrée du tube. Toutes les propriétés du fluide ont des valeurs initiales (ρ, μ, T). On doit citer ces conditions comme suit:

- La température $T_o = 300$ K.
- La masse volumique $\rho = 998.2 \text{ Kg/m}^3$ (celle de l'eau).
- La viscosité dynamique $\mu_o = 1.10^{-3}$ poiseuilles (celle de l'eau).

IV.4.3.2.1 Conditions à l'entrée

Nombre de Reynolds : il est donné pour calculer la vitesse axiale initiale U , cette dernière est liée au nombre de Reynolds par la relation mathématique suivante :

$$U = \frac{\text{Re} \mu}{\rho D}$$

Et pour avoir un écoulement laminaire, on va choisir Re inférieur ou égal à 2000, et la température $T_e = 300$ k.

IV.4.3.2 Conditions aux parois

On suppose qu'il n'aura aucune perte d'énergie (la chaleur) à travers toutes les parois (voir figure IV.1).

- 1- Un flux de chaleur imposé sur la surface supérieure, $q = 800$ W/m².
- 2- Les autres parois sont adiabatiques $\frac{\partial V}{\partial r} = 0$.

Tableau IV.4: Les conditions aux limites pour U, V et T

La condition	Entree	Paroi supérieure	Autre Paroi
Pour la vitesse axiale U	$U_0 = \frac{Re \mu}{\rho D}$	$U = 0$	$U = 0$
Pour la vitesse radiale V	$V = 0$	$V = 0$	$V = 0$
Pour la température T	$T = 300$ °k	$q = 800$ W/m ²	$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$

IV.5 Validation du code de calcul

Nous nous proposons d'exposer dans cette partie la validation du code de calcul utilisé pour résoudre les équations de Navier-Stokes.

Les calculs ont été réalisés dans le cas d'un capteur solaire plan présenté sur la figure IV.1. Pour résoudre le système d'équations présenté précédemment, le domaine de calcul a été maillé par la méthode des volumes finis [7] qui a été utilisée avec succès par plusieurs auteurs [10-11], où le schéma numérique d'upwind de deuxième ordre a été employé pour calculer les flux combinés de convection et de diffusion de la chaleur et également de la quantité de mouvement.

Pour assurer l'exactitude et la cohérence des résultats numériques, plusieurs maillages ont été testés de manière approfondie (figure IV.15), le modèle numérique a été extensivement testé pour un certain nombre de cas simulés en convection forcée en régime laminaire comme l'indique la figure IV.16.

Les résultats obtenus ont montré que le maillage non uniforme $40 \times 60 \times 500$, respectivement suivant la direction radiale, circumférentielle et axiale avec raffinement de maillage auprès de la paroi du tube et dans la région d'entrée, s'est avéré approprié pour ce problème. Comme conditions initiales, on a utilisé les champs de vitesse et de température correspondant au fluide de base ($\varphi = 0$), la convergence a été obtenue pour des résidus aussi bas que 10^{-6} pour les équations de conservation.

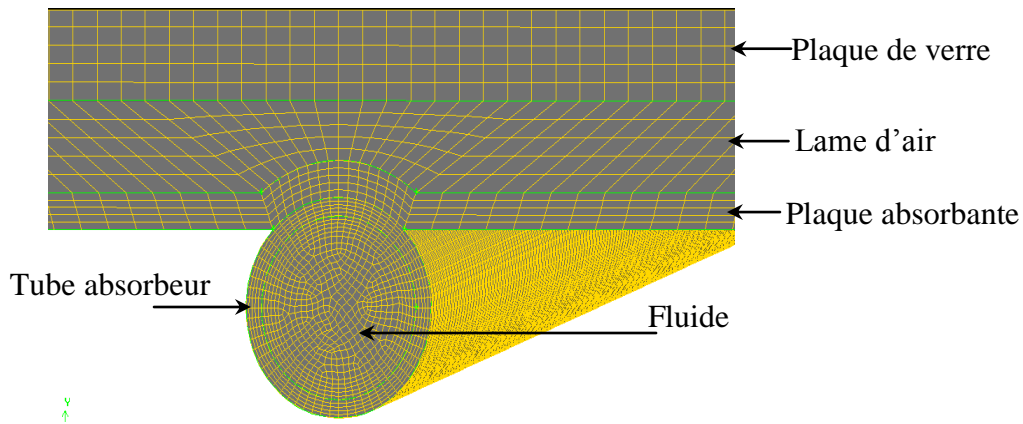


Fig. IV.15 Le maillage du domaine de calcul.

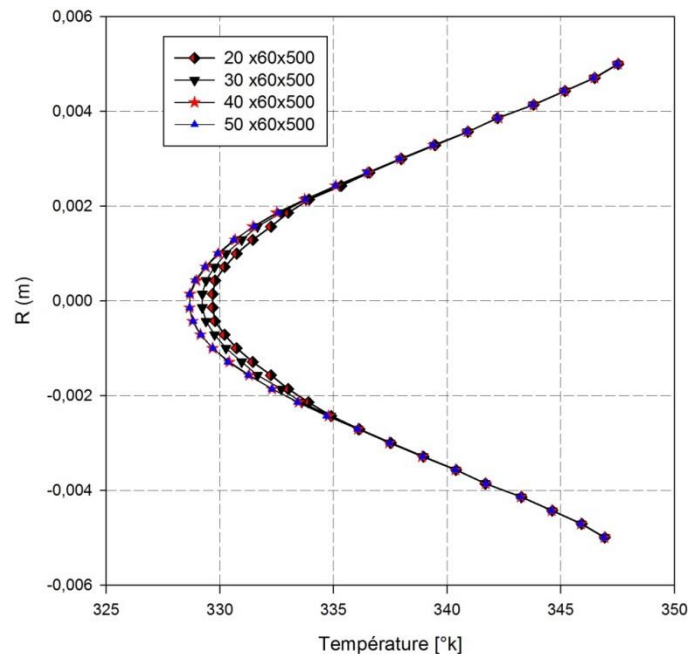


Fig. IV.16 Les Courbes de validation du maillage pour l'évolution de la température de sortie.

La configuration présentée sur la figure IV.1 a fait l'objet des travaux de recherches de Karanth et coll et [1] Tagliafico et coll [14]. Les résultats numériques de ces auteurs constituent un excellent test pour la validation de notre modèle numérique. En comparant les résultats obtenus pour la température du fluide caloporteur en variant la vitesse axiale V_z aux

données numériques obtenues par Karanth et coll. [1] et Tagliafico et coll [14]. La figure IV.17 montre une très bonne concordance entre nos résultats numériques avec ceux de la littérature, et le modèle numérique a été validé avec succès.

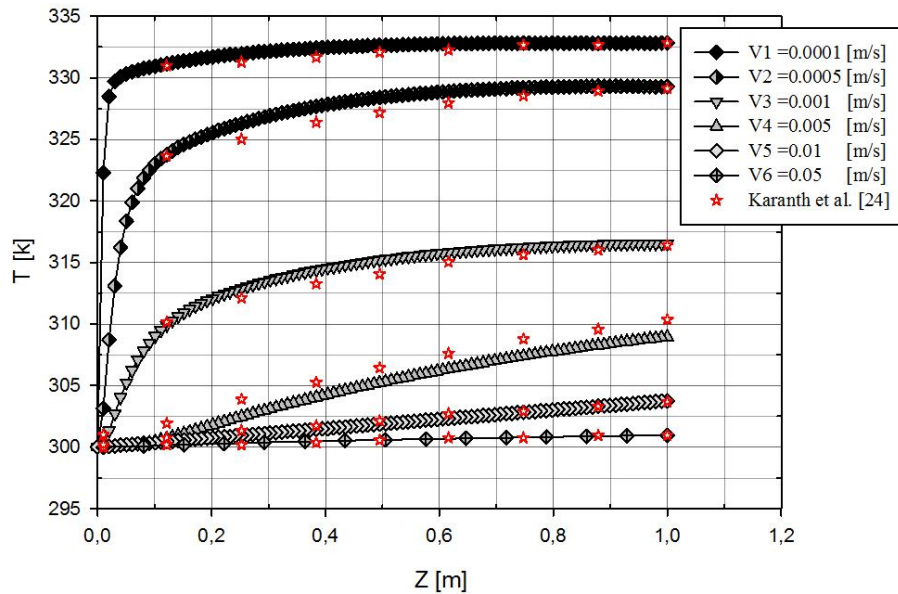


Fig. IV.17 évolution de la température du fluide pour les différents vitesses d'entré, et la comparaison de nos résultats avec ceux de Karanth et col [1].

IV.6 Interprétation et discussions des résultats

Nous présentons dans cette partie, les résultats de la simulation de l'écoulement laminaire obtenus pour les différentes concentrations de nanoparticules (1%, 3%, 5%, 10%) en faisant varier le nombre de Reynolds dans une plage de valeurs comprise entre 25 à 900, concernant le coefficient de perte de charge et le nombre de Nusselt.

Les figures V.18 et V.19 présentent la distribution de la température sur la surface supérieure de la plaque absorbante du capteur T_{sp} . On retrouve une influence importante de la vitesse d'écoulement, qui est apparue clairement pour les deux dernières vitesses 0.01 et 0.05 m/s. L'intervalle des valeurs de T_{sp} les plus petites (+1.67 k) pour une vitesse d'écoulement de 0.01 m/s (figure IV-19.c), et d'environ +16.75 k pour une vitesse d'écoulement de 0.001 m/s (figure IV.18.a).

Par ailleurs, et pour évaluer de façon quantitative l'apport de ces nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 et TiO_2) dans le fluide de base (eau pure) en termes thermo-hydraulique, nous avons calculé les taux d'améliorations relatifs au nombre de Nusselt et le coefficient de perte de charge pour chaque nanofluide selon les formules suivantes:

$$\lambda(\%) = \frac{\lambda_{nf} - \lambda_{eau}}{\lambda_{eau}} \times 100 \quad (86)$$

$$Nu(\%) = \frac{Nu_{nf} - Nu_{eau}}{Nu_{eau}} \times 100 \quad (87)$$

Les résultats obtenus dans ce chapitre seront interprétés et discutés en termes de coefficient de perte de charge et du nombre de Nusselt pour les quatre nanofluides.

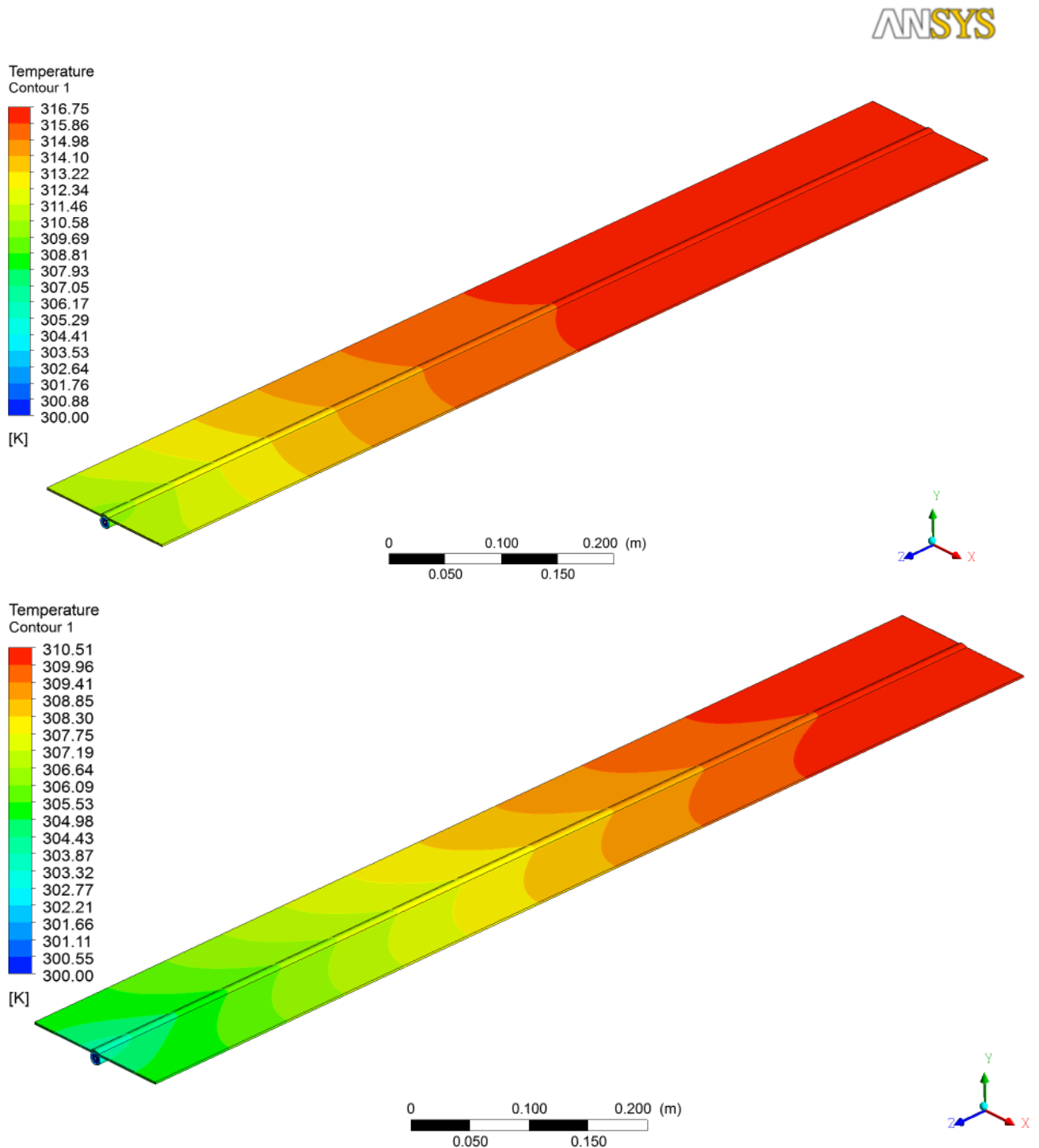


Fig. IV.18 La distribution de la température sur la surface supérieure de la plaque absorbante du capteur solaire pour une vitesse d'écoulement : (a) 0.001m/s, (b) 0.005m/s.

Dans les études thermodynamiques des installations énergétiques, les quantités thermo-physiques les plus intéressantes sont le coefficient de friction (C_f) et le nombre de Nusselt local (Nu).

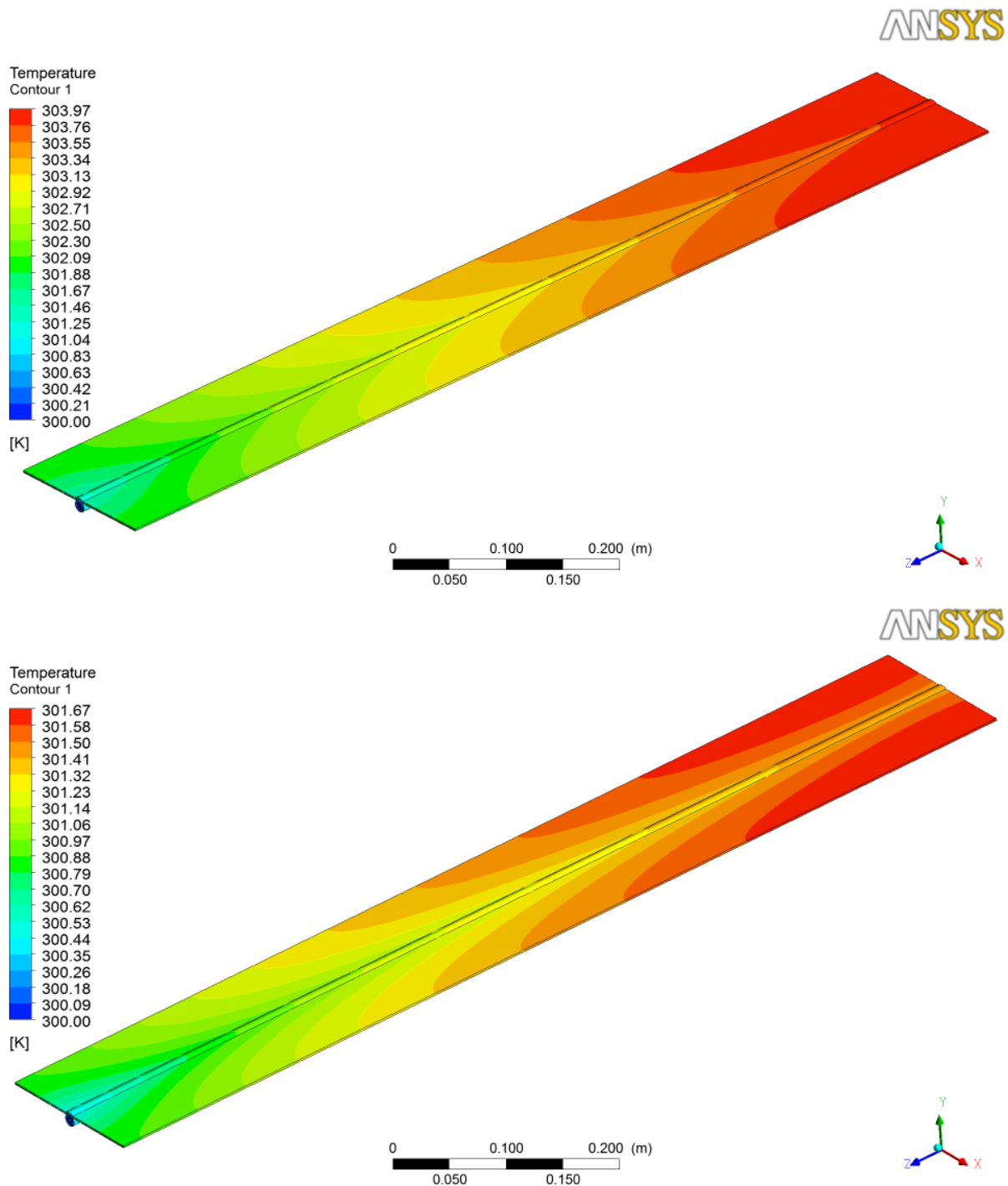


Fig. IV.19 La distribution de la température sur la surface supérieure de la plaque absorbante du capteur solaire pour une vitesse d'écoulement : (a) 0.01 m/s, (b) 0.05 m/s.

IV.6.1 Coefficient de la perte de charge

Le coefficient de friction dans le cas d'écoulement laminaire entièrement développé dans une conduite circulaire est donné par :

$$\lambda = \tau_s \frac{\rho u_m^2}{2} \tag{90}$$

Où τ_s est la contrainte de cisaillement locale et u_m la vitesse moyenne donnée par

$$u_m = \frac{\int_0^R \rho u 2\pi r dr}{\int_0^R \rho 2\pi r dr} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u r dr \tag{91}$$

Les figures V.20, V.21 représentent la variation du coefficient de friction (perte de charge) en fonction de la concentration volumique des nanoparticules « ϕ » et le nombre de Reynolds « Re ».

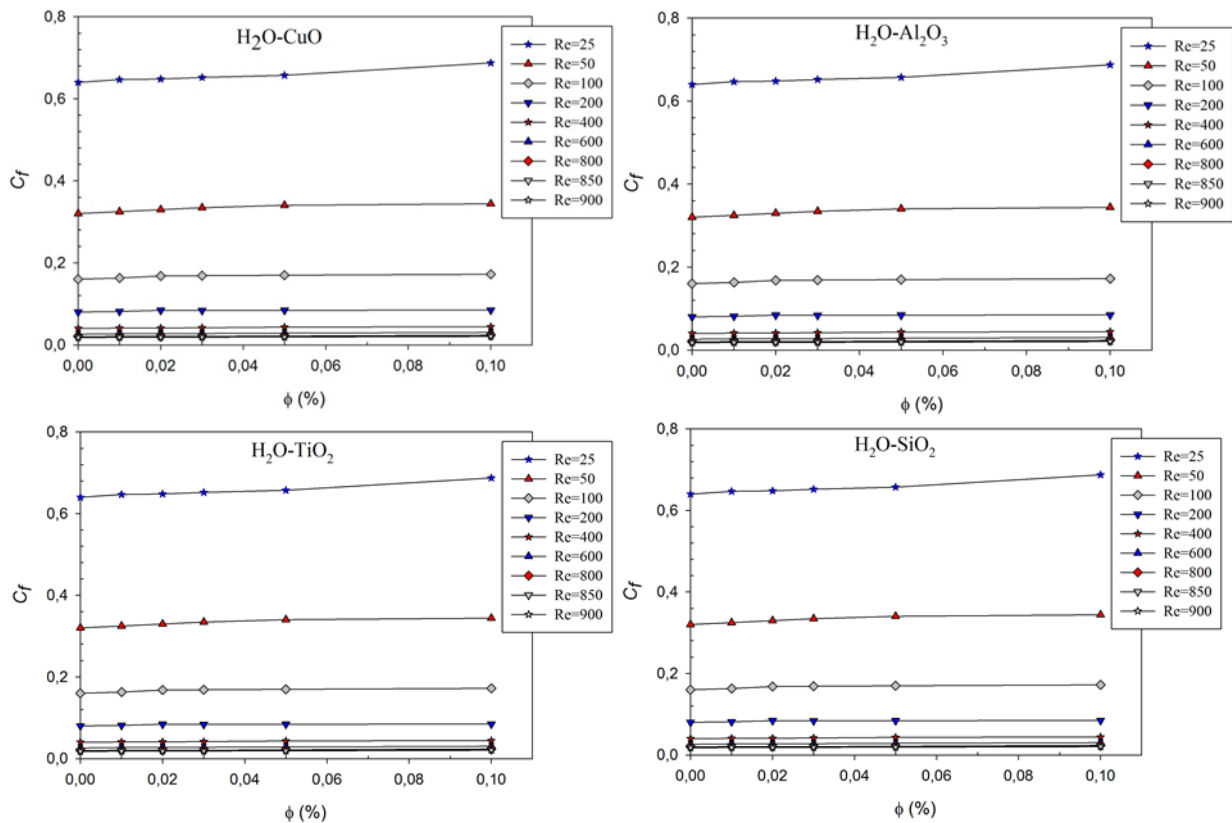


Fig. IV.20 La variation du coefficient de perte de charge en fonction de la fraction volumique pour les différents nombres de Reynolds.

Nous remarquons que le coefficient de perte de charge C_f demeure pratiquement constant pour toutes les concentrations volumiques de nanoparticules. Ce résultat traduit donc, l'influence négligeable de la concentration volumique des nanoparticules sur le coefficient de perte de charge C_f qui était prévisible.

Pour appuyer ce résultat, nous avons aussi vérifié que le coefficient de perte de charge C_f varie inversement avec le nombre de Reynolds et n'a aucune influence de la part de la composition du nanofluide (figure IV.21).

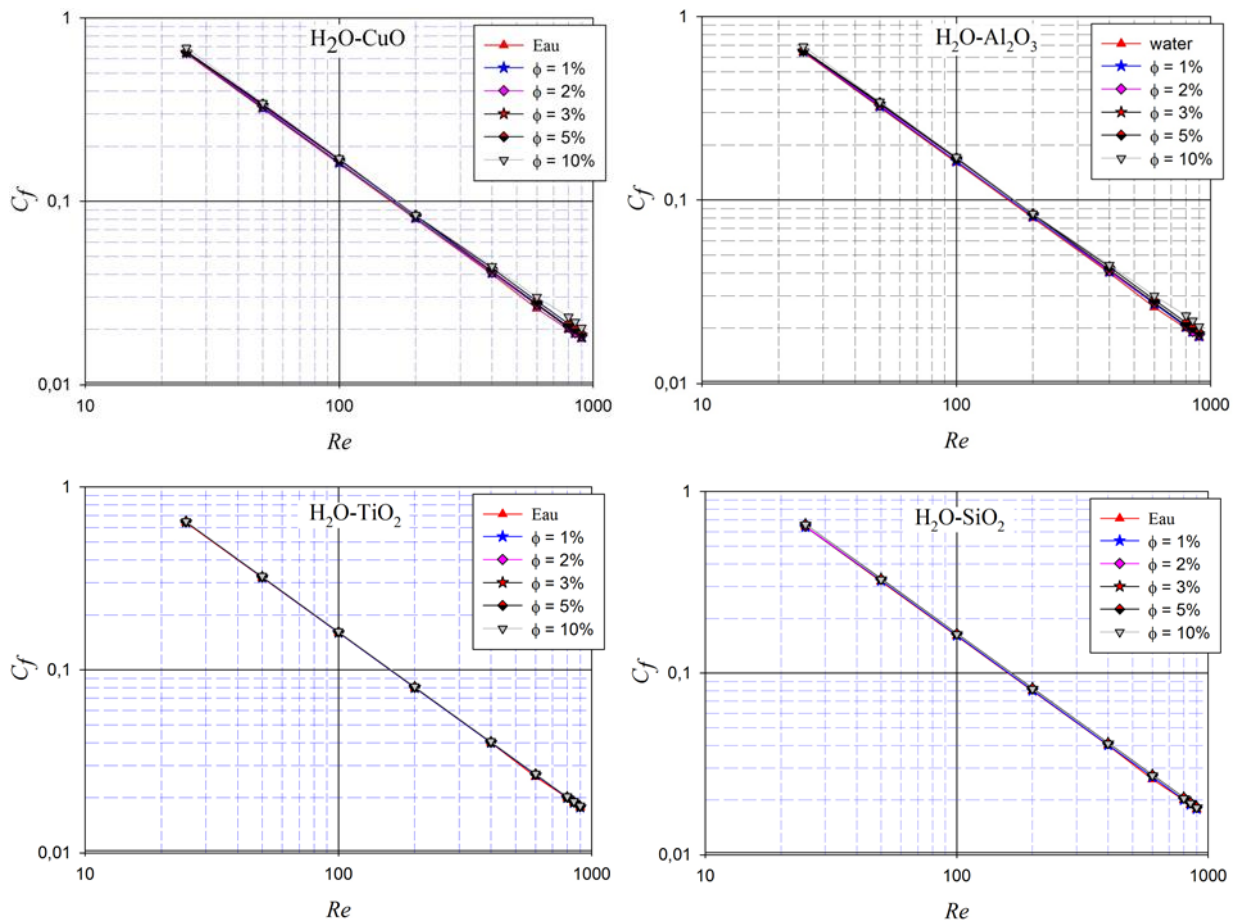


Fig. IV.21 La variation du coefficient de perte de charge en fonction du nombre Reynolds pour les différentes concentrations.

IV.6.2 Coefficient de transfert thermique (Le nombre de Nusselt)

Le nombre de Nusselt, qui représente le gradient de température sans dimension à la surface (équation 14) et fournit une mesure du coefficient de convection, est défini comme suit:

$$Nu_{x,nf} = \frac{h_{nf,x} D}{k_f} \tag{88}$$

Près de la paroi de l'absorbeur à tubes, le flux de chaleur en surface est égal au flux de convection du fluide (état antidérapant), ce qui est exprimé par la loi de Newton de refroidissement.

$$q_{sf}'' = q_{conv}'' = h_{nf,x} (T_{w,x} - T_{m,x}) \quad (89)$$

Lorsque $T_{w,x}$, $T_{m,x}$ sont respectivement la température locale de la paroi et la température moyenne du fluide, la température moyenne d'un fluide s'écoulant dans une conduite circulaire de rayon R est donnée par

$$T_m = \frac{\int_0^R \rho c_p u T 2\pi r dr}{\int_0^R \rho c_p u 2\pi r dr} = \frac{2}{u_m R^2} \int_0^R T u r dr \quad (90)$$

Le flux de chaleur local à la surface est obtenu en appliquant la loi de Fourier au fluide à $r = R$.

$$q_{sf}'' = -k_{nf} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} \right)_{sf} \quad (91)$$

En combinant les équations précédentes (équations 93 et 95), on obtient le coefficient de convection local

$$h_{nf,x} = -\frac{k_{nf}}{T_{w,x} - T_{m,x}} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} \right)_{nf} \quad (92)$$

Et le nombre de Nusselt du nanofluide est donné par

$$Nu_{x,nf} = -\frac{2k_{nf}}{k_f} \frac{R}{T_{w,x} - T_{m,x}} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} \right)_{nf} \quad (93)$$

Les figures V.22, V.23 représente l'évolution du nombre de Nusselt « Nu » en fonction du nombre de Reynolds pour différentes fractions volumiques « ϕ ».

Nous pouvons noter d'une part, une augmentation significative de ce nombre de Nusselt avec l'augmentation de la concentration volumique de la nanoparticule et donc par rapport aussi à l'eau pure. Et d'autre part, une augmentation légère en fonction du nombre de Reynolds, avec l'existence d'une zone de transition comprise entre 400 et 600, où l'augmentation du nombre de Nusselt est abrupte pour toutes les fractions volumiques.

La représentation de la figure IV.24, V.25 permet de mettre en évidence l'existence de cette zone de transition du nombre de Reynolds ($400 < Re < 600$) constatée précédemment. Nous pouvons dégager deux groupes de courbes ayant la même tendance.

- le premier groupe pour Re allant de 25 jusqu'à 400 où le régime est établi.
- Le deuxième groupe pour Re allant de 600 jusqu'à 900 où le régime n'est pas établi.

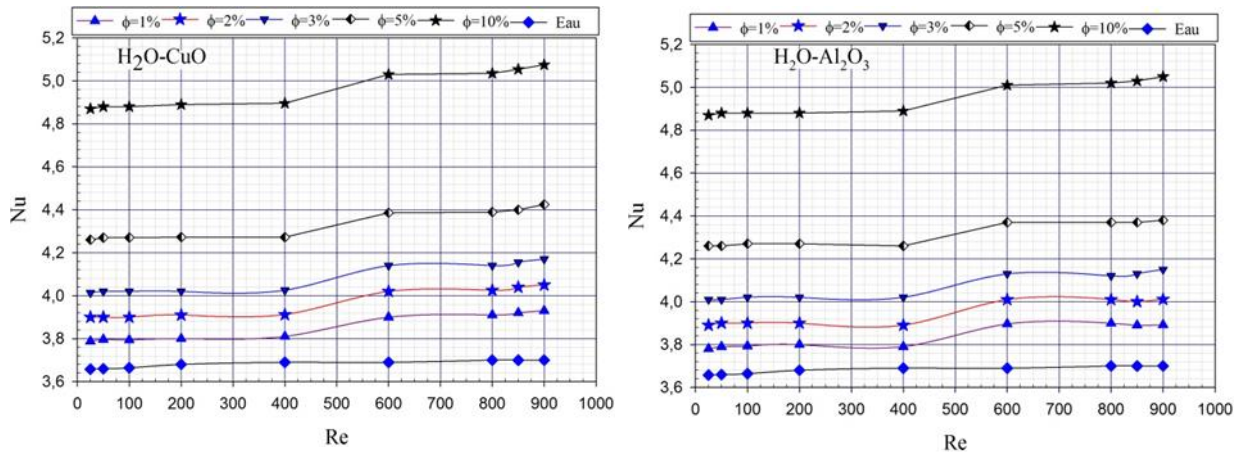


Fig. IV.22 La variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Re pour les différentes concentrations (Al₂O₃, CuO).

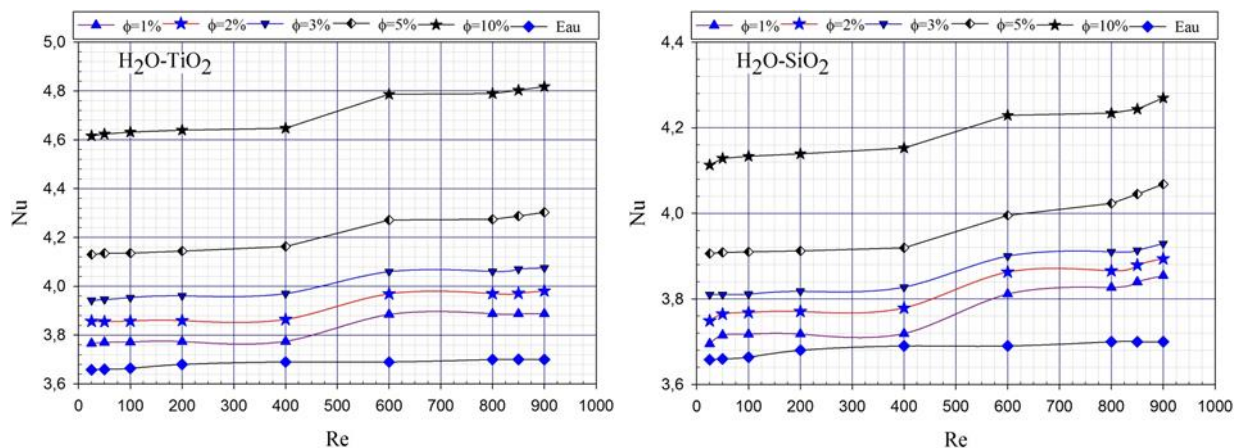


Fig. IV.23 La variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Re pour les différentes concentrations (TiO₂, SiO₂).

Les résultats de ces simulations numériques ont clairement montré que la suspension des nanoparticules au sein du fluide de base a produit une augmentation remarquable sur le coefficient de transfert thermique. On peut observer, sur les figures V.22, V.23 que les paramètres Re et ϕ ont tous deux une influence très importante sur le transfert de chaleur. Pour une valeur donnée du nombre de Reynolds, le coefficient de transfert de chaleur par

convection Nu augmente considérablement avec l'augmentation de ϕ . Par exemple, pour $Re = 400$, Nu passe en effet de 3.66 pour $\phi = 0\%$ à 4.9 pour $\phi = 10\%$.

Cette augmentation en transfert thermique en fonction de ϕ est d'autant plus importante pour les valeurs plus élevées du paramètre Re. Pour une valeur donnée de ϕ , le coefficient Nu augmente aussi appréciablement avec le paramètre Re, comportement qui paraît physiquement tout à fait réaliste. Il est très intéressant de remarquer aussi que la combinaison des effets bénéfiques de ces paramètres Re et ϕ peut donner des valeurs très élevées du coefficient de transfert thermique.

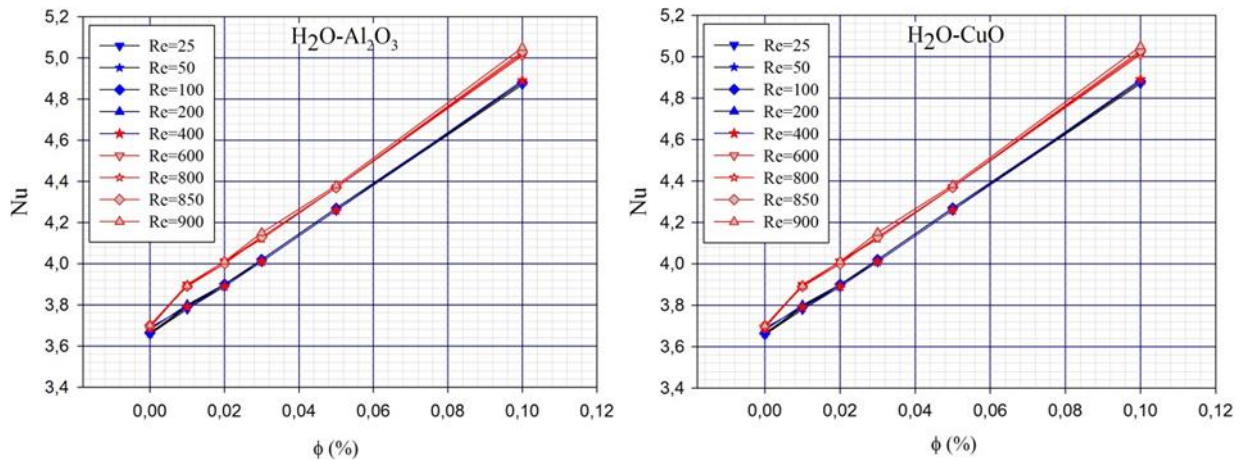


Fig. IV.24 La variation du nombre de Nusselt en fonction de la concentration pour les différents nombre de Reynolds (Al₂O₃, CuO).

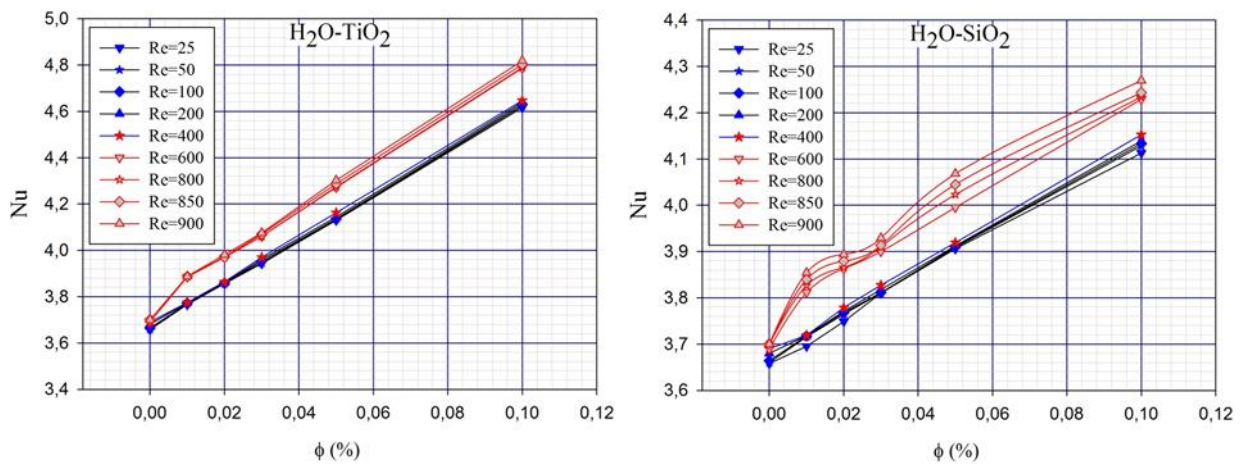


Fig. IV.25 La variation du nombre de Nusselt en fonction de la concentration pour les différents nombre de Reynolds (TiO₂, SiO₂).

L'amélioration du transfert thermique peut être mieux visualisée sur les figures V.24 et V.25, qui illustre la variation du nombre de Nusselt en fonction de la concentration pour les différents nombre de Reynolds. L'influence évidente du paramètre ϕ peut être de nouveau observée ici. Ainsi, pour le cas $\phi = 10\%$ en particulier, on peut s'attendre à une majoration de

presque 34.72% du coefficient de transfert thermique en comparaison à celui du fluide de base.

Pour quantifier l'efficacité de ces nanoparticules dans le fluide de base (eau pure), nous avons calculé le taux d'amélioration du nombre de Nusselt. La figure IV.26 regroupe les valeurs de ces taux Nu (%), défini par l'équation 87, pour les différentes fractions volumiques et les nombres de Reynolds. Nous remarquons alors, une augmentation considérable du taux d'amélioration par rapport à l'eau pure pouvant atteindre une valeur moyenne de 34.72% pour Al_2O_3 , pour une fraction $\phi = 0,1$.

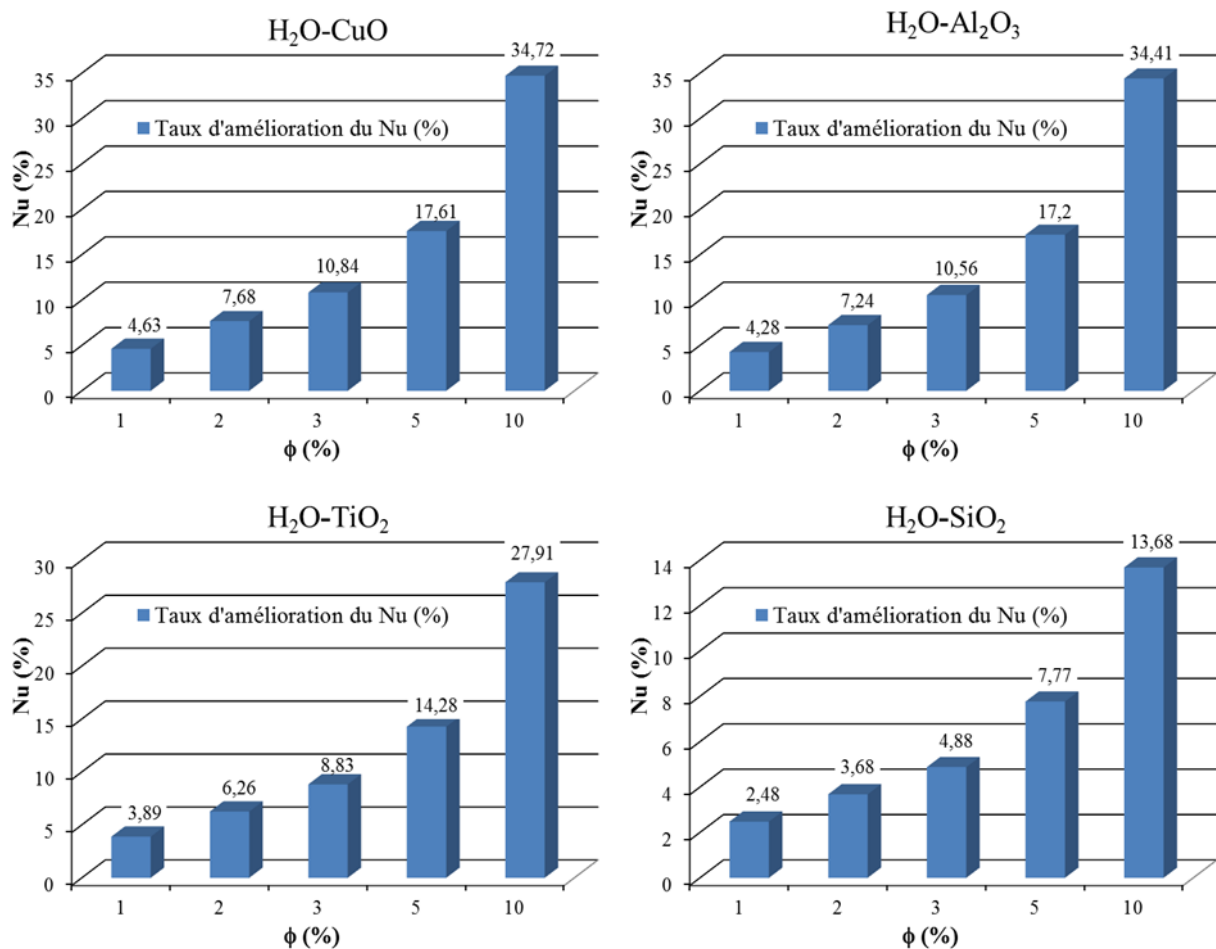


Fig. IV.26 Le taux de l'amélioration du transfert thermique en fonction de la concentration pour les différents nanofluides utilisés.

Pour la comparaison de différentes nanoparticules en termes de propriétés thermo-hydrauliques, nous pouvons dire que les meilleurs résultats ont été obtenus avec les nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3).

IV.7 Conclusion

En examinant les propriétés thermo-hydrauliques des différents nanofluides obtenus dans cette étude, nous pouvons affirmer d'une part, que la présence des nanoparticules dans le fluide de base (eau pure) fait augmenter notablement le nombre de Nusselt, qui s'accroît aussi avec l'augmentation de la fraction volumique. Cette augmentation du coefficient de chaleur (Nu) entraîne un bon transfert de chaleur entre les systèmes par rapport au fluide de base (eau pure). D'autre part, ce profit thermique (augmentation de Nu) est accompagné avec une légère augmentation du coefficient de perte de charge (C_f).

Concernant la comparaison de différentes nanoparticules en termes de propriétés thermo-hydrauliques, nous pouvons dire que les meilleurs résultats ont été obtenus avec les nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3). En effet, l'oxyde alumine présente le meilleur taux d'amélioration du nombre de Nusselt avec un coefficient de perte de charge plus faible.

Références du chapitre 4

- [1] Karanth K., Manjunath M., Sharma N, Numerical simulation of a solar flat plate collector using discrete transfer radiation model (DTRM) – a CFD approach, In: Proceedings of the world congress on engineering, London, UK, Vol. III, pp. 2355-2360, (2011).
 - [2] Manjunath M, Karanth K, Sharma N, Three dimensional numerical analysis of conjugate heat transfer for enhancement of thermal performance using finned tubes in an economical unglazed solar flat plate collector, In: Proceedings of the world congress on engineering, London, UK, Vol. III, pp. 2245-2249, (2011).
 - [3] Xuan Y, Roetzel W, Conception for Heat Transfer Correlation of Nanofluids, Int J. Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 3701-3707 (2000).
 - [4] Pak B.C., Cho, Y.I, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, J. Experimental Heat Transfer, Vol. 11, pp.151-170, (1998).
 - [5] Fletcher C.A.J, Computational techniques for fluid dynamics, vol. I. Springer, Berlin; 1991.
 - [6] Das S.K, N Putta, P Thiesen, W Roetzel, Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids, ASME Trans. J. Heat Transfer 125 567–574, 2003.
 - [7] Patankar, S.V, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill Book Co., New York, NY, USA, 1980.
 - [8] Patankar S.V, Computational of Conduction and Duct Flow Heat Transfer, Hemisphere Publishing Corporation, New York. 1988.
 - [9] Beyers J.H.M, Harms T.M, et Kröger D.G, A finite volume analysis of turbulent convective heat transfer for accelerating radial flows. Numerical Heat Transfer, vol. 40, pp.117-138. (2001).
-

-
- [10] Maïga S.E.B, Nguyen C.T, Galanis, N, Et Roy G, Heat transfer behaviors of nanofluids in uniformly heated tube, *Superlattices and Microstructures*, Vol. 35, pp. 543-557, 2004.
 - [11] Maïga S.E.B, S.J Palm, C.T Nguyen. Heat Transfer Enhancement by Using Nanofluids in Forced Convection Flows, I. *Journal of Heat and Fluid Flow*, vol.26 (4), pp. 530-546, 2005.
 - [12] Rayleigh L, On the Influence of Obstacles Arranged in Rectangular Order upon the Properties of a Medium. *Philosophical Magazine* 34: 481-502, 1892.
 - [13] Versteeg H.K & W Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method* - .Prentice Hall England, 1995.
 - [14] Tagliafico L.A, Scarpa F, Rosa M.D, Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors, *Renew Sustain Energy Rev*, vol. 30, pp. 526–537, 2013.
-

Chapitre

V

Conception et calcul hydrodynamique des échangeurs thermiques faisceau tubulaire

Sommaire

V.1	Introduction	158
V.2	Conception mécanique des échangeurs faisceau tubulaire	158
V.2.1	Faisceau de tubes	158
V.2.2	Chicanes	161
V.2.3	Plaques tubulaires	163
V.3	Calcul thermohydraulique des échangeurs tubulaires.....	164
V.3.1	Analyse thermique d'un échangeur faisceau tubulaire	166
V.3.2	Dimensionnement d'un échangeur faisceau tubulaire	172
V.4	Géométrie et les conditions opératoires	178
V.4.1	Procédure de calcul de l'échangeur de chaleur	178
V.5	Résultats et discussion.....	185
V.5.1	Températures de sortie de l'échangeur thermique.....	186
V.5.2	Coefficient d'échange thermique global.....	187
V.5.3	Nombre d'Unités de Transfert et le flux thermique.....	188
V.5.4	Efficacité énergétique et le coefficient de transfert	189
V.5.5	Chute de pression.....	191
V.6	Conclusion.....	192
	Références du chapitre 5	193

V.1 Introduction

La récupération et la conversion d'énergie à travers les installations énergétiques nécessite au moins une fois l'intervention d'un échangeur de chaleur, où les échangeurs thermiques faisceau tubulaire représentent plus de 35-40% entre les échangeurs utilisés dans ces installation [1]. Ils sont largement utilisés dans une variété d'industries telles que les stations des énergies renouvelables, l'ingénierie pétrochimique et d'autres systèmes de génération d'énergie, en raison de leur simplicité structurelle, leur flexibilité de conception et leur fiabilité économique.

Les calculs et la conception de ce type d'échangeur thermique peuvent être divisés en deux catégories distinctes, d'une part les calculs thermo-hydrauliques qui sont effectués pour déterminer les taux de transfert thermique et les chutes de pression nécessaires pour le dimensionnement de l'équipement, et d'autre part, les calculs de conception mécanique portent sur les spécifications détaillées des équipements, qu'incluent en considération les analyses des contraintes et des vibrations des tubes.

V.2 Conception mécanique des échangeurs faisceau tubulaire

Un échangeur thermique faisceau tubulaire est constitué d'un ensemble de tubes parallèles (faisceau tubulaire) montés entre deux plaques perforées dites plaques tubulaires, ces tubes sont généralement maintenus assemblés et séparé à l'aide des chicanes, et il est fixé deux boîtes de distribution sur les extrémités du faisceau de tubes, qui assurent la circulation du fluide côté tubes. Le faisceau de tubes est placé à l'intérieur d'une calandre, généralement d'une forme cylindrique, qui assure la circulation du deuxième fluide autour du faisceau de tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

Le transfert de chaleur se produit lorsque l'un des fluides s'écoule à l'intérieur des tubes (écoulement côté tubes) tandis que l'autre s'écoule à l'extérieur des tubes à travers la calandre (côté calandre), dans les deux côté il y a d'eux éléments principaux influents sur le coefficient du transfert thermique et l'efficacité énergétique de l'échangeur, du côté des tubes, on a les boîtes de distribution et faisceau de tubes, et du côté calandre les chicanes et la forme du passage du fluide (Figure V.1).

V.2.1 Faisceau de tubes

Les tubes constituant le faisceau ont une section circulaire, qui sont exclusivement utilisés dans les échangeurs thermiques, pour former la surface d'échange entre les deux fluides, où les variables géométriques est leur sélection ont une influence très importante sur la performance de ces dispositifs [2], tels que le diamètre extérieur du tube, l'épaisseur de la paroi, le pas entre eux et leur schéma de disposition (Figure V.2). Les tubes doivent être capables de résister aux éléments suivants:

1. Température et pression de fonctionnement dans les deux côtés (tubes et calandre) ;
2. Les contraintes thermiques dues à la dilatation différentielle thermique entre le faisceau de tubes et la calandre de l'échangeur ;
3. La nature corrosive des deux fluides côté calandre et côté tubes.

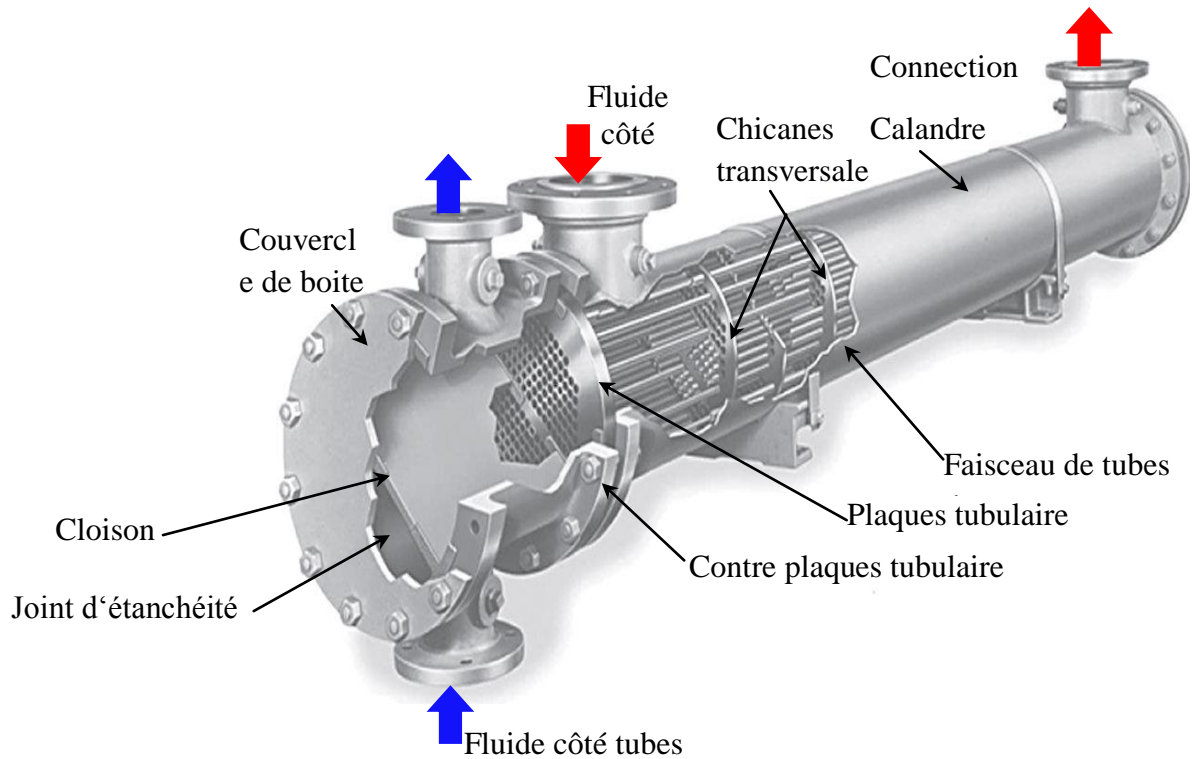


Fig. V.1 Les composants principaux d'un échangeur thermique faisceau tubulaire [8].

Il existe deux types de tubes, l'un est le tube droit et l'autre est le tube en U, aussi, et suivant leur surface d'échange, on distingue les tubes lisses, tubes à ailettes, tubes duplex ou bimétalliques et les tubes de surface améliorés (tube corrugué ou torsadé).

L'écoulement du fluide côté calandre autour du faisceau tubulaire est dirigé perpendiculairement à leur axe, où les tubes peuvent être disposés en deux configurations telles que le faisceau aligné (un pas carré ou un pas carré renversé) et faisceau en quinconce (un pas triangulaire ou un pas triangulaire renversé). La disposition en quinconce (30° et 60°) crée une grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus grand que la disposition alignée, aussi, cette configuration permet d'ajouter environ 15% de tubes en plus par rapport au pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné [3], mais cette disposition est inaccessible pour un nettoyage mécanique à travers le faisceau, donc seul le nettoyage chimique ou l'utilisation d'un jet d'eau est possible pour ces appareils.

Le pas du tube est défini comme une distance la plus courte entre deux tubes adjacents, généralement un pas de tube égal à 1,25 fois le diamètre extérieur du tube D_{ex} , c.-à-d. Pour des tubes à 20 mm de diamètre extérieur en utilisant un pas de 25 mm. Cependant,

dans des cas exceptionnels en prenant la valeur plus élevée du pas pour réduire la chute de pression côté calandre.

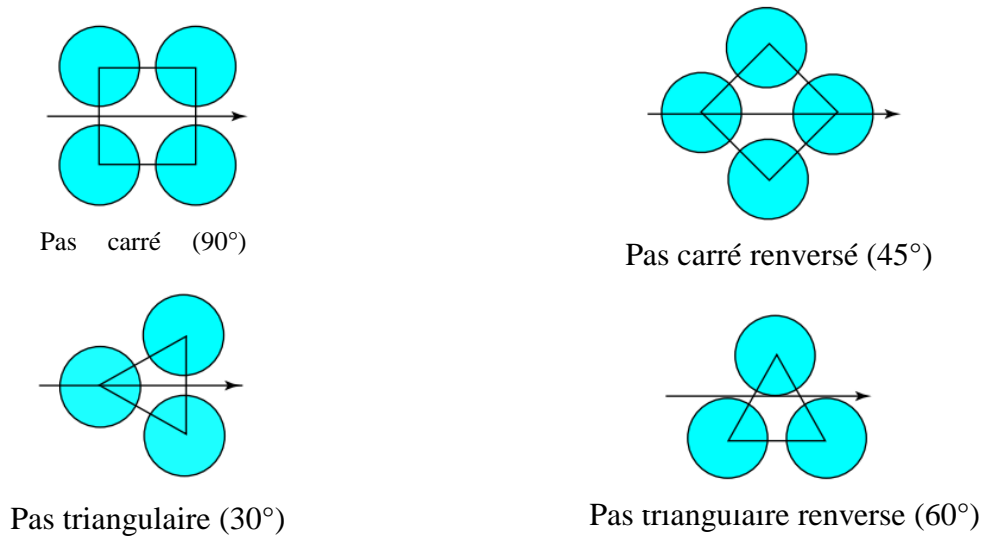


Fig. V.2 L'arrangement et les dispositions des tubes vis-à-vis de l'écoulement [8].

Lorsque le gaz ou un liquide à un coefficient convectif faible utilisé dans le côté calandre, des ailettes de faible hauteur (low-fins) sont utilisées sur la surface extérieure du faisceau tubulaire (voir la Figure V.3). Les ailettes sont extrudées ou soudées sur la surface du tube, elles sont fabriquées à partir de métaux tels que le plastique et la céramique selon leurs applications, et généralement elles ont une forme hélicoïdales ou annulaires sur des tubes individuels, la hauteur d'ailettes légèrement inférieure à 1.59 mm (1/16 in), avec un intervalle de densité de 748-1575 ailettes/m (19-40 fins/in), dans ce cas la surface d'échange est environ de 2.5 à 3.5 fois plus grande que celle des tubes lisses [2].

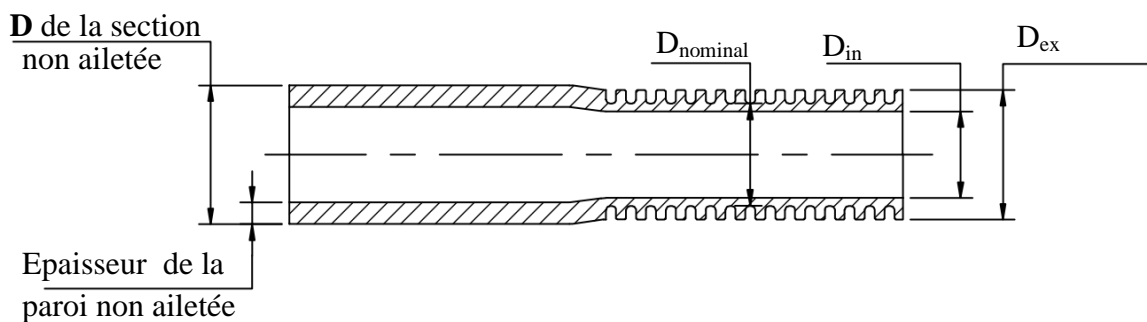


Fig. V.3 Tube à ailettes de faible hauteur (low-finned tube) [8].

V.2.2 Chicanes

Le faisceau de tubes est supporté par des chicanes de différents types, la Figure V.4 montre les types de chicane les plus utilisées suivant la normalisation TEMA. Le choix de tels types est très important pour contrôler le chemin de l'écoulement ainsi que les pertes de charge côté calandre, les chicanes à segment unique présentent le transfert de chaleur et la perte de charge les plus élevées puisqu'elles maximisent le nombre de tubes en écoulement croisé [4]. Les chicanes à segment double ou triples sont utilisées afin de réduire les pertes de charge (et par conséquent le transfert de chaleur), comme l'indique la Figure V.4, ce type de chicanes minimisent le nombre des tubes dans le passage d'écoulement à courant croisé [4].

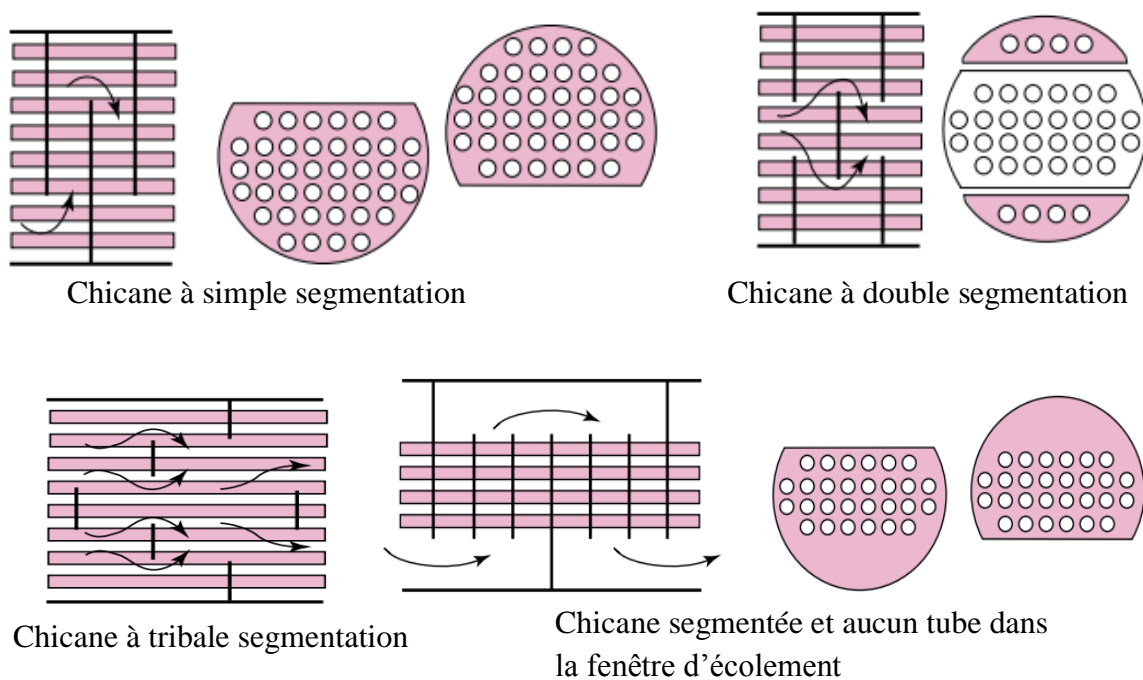


Fig. V.4 Le type de chicanes les plus utilisées suivant la normalisation TEMA [8].

Une chicane segmentée est un disque circulaire ayant un segment retiré B_c (baffle cut) pour permettre la circulation du fluide coté calandre. De manière générale, la plupart des échangeurs faisceau tubulaire contiennent des chicanes segmentées. Cette ouverture de chicane est communément exprimée en pourcentage du diamètre intérieur de la calandre D_s (voir la figure V.5), qui a une grande influence sur les coefficients de transfert thermique et de perte de charge, elle est typiquement variée entre 20 et 49% [4] où les valeurs les plus utilisées sont limitées dans un intervalle allant de 20-25 %. L'ouverture optimale de la chicane est généralement de 20%, parce qu'elle donne le transfert thermique le plus élevé pour une chute de pression donnée [4].

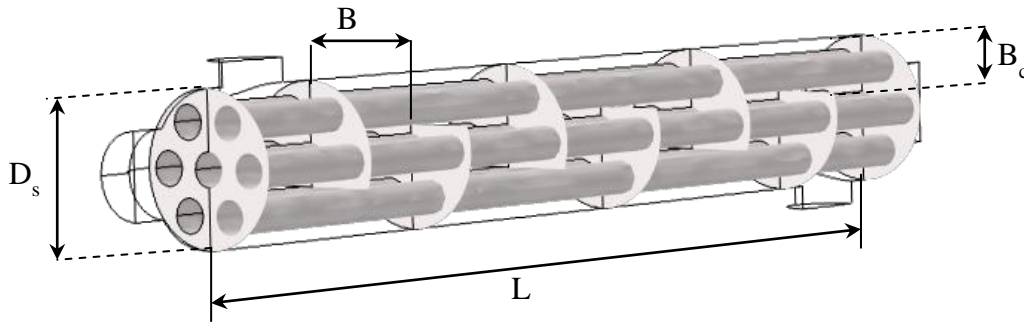


Fig. V.5 Faisceau de tubes monté sur des chicanes à segmentation simple.

La distance entre deux chicanes Le pas des chicanes (L'espace B) est la distance entre deux axes de chicane adjacents (Figure V.5), qui est l'un des paramètres les plus importants dans la conception des échangeurs thermiques faisceau tubulaire, pratiquement l'intervalle de l'espace des chicanes à segments simples acceptable est varié entre $D_s/5$ et D_s , c.-à-d. une valeur optimum de 40% -50% [1]. Si l'espace ou l'ouverture segmentée des chicanes ne sont pas proportionnels, on obtient une mauvaise distribution de l'écoulement du fluide côté calandre comme le montre la Figure V.6 [1], et par conséquent, entraîne un transfert de chaleur inefficace et favorise également l'encrassement.

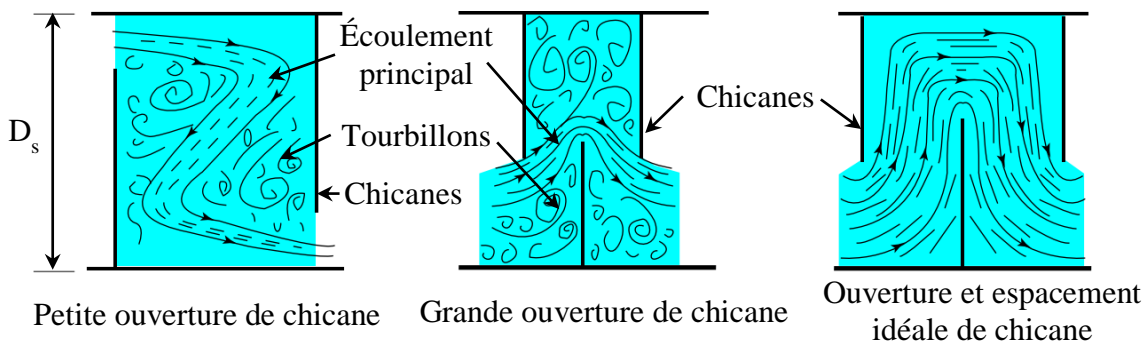


Fig. V.6 Faisceau de tubes monté sur des chicanes à segmentation simple [8].

Au cours des dernières années, les chicanes en dehors de la normalisation TEMA sont plus utilisées. Ce type de chicanes permet d'améliorer la répartition de l'écoulement, qui réduit la perte de charge (pour la même capacité de transfert thermique). La figure 7 montre quelques types, les plus utilisés dans les processus industriels, la figure 7-a montre des chicanes hélicoïdales (helical baffles), (b) les chicanes en forme de disques et couronnes (disk and doughnut baffle), (c) les chicanes à barreaux (Rod Baffles) et (d) les chicanes à orifice circulaire (Orifice baffle).

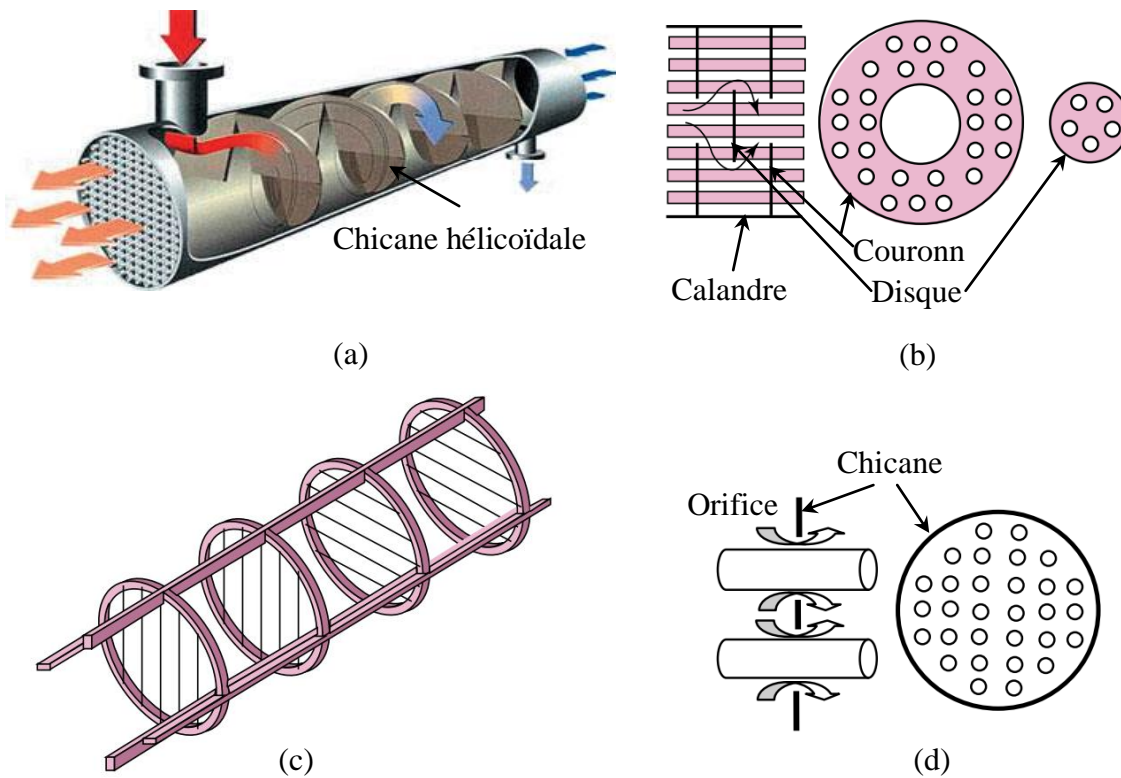


Fig. V.7 Les différents types de chicanes en dehors de la normalisation TEMA [8].

V.2.3 Plaques tubulaires

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités, leur épaisseur est variée en fonction de plusieurs paramètres, d'une part la différence de pression entre le fluide côté calandre et le fluide côté tubes, et d'autre part, les contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre. Selon le type de fond de la calandre, on distingue deux types de plaques tubulaires tels que les plaques tubulaires fixes et plaques tubulaires flottantes.

Les tubes sont généralement fixés dans la plaque tubulaire par deux méthodes, l'une est dudgeonnage; l'opération consiste à provoquer une expansion uniforme du métal dans l'alésage de la plaque tubulaire, permettant d'assurer une étanchéité métal-métal, et l'autre est le soudage des tubes sur les plaques tubulaires, qui est également utilisé dans les cas suivants :

- Si l'étanchéité absolue est requise (fluides toxiques, explosifs, radioactifs, ...)
- S'il y a le risque de réaction entre les deux fluides ou pollution de l'un par l'autre;
- Si l'échangeur fonctionne à haute pression et/ou haute température;
- Si les matériaux constitutifs des tubes et des plaques ont des caractéristiques mécaniques identiques.

V.3 Calcul thermohydraulique des échangeurs tubulaires

La sélection du type d'un échangeur thermique dépend principalement des contraintes thermiques, pour cela il est nécessaire de développer les relations entre le flux thermique q , la surface d'échange A , les températures de sortie des deux fluides et leurs débits d'écoulement dans l'échangeur thermique, où les équations de base utilisées sont les équations de conservation d'énergie et le flux de chaleur [5]. L'équation de conservation d'énergie (équation d'équilibre énergétique) pour un échangeur ayant un arrangement d'écoulement bien défini est

$$Q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s}) = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (1)$$

Et l'équation du flux thermique est

$$q = UA \Delta T_m = \frac{\Delta T_m}{R} \quad (2)$$

U est le coefficient global de l'échange de transfert, qui est une fonction des résistances thermiques de deux convections et une conduction à travers la paroi comme représenté sur la figure IV.8, l'équation 3 représente leur formule de calcul.

$$\frac{1}{UA_T} = R = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ex}}{D_{in}}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_f A_f} \quad (3)$$

Où R est la résistance thermique totale, A_c et A_f sont les surfaces d'échange côté chaud et côté froid respectivement, D_{ex} et D_{in} sont les diamètres extérieur et intérieur du tube comme l'indique la Figure V.8.

$$\begin{aligned} A_c &= \pi D_{in} L \\ A_f &= \pi D_{ex} L \end{aligned} \quad (4)$$

Si les tubes ont une paroi lisse $A_T = A_f$, et l'équation (3) réécrite comme suit :

$$U = \left[\frac{D_{ex}}{h_c D_{in}} + \frac{D_{ex} \ln\left(\frac{D_{ex}}{D_{in}}\right)}{2k} + \frac{1}{h_f} \right]^{-1} \quad (5)$$

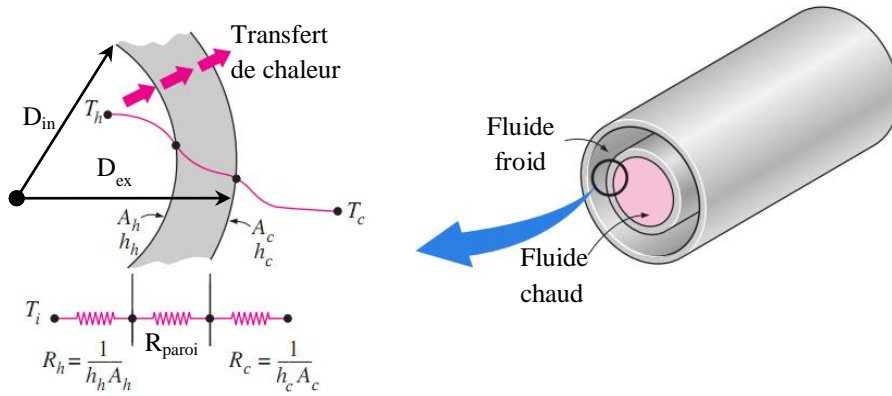


Fig. V.8 Schéma de transfert thermique à travers différents milieux composants un échangeur de chaleur [6].

L'équation (5) est correcte lorsque l'échangeur est neuf où les surfaces d'échange sont propres. Mais avec la plupart des fluides, et avec le temps un film d'encrassement recouvre les surfaces d'échange dû à la déposition de tartre et de salissures, qui entraînent une diminution des performances thermiques de l'échangeur en raison de leurs résistances thermiques supplémentaires. L'encrassement est pris en compte au moyen de facteurs d'encrassement déterminés empiriquement $R_{D_{in}}$ et $R_{D_{ex}}$ (voir annexe Tableau A.5), qui représentent les résistances thermiques des films d'encrassement à l'intérieur et à l'extérieur du tube.

$$R_{enc} = \frac{R_{D_{in}}}{A_c} + \frac{R_{D_{ex}}}{A_f} \quad (6)$$

Et l'équation (5) devient :

$$U = \left[\left(\frac{1}{h_c} + R_{D_{in}} \right) \frac{D_{ex}}{D_{in}} + \frac{D_{ex} \ln\left(\frac{D_{ex}}{D_{in}}\right)}{2k} + \frac{1}{h_f} + R_{D_{ex}} \right]^{-1} \quad (7)$$

La performance d'un échangeur dépend de la qualité du transfert de chaleur entre les deux fluides et du mode de circulation utilisé. Il ne s'agit pas ici d'aborder les différentes méthodes de calcul permettant de déterminer les coefficients de transfert globaux, ainsi que

les lois d'échange pour chaque mode de circulation rencontré. Toutefois, une approche qualitative de l'influence des différents paramètres est faite dans la mesure où elle éclaire sur le choix des solutions technologiques appropriées [5].

V.3.1 Analyse thermique d'un échangeur faisceau tubulaire

La première loi de la thermodynamique doit être satisfaite dans toute procédure de conception d'échangeur thermique aux niveaux macro et micrométrique. Le bilan énergétique global de tout échangeur de chaleur à deux fluides est donné par l'équation (1). Les températures des fluides pendant leur mouvement à travers l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas, sa température reste constante. Les figures donnent l'allure des distributions de températures des échangeurs pour deux cas de configurations (voir Figure V.9). On a porté en abscisses la surface d'échange. Les températures sont repérées à l'aide d'indices « e » signifiant entrée et « s » sortie, « c » désignent le fluide chaud et « f » le fluide froid [6].

Le calcul thermique qui consiste à la détermination des températures de sortie des fluides, en connaissant leurs températures d'entrée, la surface d'échange « S », le coefficient de transfert thermique convectif et la température de paroi du tube.

Parmi les méthodes de calcul les plus utilisées pour le dimensionnement et la conception des échangeurs faisceau tubulaire, on distingue deux grandes méthodes qui sont la méthode de différence de température logarithmique moyenne DTLM (**Log Mean Temperature Difference**) et la méthode NUT appelée Nombre d'Unités de Transfert (**Number of Transfer Units**) [7].

V.3.1.1 La méthode de différence de température logarithmique moyenne

Les échangeurs thermiques fonctionnent généralement pendant de longues périodes sans que leurs conditions de fonctionnement ne changent. Par conséquent, ils peuvent être modélisés en tant que dispositif à régime permanent, le débit massique de chaque fluide reste constant, et les propriétés thermo-physiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagés. De plus, les températures sont monodimensionnelles et ne varient que dans une direction de l'écoulement, les courants de fluide subissent peu ou pas de changements dans leurs vitesses et élévations. La chaleur spécifique du fluide change avec la température. Comme le montre l'équation (2), la différence de température moyenne ΔT_m entre le fluide chaud et froid varie sur le long de l'échangeur.

Afin de développer une relation de la différence de température moyenne équivalente entre les deux fluides, considérons l'échangeur de chaleur à deux tubes coaxiaux en deux configurations d'écoulement, l'un est co-courant, et l'autre à contre-courant comme l'indique la Figure V.9.

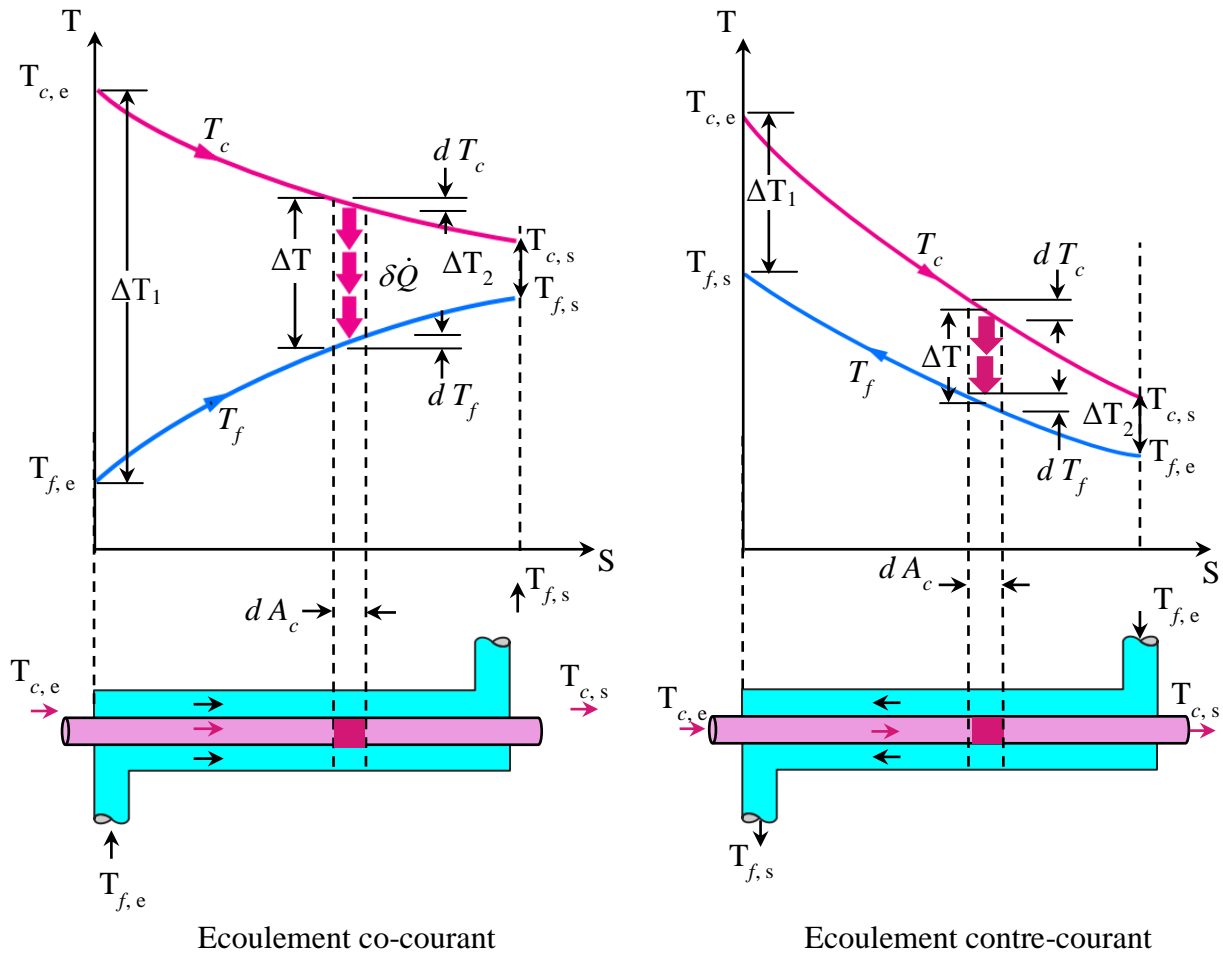


Fig. V.9 La distribution des températures sur la longueur de l'échangeur thermique [6].

Cas co-courant et contre-courant

En supposant que la surface externe de l'échangeur thermique soit bien isolée de sorte que le transfert de chaleur fait seulement entre les deux fluides, le bilan énergétique de chaque fluide dans une section différentielle de l'échangeur thermique est exprimé comme suit :

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_c C_{p,c} dT_c \tag{8}$$

Et

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_f C_{p,f} dT_f \tag{9}$$

Donc la quantité de chaleur perdue par fluide chaud à toute section d'échange a été récupérée par le fluide froid dans cette section. Pour résoudre les équations (8, 9) en les réécrits comme suit :

$$dT_c = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_c C_{p,c}} \quad (10)$$

$$dT_f = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_f C_{p,f}} \quad (11)$$

Prenant la différence entre la variation de la température côté chaud et froid, nous obtenons :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\delta\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) \quad (12)$$

Le flux de chaleur à travers cette section différentielle « dS » de l'échangeur thermique peut être également exprimé :

$$\delta\dot{Q} = U (T_c - T_f) dS \quad (13)$$

En substituant cette équation à partir de l'équation (12), et en réarrangeant l'équation comme suit :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) dS \quad (14)$$

Puis en intégrant cette équation de l'entrée de l'échangeur de chaleur à sa sortie, nous obtenons :

$$\ln \left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right) = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p,f}} \right) S \quad (15)$$

Finalement, pour résoudre l'équation (1) pour « $\dot{m}_c C_{p,c}$ » et « $\dot{m}_f C_{p,f}$ » et en remplaçant par l'équation(15), après un réarrangement en obtenant l'équation (16).

$$\delta\dot{Q} = U S \Delta T_{lm} \quad (16)$$

Où

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (17)$$

Et

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,e} \\ \Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,s} \end{cases} \quad (18)$$

Pour le cas où l'écoulement à contre-courant (figure 9-b), la relation logarithmique de différence de température moyenne reste la même et la variation de la température donnée par

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s} \\ \Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e} \end{cases} \quad (19)$$

Pour le cas d'un écoulement à courant croisé

La relation logarithmique de différence de température ΔT_{lm} développée précédemment est limitée uniquement aux échangeurs de chaleur à écoulement parallèle ou à contre-courant. Mais les échangeurs tubulaires à faisceau et calandre cylindrique sont les plus couramment utilisés, qui comprenant un passe côté calandre et deux passes côté tubes, avec un nombre éventuellement porté à 4, 6, 8, ... dans la mesure où la perte de charge côté tubes est techniquement ou économiquement admissible. Aussi sont également utilisées des calandres à 2 passes associées à 4, 8, .. passes côté tubes, ainsi que des calandres à écoulement séparé ou divisé et à double écoulement associées à 1 ou plusieurs passes côtés tubes.

Dans ces cas, des relations similaires aux échangeurs à deux tubes coaxiaux sont également développées pour les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire à flux croisés et à passages multiples, mais l'expression résultante est corrigée avec un facteur de correction « **F** » qui caractérise le mode de circulation des fluides. Dans ce cas le flux thermique est écrit comme suit :

$$\delta \dot{Q} = U S F \Delta T_{lm} \quad (20)$$

Le potentiel thermique moyen d'un échangeur à courant croisé ou multi-passes est corrigé avec un facteur $F < 1$, qui est une fonction de deux rapports de température.

$$R = \frac{T_{1,e} - T_{1,s}}{T_{2,s} - T_{2,e}} \quad (21)$$

$$P = \frac{T_{2,s} - T_{2,e}}{T_{1,e} - T_{2,e}} \quad (22)$$

Avec $T_{1,e}$ et $T_{1,s}$ sont les température d'entrée et de sortie du fluide côté calandre, et $T_{2,e}$ et $T_{2,s}$ sont les température d'entrée et de sortie du fluide côté tube, et « N » représente le nombre de passes côté calandre.

Pour $R \neq 1$

$$\alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{1/N} \quad (23)$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad (24)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left(\frac{1 - S}{1 - RS} \right)}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (25)$$

Pour $R = 1$

$$S = \frac{P}{N - (N - 1)P} \quad (26)$$

$$F = \frac{S\sqrt{2}}{(1 - S) \ln \left[\frac{2 - S(2 - \sqrt{2})}{2 - S(2 + \sqrt{2})} \right]} \quad (27)$$

Les abaques donnent le facteur du potentiel thermique moyen d'un échangeur qui est représenté en détail dans l'annexe figure A.3.

V.3.1.2 Méthode du Nombre d'Unité de Transfert NTU

Quand on connaît la surface d'échange thermique, si les températures de sortie des deux fluides doivent être déterminées, un calcul itératif utilisant l'équation (1) et les équations de bilan énergétique pour l'écoulement dans les deux côtés sont généralement exigées. Puisque les calculs exigés pour chaque itération prennent une longue durée, la meilleure procédure est d'utiliser l'outil informatique à travers des programmes de calculs. Mais, dans le cas où on connaît le coefficient transfert global, ou peut être évalué a priori, la procédure itérative peut être évitée au moyen d'une quantité appelée l'efficacité thermique d'échange (ε -NUT).

Cette méthode est utilisée pour calculer les températures de sortie, dans les problèmes où la surface d'échange et le coefficient d'échange global sont connus, et les débits de deux fluides aussi. Elle est basée sur la quantité maximale de chaleur transférable entre les deux fluides, et dans ce cas le fluide qui éprouve un changement maximal de température est celui ayant la valeur la plus petite de C ($C \equiv \dot{m} C_p$).

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,s}) = C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (28)$$

Où l'efficacité thermique est le rapport entre la quantité de chaleur réelle transférée dans un échangeur donné et la quantité de chaleur maximale possible.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{Q}{C_{\min} \Delta T_{\max}} \quad (29)$$

On obtenu donc

$$Q = \varepsilon C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (30)$$

Et le nombre d'unités de transfert (NUT), qui représente le pouvoir d'échange de l'échangeur

$$NUT = \frac{U S}{C_{\min}} \quad (31)$$

La relation de l'efficacité thermique au nombre d'unités de transfert ($\varepsilon=f(NUT, C^*)$) est récapitulée dans le tableau A.6, et la relation inverse ($NUT=f(\varepsilon, C^*)$) dans le tableau A.7 dans l'annexe.

Des abaques fournissant l'efficacité à partir de NUT et du rapport (C_{min} / C_{max}) ont été dressés pour la plupart des configurations d'écoulement (voir la figure A.3 Annexe).

V.3.2 Dimensionnement d'un échangeur faisceau tubulaire

Procédure de conception thermique

La procédure globale de conception d'un échangeur thermique faisceau tubulaire est assez longue, et il est donc nécessaire de décomposer cette procédure en étapes distinctes:

1. Dimensionnement approximatif de l'échangeur thermique à tubes et calandre ;
2. Calcul et évaluation des paramètres géométriques (des calculs auxiliaires) ;
3. Détermination des Facteurs de correction pour le transfert thermique et la chute de pression ;
4. Détermination des Coefficient de transfert thermique et chute de pression côté calandre ;
5. Détermination des Coefficients de transfert thermique et chute de pression côté tubes ;
6. Évaluation de la conception, c'est-à-dire comparaison des résultats obtenus avec les spécifications de conception.

Dans cette partie, le dimensionnement approximatif de l'échangeur faisceau tubulaire par la méthode de Bell est discuté en premier lieu; ensuite, ceci est étendu à l'estimation de la taille, et ensuite la notation est effectuée selon la méthode de Bell-Delaware.

La méthode de Bell [9] pour le dimensionnement approximatif d'un échangeur de chaleur à tube et calandre: La conception approximative consiste à établir un ensemble provisoire de paramètres d'échangeur de chaleur, et si la conception est acceptée après l'évaluation, cela devient la conception finale. Les différentes étapes de la conception approximative sont les suivantes:

1. Calculer le coefficient global de transfert de chaleur ;
2. Calculer le taux de transfert de chaleur requis ;
3. Calculer la zone de transfert de chaleur requise ;
4. Concevoir la géométrie.

On donne un organigramme pour la procédure de calcul de taille approximative dans la Figure V.10.

V.3.2.1 Détail de la méthode de conception

Après la détermination du diamètre intérieur et de la longueur du tube, l'étape suivante est l'évaluation des paramètres géométriques, tels que :

1. Les chicanes et la géométrie du faisceau
2. Les zones d'écoulement
3. Calculer différents facteurs de correction pour chaque zone d'écoulement.

Le calcul de divers paramètres géométriques est connu sous le nom de calculs auxiliaires dans la méthode de Bell-Delaware [9]. Ces calculs sont nécessaires pour la détermination du coefficient de transfert de chaleur et de la perte de charge de la paroi, qui sont définis dans les étapes suivantes.

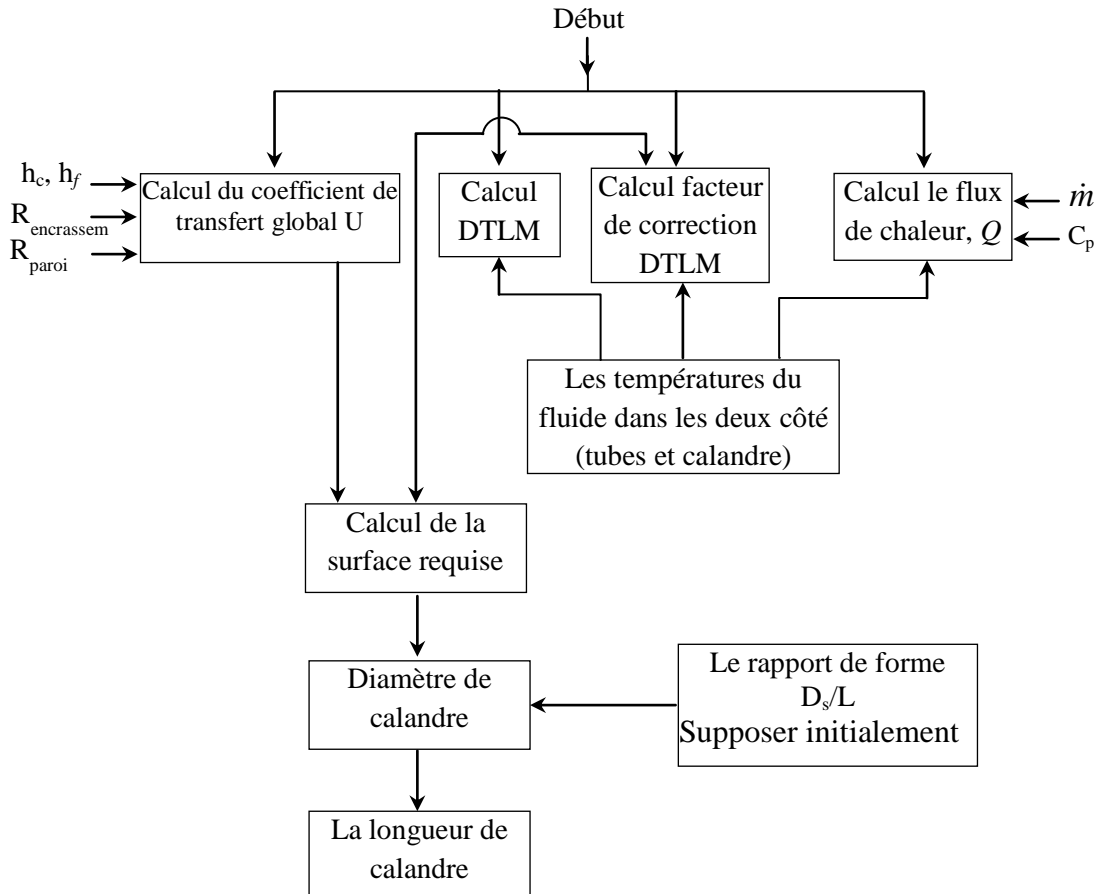


Fig. V.10 Organigramme d'approximation de la taille d'un échangeur faisceau tubulaire [8].

Les données d'entrée

D'après l'étude préliminaire pour approximer la taille d'échangeur, on obtient les paramètres géométriques des deux côté tels que :

- **Côté tube :**
- Diamètre du tube, d_t ;
- Nombre de tubes, N_t ;
- Nombre de passes côté tubes, N_{p-t} ;

- **Côté calandre :**
- Le diamètre de la calandre (shell), D_s ;
- Le modèle de disposition du tube, θ_{tp} ;
- Longueur effective du tube (entre les plaques tubulaires), L_t ;
- Ouverture de la chicane comme un pourcentage de D_s , B_c ;
- Les pas de positionnement entre les tubes, P_t ;
- Espacement des chicanes centrales B_m , (également l'espacement des chicanes d'entrée et de sortie B_{ex} , si différent de B_m).

A partir de cette information géométrique, tous les paramètres géométriques restants se rapportant au côté calandre peuvent être calculés ou estimés par les méthodes indiquées ici, en supposant que les normes de TEMA sont respectées, en ce qui concerne divers détails de construction de la calandre.

Les étapes à suivre pour le calcul de ce type d'échangeur sont basées sur deux parties dans les deux côté d'écoulement, soit côté calandre ou côté tubes, l'une est la conception thermique et l'autre est la conception hydraulique.

V.3.2.1.1 Conception thermique :

L'analyse thermique d'un échangeur thermique basée sur le calcul du coefficient de transfert globale, qui est une relation avec les deux coefficients de transfert convectifs des deux côtés soit calandre h_c ou tubes h_t . Le coefficient côté calandre présente la plus grande difficulté en raison de la nature très complexe de l'écoulement. De plus, si l'échangeur utilise plusieurs passes côté tubes, alors le facteur de correction LMTD doit être utilisé pour calculer la différence de température moyenne dans l'échangeur.

Côté tube :

Durant le calcul du coefficient de transfert convectif côté tube h_t , on suppose que tous les tubes sont exposés aux mêmes conditions thermo-hydrauliques, et la valeur de h_t est alors la même pour tous les tubes où le calcul peut être fait pour un seul tube. Les équations (33), (34) et (35) sont utilisées en fonction du régime d'écoulement.

L'écoulement laminaire Seider et Tate [10], ($Re \leq 2100$) :

$$Nu_t = 1.86 \left[Re Pr \frac{D_t}{L} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (32)$$

L'écoulement transitoire corrélation de **Hausen** [11] ($2100 < Re < 10^4$) :

$$Nu_t = 0.116 \left[Re^{2/3} - 125 \right] Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D_t}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (33)$$

L'écoulement turbulent Seider et Tate [10], ($10^4 \leq Re$) :

$$Nu_t = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (34)$$

Côté calandre :

Le coefficient de transfert convectif côté calandre h_c est calculé par l'équation (36), où j_H est le facteur **Colburn** modifié représenté graphiquement en fonction du nombre de Reynolds voire la figure A.4 annexe.

$$Nu_t = j_H \left(\frac{k}{D_e} \right) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (35)$$

Une courbe approximative adaptée à la figure A.4 annexe, qui est obtenue après le lissage où l'équation de j_H (est sans dimension) écrite comme suit :

$$j_H = 0.5 \left(1 + \frac{B}{D_s} \right) \left(0.08 R^{0.6821} + 0.7 R^{0.17721} \right) \quad (36)$$

V.3.2.1.2 Conception hydraulique

L'écoulement des deux fluides à travers les deux côtés d'échangeur se fait sous l'effet du potentiel de la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie du fluide de chaque côté, l'appellation de cette différence de pression est la perte de charge.

Perte de charge côté tube :

La perte de charge due au frottement du fluide à l'intérieur du tube (la friction) est donnée par l'équation (38), où la longueur totale du tube est la longueur d'un seul tube multipliée par le nombre de passages côté tube :

$$\Delta P_{f,t} = \frac{f n_p L G^2}{2000 D_i s_g \phi_t} \quad (37)$$

Où G est la vitesse massique côté tube, S_g est densité du fluide (specific gravity), f coefficient de frottement et ϕ_t coefficient de correction de viscosité qui sont donnés comme suit :

$$G = \frac{\dot{m}(n_p / n_t)}{(\pi D_t^2 / 4)} \quad (38)$$

$$f = \begin{cases} \text{Re}/64 & \text{pour } \text{Re} \leq 3000 \\ 0.4137 \text{Re}^{-0.2585} & \text{pour } \text{Re} \geq 3000 \end{cases}$$

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-n} \begin{cases} n = 0.25 & \text{pour } \text{Re} \leq 3000 \\ n = 0.14 & \text{pour } \text{Re} \geq 3000 \end{cases} \quad (39)$$

Il y a aussi deux types de pertes de charge additionnelles, l'une est due au refoulement de l'écoulement à l'intérieur des boîtes ΔP_{t-r} , et l'autre est due aux écoulements dans les tubulures d'entrée et de sortie ΔP_{t-n} , qui sont généralement exprimées en termes de débit et de diamètre de tubulures considérées.

$$\Delta P_{r-t} = 5 \times 10^{-4} \alpha_r G^2 / s_g \quad (40)$$

Où α_r est la valeur de la vitesse alloué dans les boîtes pour obtenir de faibles pertes de charge côté tube dans l'échangeur tubulaire (Tableau V.1).

$$\Delta P_n = \begin{cases} 7.5 \times 10^{-4} N_s G^2 / s_g & \text{pour un écoulement turbulent} \\ 1.5 \times 10^{-3} N_s G^2 / s_g & \text{pour un écoulement laminaire, } \text{Re} \geq 100 \end{cases} \quad (41)$$

Perte de charge côté calandre :

Dans la méthode Delaware Simplifiée la perte de charge côté calandre due au frottement du fluide à l'intérieur de la calandre (la friction) [9], qui est similaire à l'équation (38):

$$\Delta P_{f,c} = \frac{f (n_c + 1) D_s G^2}{2000 D_e s_g \phi_c} \quad (42)$$

Où f est le coefficient de frottement (friction) représenté dans la figure A.5 de l'annexe, qui est calculé en utilisant l'équation (44).

Tableau V.1 : Les valeurs α_r pour obtenir de faibles pertes de charge côté tube.

Régime d'écoulement	Des Tubes réguliers	Des Tubes en U
Laminaire, $Re \geq 500$	$3.25n_p - 1.5$	$2.38n_p - 1.5$
turbulent	$2n_p - 1.5$	$1.6n_p - 1.5$

$$f = 144 \left(f_1 - 1.25(f_1 - f_2) \left(1 - \frac{B}{D_s} \right) \right) \quad (43)$$

Où f_1 : le coefficient de frottement pour $B/D_s = 1.0$

f_2 : le coefficient de frottement pour $B/D_s = 0.2$

Pour $Re \geq 1000$:

$$\begin{aligned} f_1 &= (0.0076 + 0.000166 D_s) Re^{-0.125} & \text{où } 8 \leq D_s \leq 42 \\ f_2 &= (0.0016 + 5.8 \times 10^{-5} D_s) Re^{-0.157} & \text{où } 8 \leq D_s \leq 23.25 \end{aligned} \quad (44)$$

Pour $Re < 1000$:

$$\begin{aligned} f_1 &= \exp \left[\left(9.2 (\ln Re)^2 - 148 \ln Re - 0.0526 D_s^2 + 4.78 D_s - 33.8 \right) 10^{-2} \right] \text{où } 8 \leq D_s \leq 42 \\ f_2 &= \exp \left[\left(12.3 (\ln Re)^2 - 178 \ln Re - 0.132 D_s^2 + 6.78 D_s - 134 \right) 10^{-2} \right] \text{où } 8 \leq D_s \leq 23.25 \end{aligned} \quad (45)$$

La perte de charge due aux tubulures d'entrée et de sortie côté calandre est estimée de la même manière que pour les tubulures côté tube en utilisant l'équation (42).

La conception d'un échangeur thermique faisceau tubulaire coté calandre se fait par l'une des trois méthodes :

- La méthode de **Kern**.
- La méthode de **Bell-Delaware**.
- La méthode de **Wills and Johnston**.

La méthode de **Kern** est l'approche la plus simple, qui utilise des équations basées sur des corrélations utilisées dans les écoulements à travers des tubes. Cette méthode, cependant, ne représente pas les fuites de fluides côté calandre (les pertes de charges singulières dans les tubulures de la calandre, la contraction, l'expansion ou le changement de direction). Pour présenter les fuites côté calandre, la méthode de **Bell-Delaware** est largement

acceptée, qui utilise plusieurs facteurs de correction basés sur des données expérimentales. Cependant, ces facteurs de correction empiriques sont limités aux configurations de côté calandre dont la base de données a été obtenue. Une méthode plus générique couvrant une large gamme de dispositions possibles côté calandre a été introduite par **Tinkeri**, puis elle a été développée par **Wills and Johnston**. Cette approche est connue comme une méthode d'analyse de courant dans laquelle les courants de fluides séparés sont désignés pour chacun des parcours des écoulements possibles à travers la calandre.

V.4 Géométrie et les conditions opératoires

La configuration géométrique de un échangeur à tête flottante de type AES choisie est présentée dans la Figure V.11, qui se compose d'un système de tubes à ailettes où le fluide caloporteur (eau, nanofluide) circule dans les tubes à ailettes, voire la Figure V.11, tandis que l'huile légère circule à l'extérieur des tubes (côté calandre), les caractéristiques géométriques de ce dispositif énergétique sont récapitulées dans le tableau V.2, tels que le diamètre de calandre D_s , le diamètre extérieur du tube d_t , le pas entre les tubes P_t , l'ouverture de chicane B_c , l'espacement entre les chicanes B . Les expressions permettant de calculer les autres caractéristiques géométriques sont données dans la littérature [6, 8].

Tableau V.2 : Les caractéristiques géométriques de l'échangeur à tête flottante 'AES'.

Caractéristiques géométriques			
Côté tubes		Côté calandre	
Longueur L_t	4.415	Dimère D_s	0.79
Dimère d_{in}	0.01257	Espacement des chicanes B	0.237
Dimère d_{ex}	0.016764	Ouverture des chicanes B_c	20%
Nombre des tubes N_t	624	Nombre des chicanes N_c	17
Pas des tubes P_T	0.0254	Nombre de passes N_{p-c}	1
Nombre de passes N_{p-t}	2	Éspace entre tubes adjacents C'	0.008636
Dimère de tubulaire d_n		0.2026	

V.4.1 Procédure de calcul de l'échangeur de chaleur

Considérons l'écoulement en régime permanent des deux fluides à travers les deux côtés de l'échangeur, où le transfert se fait sans changement de phases (écoulement monophasique). Pour refroidir l'huile légère de 115.5 °C à 65.5 °C en utilisant de l'eau de refroidissement avec une température d'entrée de 29.5 °C. Une perte de charge maximale de

48.26kPa a été spécifiée pour l'écoulement de chaque côté, et les facteurs d'encrassement requis de deux côté est de 0,003 pour l'huile et de 0,001 pour l'eau, le débit massique côté calandre est varié de 11.17 à 54.69 kg/s, tandis que le débit côté tubes va de 15.48 à 77.39 kg/s respectivement. Les propriétés thermo-physiques des deux fluides sont résumées dans le tableau V.3.

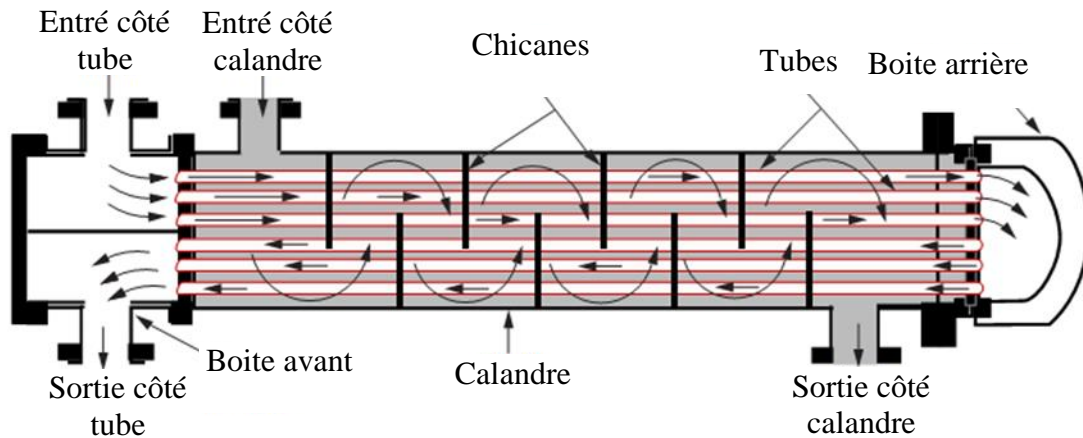


Fig. V.11 Echangeur thermique faisceau tubulaire à tête flottante 'AES'.

Tableau V.3: Les propriétés thermo-physiques des fluides caloporteurs.

	Eau	Huile
Densité ρ [kg/m ³]	998.2	799
Conductivité k [W/m. k]	0.6	0.1385
Chaleur spécifique C_p [J/kg. k]	4183	2302.74
Viscosité μ [kg/m. s]	1.005×10^{-3}	0.68×10^{-3}

La procédure de calcul est une méthode itérative, qui consiste à déterminer le coefficient global d'échange pour ce dispositif puis à vérifier si l'appareil permet de transférer le flux thermique requis.

V.4.1.1 Calcul thermo-hydraulique côté tube

Etape 1 : Calculer le coefficient de transfert convectif côté tube en utilisant la corrélation Seider et Tate [10].

$$h_t = 0.023 \left(\frac{k}{d_t} \right) \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu_{nf}}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (46)$$

$$\text{Où } \text{Re} = \frac{\dot{m} d_i}{S_t \mu_f}, \text{ et } S_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \frac{N_t}{N_{p-t}}$$

Le nombre de Reynolds est donné par l'équation suivante :

$$\text{Re} = \frac{4 \dot{m} (N_t / N_{p-t})}{\pi d_i \mu_f} \quad (47)$$

Le nombre de Prandtl est donné par l'équation suivante :

$$\text{Pr}_{nf} = \frac{C_{p_{nf}} \times \mu_{bf}}{k_{bf}} F_f \quad (48)$$

Où F_f est le facteur de forme des nanoparticules pour notre cas d'étude, on utilise la forme cylindrique où F_f est écrit comme suit :

$$F_f = \left(\frac{1 + A_1 \phi + A_2 \phi^2}{1 + C_k \phi} \right) \quad (49)$$

Etape 2 : Calculer le coefficient de perte de charge côté tube en utilisant la corrélation Delaware Simplifiée [9].

$$\Delta P_{f,t} = \frac{f n_p L G^2}{2000 D_i s_g \phi_t} \quad (50)$$

Où F est le facteur de friction, qui été calculé en utilisant l'équation suivant :

$$f = 0.4137 \text{Re}^{-0.2585} \quad (51)$$

Et G est la vitesse massique du fluide côté tubes $G = \rho \times V$ [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$], qui est défini comme suit :

$$G = \frac{4 \dot{m} (n_p / n_t)}{\pi d_i^2} \quad (52)$$

Aussi, les pertes de charge de refoulement de l'écoulement à l'intérieur des boîtes ΔP_{t-r} , est due à l'écoulements dans les tubulures d'entrée et de sortie, ΔP_{t-n} sont calculés par les corrélations suivantes.

$$\Delta P_{t-r} = 5 \times 10^{-4} (2n_p - 1.5) G^2 / s_g \quad (53)$$

$$\Delta P_{t-n} = 7.5 \times 10^{-4} N_s G^2 / s_g \quad (54)$$

Dans le calcul de la perte de charge à travers les tubulures d'entrée et de sortie ΔP_{t-n} , la vitesse massique utilisée est calculée comme suit :

$$G = \frac{4 \dot{m}}{\pi d_n^2} \quad (55)$$

La perte de charge totale côté tube est la somme des pertes de charges :

$$\Delta P_{Tot} = \Delta P_{f-t} + \Delta P_{r-t} + \Delta P_n \quad (56)$$

V.4.1.2 Calcul thermo-hydraulique côté calandre

Etape 3 : Calculer le coefficient de transfert convectif côté calandre en utilisant la corrélation **Bell-Delaware** [9].

$$h_s = j_H \frac{k}{D_e} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (57)$$

Où J_H est le facteur de Colburn modifié, D_e est le diamètre hydraulique équivalent côté calandre

$$j_H = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{B}{D_s} \right) \left(0.08 \text{Re}^{0.6821} + 0.7 \text{Re}^{0.1772} \right) \quad (58)$$

L'espacement des chicanes : $B = 0.2 \times D_s$

$$D_e = 4 \frac{\left(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (59)$$

Et le nombre de Reynolds côté calandre Re_s calculé par la formule suivante :

$$\text{Re}_s = \frac{\dot{m}_s \times D_e}{A_s \times \mu_s} \quad (60)$$

Où la section d'écoulement côté calandre à travers le faisceau de tubes A_s a été calculée à partir de l'équation (61).

$$A_s = D_s \left(1 - \frac{d_o}{P_T} \right) B \quad (61)$$

Etape 3 : Calculer le coefficient de Perte de charge à travers la calandre en utilisant la corrélation **Bell-Delaware** [9].

$$\Delta P_{f,t} = \frac{f (n_b + 1) D_s G^2}{2000 D_e s_g \phi_s} \quad (62)$$

La valeur du coefficient de friction f qui dépend de Re_s , qui est calculé par la formule suivante :

$$f = 144 \left(f_1 - 1.25 (f_1 - f_2) \left(1 - \frac{B}{D_s} \right) \right) \quad (63)$$

Où les coefficients de frottement f_1 et f_2 sont calculés à partir de la formule suivante :

$$\begin{aligned} f_1 &= (0.0076 + 0.006535 D_s) Re^{-0.125} & \text{où } 0.2 \leq D_s \leq 1.066 \\ f_2 &= (0.0016 + 0.002283 D_s) Re^{-0.157} & \text{où } 0.2 \leq D_s \leq 0.591 \end{aligned} \quad (64)$$

Et la perte de charge dans les tubulures d'entrée et de sortie côté calandre ΔP_{t-n} est calculée par l'équation (54), et la perte de charge totale côté calandre est calculée en utilisant l'équation (65).

$$\Delta P_{Tot} = \Delta P_{f-c} + \Delta P_n \quad (65)$$

V.4.1.3 Calcul du coefficient de correction de viscosité ϕ

Etape 5: Dans les étapes précédentes, le coefficient de correction de viscosité ϕ a été supposé égal à l'unité, c'est le cas des tubes lisses, mais avec la présence des ailettes, les coefficients de transfert thermique et de perte de charge doivent les corriger et les recalculer en utilisant les équations (46 ; 50 ; 57 et 62), où les coefficients de correction de viscosité de deux côtés sont calculés comme suit :

$$\phi = \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (66)$$

Où μ_p et μ_f sont les viscosités dynamiques du fluide correspondant à la température moyenne de paroi et de fluide respectivement, la température de paroi est calculée dans les deux côtés où T_{p-t} à l'intérieur du tube, et T_{p-s} à l'extérieur du tube côté calandre qui sont obtenues par l'utilisation des corrélations suivantes :

$$T_{p,t} = \frac{h_t T_{m,t} + h_s \eta_w (A_{Tot} / A_i) T_{m,s}}{h_t + h_s \eta_w (A_{Tot} / A_i)} \quad (67)$$

$$T_{p,s} = \frac{h_t \eta_w T_{m,t} + [h_t (1 - \eta_w) + h_s \eta_w (A_{Tot} / A_i)] T_{m,s}}{h_t + h_s \eta_w (A_{Tot} / A_i)} \quad (68)$$

L'efficacité pondérée d'une ailette η_w , qui est une fonction du rendement des ailettes η et le rapport entre la surface externe totale à la surface interne (A_{Tot}/A_i), le rendement des ailettes η se définit comme le rapport entre l'énergie réellement évacuée par l'aillette et l'énergie qui serait évacuée si l'aillette était faite d'un matériau infiniment conducteur, dans le cas d'une conduite cylindrique le rendement est calculé par :

$$\eta_w = \frac{A_{prime} + \eta_f A_{fins}}{A_{Tot}} \quad (69)$$

$$\eta_f = \frac{Tanh(m\psi)}{m\psi} \quad (70)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_s}{\tau k_t}} \quad (71)$$

$$\psi = (r_{2c} - r_1) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_{2c}}{r_1} \right) \right) \quad (72)$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{\tau}{2} \quad (73)$$

$$A_{fins} = 2\pi (r_{2c}^2 - r_1^2) N_f \quad (74)$$

$$A_{prime} = 2\pi r_1 (L - \tau N_f) \quad (75)$$

- A_{fin} Surface de l'aillette ;
- A_{prime} surface de base ;

- A_{Tot} Surface totale du tube à ailettes $A_{Tot} = A_{prime} + A_{fin}$;
- r_{2c} est le rayon d'ailette corrigé.
- r_1, r_2 sont les rayons intérieur et extérieur de l'ailette circulaire.

Le terme correctif de viscosité ϕ est calculé à partir du calcul des viscosités des deux fluides, où $\mu_{w,t}$ la viscosité du fluide côté tube correspond $T_{p,t}$ tandis que la viscosité du fluide côté calandre $\mu_{w,s}$ correspond $T_{p,s}$, donc le terme correctif de viscosité côté tube $\phi_t = (\mu/\mu_{w,t})^{-0.14}$ et côté calandre $\phi_t = (\mu/\mu_{w,s})^{-0.14}$.

Étape 6: Dans cette étape, on va corriger tous les paramètres précédents en utilisant les termes correctifs de viscosité des deux côtés, tels que les équations (46), (50) et (56) côté tube et (57), (62) et (65) côté calandre.

Étape 7: Calculer le coefficient global d'échange thermique U_o , puis en utilisant la méthode ε -NUT on va calculer l'efficacité de l'échangeur et par la suite le flux thermique échangé.

$$U_o = \left[\frac{A_{Tot}}{h_i A_i} + \frac{A_{Tot} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{h_s \eta_w} + R_{di} \left(\frac{A_{Tot}}{A_i} \right) + R_{do} \left(\frac{A_{Tot}}{A_i} \right) \right]^{-1} \quad (76)$$

Le nombre d'unités de transfert thermique NUT a été obtenu comme suit :

$$NTU = \frac{U_o A_t}{C_{\min}} \quad (77)$$

Où $C_{\min} = \text{Min} \left\{ (\dot{m}C_p)_s; (\dot{m}C_p)_t \right\}$ et $C_{\max} = \text{Max} \left\{ (\dot{m}C_p)_s; (\dot{m}C_p)_t \right\}$

L'efficacité de l'échangeur thermique ε (un seul passage côté calandre et deux passes côté tubes) a été déterminée en utilisant l'équation (78).

$$\varepsilon = 2 \left(1 + C + \sqrt{1 + C^2} \frac{1 + e^{-NTU \times \sqrt{1 + C^2}}}{1 - e^{-NTU \times \sqrt{1 + C^2}}} \right)^{-1} \quad (78)$$

Où $C = (C_{\min}/C_{\max})$

Le flux thermique «q» a été déterminé à partir de l'équation (79).

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{s,in} - T_{nf,in}) \quad (79)$$

La température de sortie des deux côtés de l'échangeur thermique soit de calandre ou du tube:

$$\begin{aligned} T_{t,ou} &= T_{nf,in} + \varepsilon C (T_{s,in} - T_{nf,in}) \\ T_{s,ou} &= T_{s,in} - \varepsilon (T_{s,in} - T_{nf,in}) \end{aligned} \quad (80)$$

La différence de température logarithmique moyenne (DTLM) est alors déterminée par l'équation suivante:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{s,in} - T_{nf,ou}) - (T_{s,ou} - T_{nf,in})}{\ln\left\{\frac{(T_{s,in} - T_{nf,ou})}{(T_{s,ou} - T_{nf,in})}\right\}} \quad (81)$$

V.5 Résultats et discussion

Le dispositif choisi pour la présente étude est un échangeur thermique faisceau tubulaire à un seul passe côté calandre et deux passes côté tube. La disposition schématique de l'installation utilisée est représentée sur la Figure V.11, qui montre le sens d'écoulement à travers les deux côtés, à savoir le côté tube et le côté de la calandre. L'huile chaude s'écoule dans le côté du tube, tandis que le fluide caloporteur (nanofluide) circule à travers le côté de la calandre. L'huile et le nanofluide forment une configuration d'échangeur thermique à courants-croisés. Les spécifications de l'échangeur thermique faisceau tubulaire sont indiquées dans le Tableau V.3.

L'une des méthodes utilisées pour économiser de l'énergie pourrait être faite en assurant leur utilisation efficace dans les installations énergétiques. Afin d'atteindre ce but, la conversion, la conservation et la récupération d'énergie sont les moyens les plus utiles. Pour cette raison, il y a différents types d'échangeurs de chaleur qui sont généralement utilisés dans ce secteur. Différentes technologies sont utilisées pour améliorer l'efficacité des systèmes d'échangeurs, que ce soit par une modification géométrique (l'augmentation de la surface d'échange de chaleur en utilisant des ailettes et des micro-canaux, ou par la modification de la forme des chicanes). Mais, ces méthodes conventionnelles sont la raison d'un système d'échangeur de chaleur plus volumineux et encombrant, et par conséquent, l'utilisation de ces méthodes conventionnelle est limitée [1].

La nouvelle méthode est basée sur l'amélioration de la conductivité thermique du fluide conventionnel, afin d'améliorer leur performance thermique, et par conséquent, augmenter l'efficacité énergétique des échangeurs thermiques. Cette idée est basée sur les travaux du groupe de laboratoire d'ARGONE, qui ont prouvé que la suspension des particules solides au sein du fluide conventionnel, augmente considérablement leur conductivité thermique, et pour éviter les problèmes de la sédimentation et l'augmentation des

perdes de charge ; on utilise des particules de tailles nanométriques [12] (généralement inférieures à 100 nm), cette nouvelle génération des fluides est appelée nanofluide.

Avant d'effectuer la modélisation de l'échangeur par l'utilisation des nanofluides comme fluide caloporteur, en effectuant une étude préliminaire pour le cas du fluide de base seul (l'eau pure), puis les comparer avec le cas du nanofluide pour chaque concentration volumique de nanoparticules. Les résultats obtenus sont tracés en fonction du nombre de Reynolds tels que les températures de sortie des deux côtés, coefficient de transfert thermique global, le flux de chaleur échangé à travers la surface d'échange, le nombre d'unités de transfert NUT, la différence de température logarithmique moyenne DTLM, le nombre de Nusselt, l'efficacité thermique d'échange, puis la perte de charge a été présentée en fonction du nombre de Reynolds et de la concentration volumique des nanoparticules.

V.5.1 Températures de sortie de l'échangeur thermique

La Figure V.12 représente la température de sortie du nanofluide quittant le côté du tube de l'échangeur thermique, tandis que la température de sortie de l'huile (côté calandre) a été illustrée dans la Figure V.13. Le nanofluide sortant côté tube a une augmentation significative de sa température, et est directement proportionnelle à la fraction volumique.

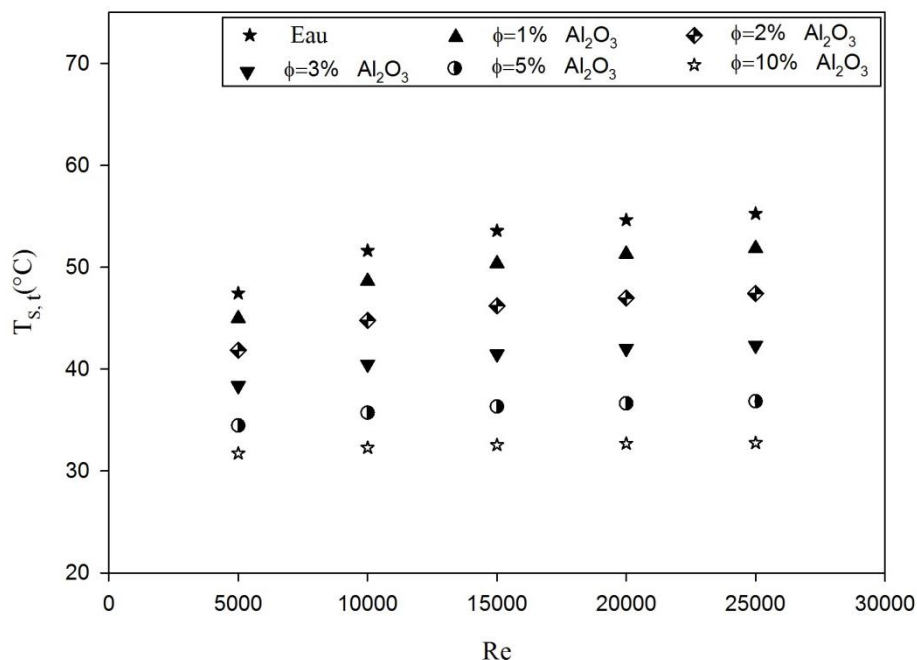


Fig. V.12 La variation de la température de sortie côté tubes de l'échangeur thermique à tête flottante.

On observe à partir de la Figure V.12, que la température de sortie du fluide froid (nanofluide) côté tube a une relation inversement avec l'augmentation de la concentration

volumique des nanoparticules et une relation identique avec l'augmentation du débit côté tube. Cela signifie que le nanofluide ayant une concentration volumique plus élevée transfère une quantité de chaleur plus élevée durant l'échange thermique entre les deux fluides.

D'après la Figure V.13, on constate que la température de sortie côté calandre (huile chaude) a aussi une relation inverse avec la concentration volumique du nanofluide eau/ Al_2O_3 , et a la même tendance avec l'augmentation du débit massique côté calandre, ça confirme (ce qui confirme) les constatations précédentes.

Les nanofluides présentent un échange thermique supérieur à celui du fluide de base. Par exemple, à un nombre de Reynolds de 25000, la température de sortie du fluide côté tube du fluide de base est de 55.5 °C, et pour le même débit et avec une concentration volumique de 10% du Nanofluide (eau/ Al_2O_3), la température de sortie du fluide côté devient 33 °C, on observe dans ce cas, qu'il y a une augmentation de la température du fluide côté coque de 22.5°C, et cette augmentation dans la température côté tube est accompagnée avec une diminution de 14.5 °C côté tube même à des faibles concentrations volumiques

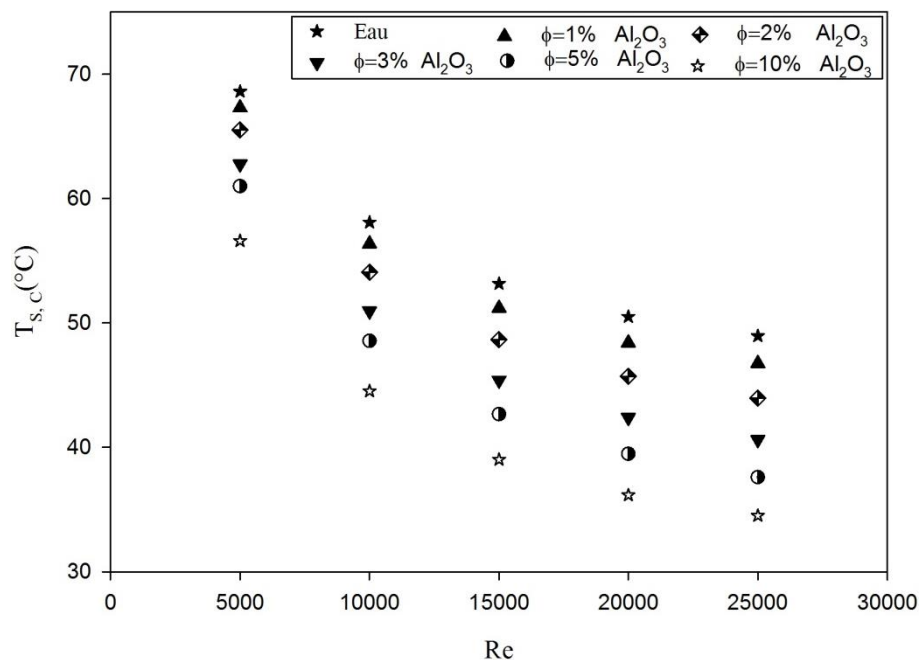


Fig. V.13 La variation de la température de sortie côté calandre de l'échangeur thermique à tête flottante.

V.5.2 Coefficient d'échange thermique global

La Figure V.14 représente le coefficient d'échange thermique global en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau (fluide de base) et les nanofluides. Il est clairement observé que le coefficient global de transfert thermique de nanofluides est plus élevé que ceux de l'eau, en raison des propriétés thermo-physiques améliorées telles que la conductivité thermique et réduit la capacité thermique spécifique. L'augmentation du coefficient de

transfert thermique total est de 1%, 3%, 8%, 9% et 17% respectivement pour des concentrations volumiques de 1%, 2%, 3%, 5% et 10% de nanoparticules (eau/ Al_2O_3).

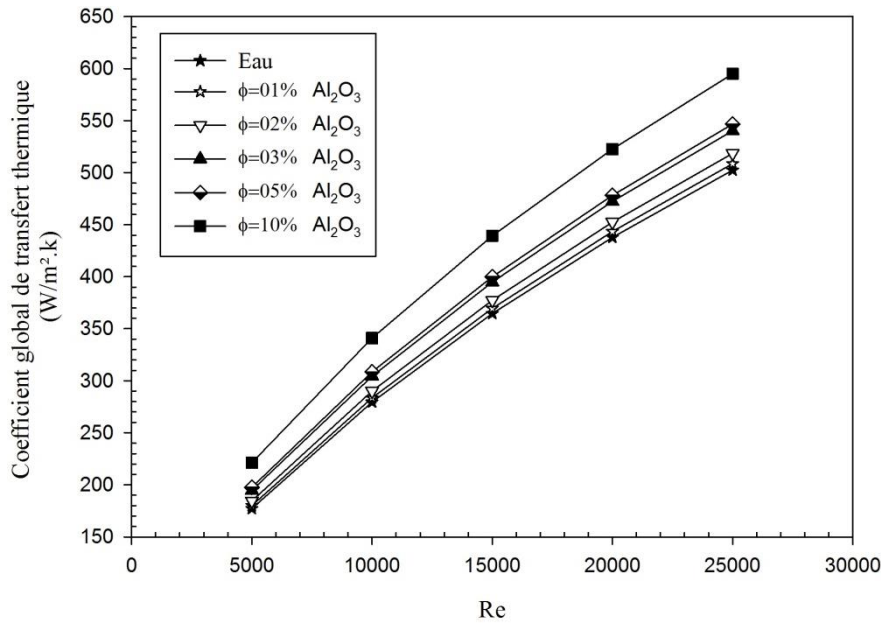


Fig. V.14 La variation du coefficient global de transfert thermique à travers l'échangeur thermique à tête flottante pour différents nombre de Reynolds.

V.5.3 Nombre d'Unités de Transfert et le flux thermique

Le nombre d'unités de transfert et le flux de chaleur dépendent principalement de l'efficacité thermique de l'échangeur, et pour chaque amélioration de l'efficacité thermique, les deux paramètres ont également augmenté. La variation du nombre d'unités de transfert en fonction du nombre de Reynolds est illustrée dans la Figure V.15, tandis que la Figure V.16 représente la variation du flux thermique à travers le dispositif thermique en fonction du nombre de Reynolds.

Il apparaît clairement que le flux thermique et le NUT de nanofluides sont plus élevés que ceux du fluide de base (eau), et cette amélioration est due à l'amélioration des propriétés thermo-physiques du nanofluide. Le taux d'amélioration du flux thermique est de 3%, 7%, 11%, 14% et 19% respectivement pour des concentrations volumiques de 1%, 2%, 3%, 5% et 10% de nanoparticules (eau/ Al_2O_3), et le taux d'amélioration du NUT est de 1%, 3%, 8%, 9% et 17% pour des concentrations volumiques de 1%, 2%, 3%, 5% et 10% respectivement.

D'après ces résultats, on constate que l'échange thermique à travers l'échangeur de chaleur dans le cas des nanofluides est plus élevé que celui du fluide de base.

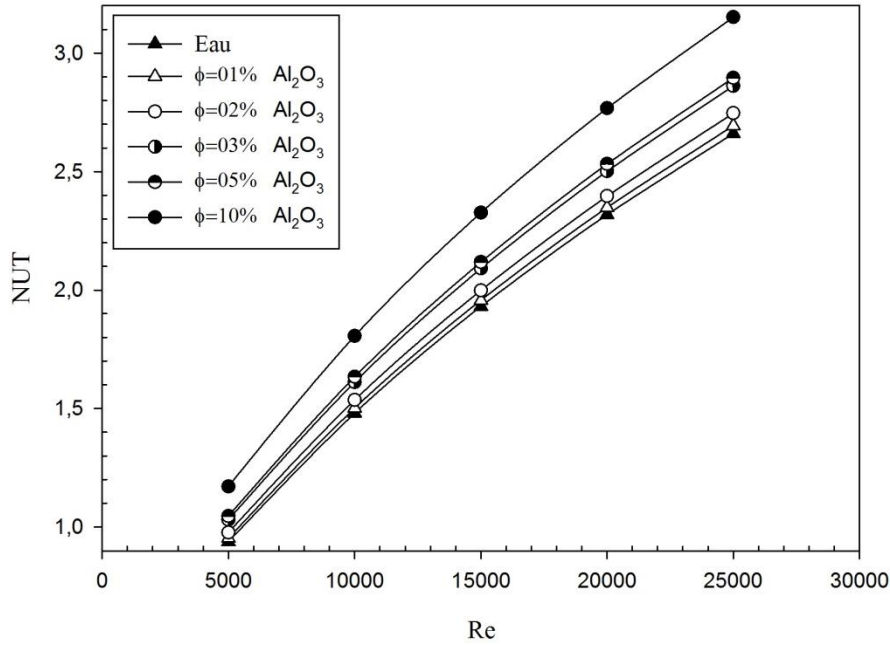


Fig. V.15 La variation du Nombre d'Unités de Transfert à travers l'échangeur thermique à tête flottante pour différents nombre de Reynolds.

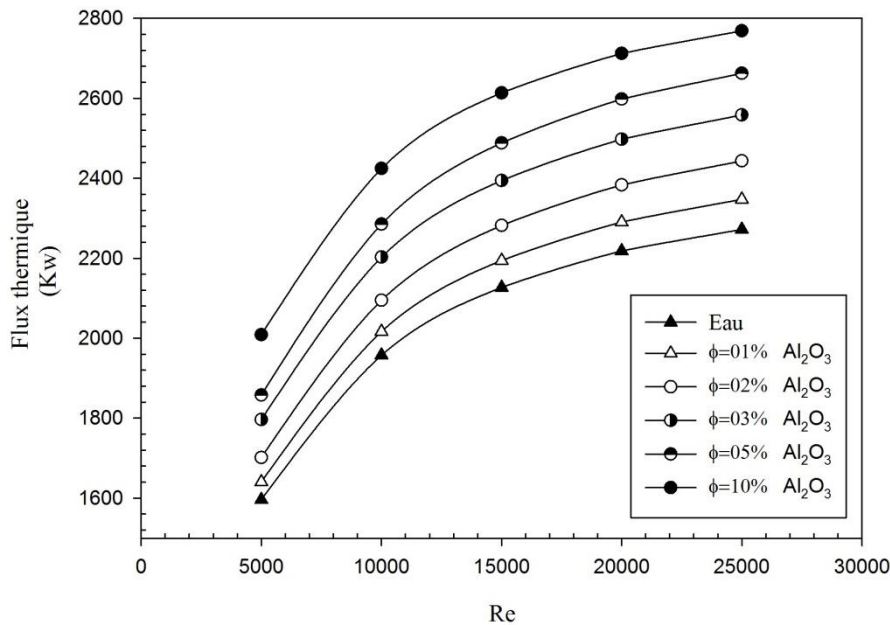


Fig. V.16 La variation du flux thermique à travers l'échangeur de chaleur à tête flottante pour différents nombre de Reynolds.

V.5.4 Efficacité énergétique et le coefficient de transfert

La variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et de la concentration volumique des nanoparticules est montrée sur la Figure V.17. On constate que le coefficient de transfert thermique adimensionnel augmente avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules et des débits, et que l'amélioration la plus élevée est obtenue

pour le nombre de Reynolds les plus élevés. Par exemple à $Re = 25000$ et $\phi = 10\%$, l'amélioration est de 52%. Alors qu'à $Re = 5000$ et $\phi = 10\%$, l'amélioration est seulement de 5%. L'augmentation du coefficient de transfert thermique adimensionnel est de 13%, 21% et 34% pour $\phi = 2\%$, 3% et 5% respectivement.

L'intensification de la turbulence durant l'écoulement du nanofluide est très important, où la formation des tourbillons jouent également un rôle essentiel dans l'intensification de l'échange thermique, dans le cas du nanofluide et en plus de la suspension de nanoparticules au fluide de base, l'amélioration de la conductivité thermique et le retard de développement de la couche limite mène une autre amélioration au coefficient de transfert thermique. Les raisons possibles du retard de développement de la couche limite dans la région d'entrée pour le cas du nanofluide peuvent être dues au mouvement chaotique résultant du mouvement brownien comme rapporté par Jang et Choi [13].

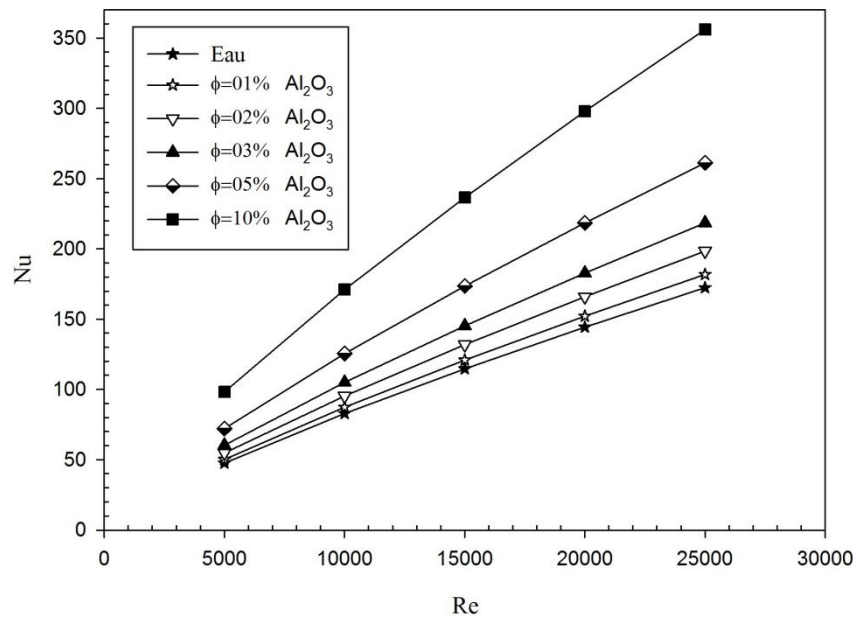


Fig. V.17 La variation du coefficient de transfert thermique adimensionnel à travers l'échangeur thermique à tête flottante pour différents nombre de Reynolds.

La variation de l'efficacité thermique de l'échangeur thermique faisceau tubulaire à tête flottante en fonction du nombre de Reynolds et l'influence de la variation des concentrations volumiques est montrée sur la Figure V.18.

On observe que lorsque le nombre de Reynolds augmente, l'efficacité thermique aussi augmente, et se révèle supérieure à celle du fluide de base (eau). Par exemple, pour $Re=25000$ et une concentration volumique de 10%, l'efficacité est de 0.94 qui est plus grande que celle du fluide de base qui été de 0.76, pour les autres concentrations volumiques du nanofluide, à savoir 1%, 2%, 3% et 5% l'efficacité thermique de l'échangeur est de 0.79, 0.83, 0.87 et 0.90 respectivement. Cette augmentation est due au fait que le rapport entre le flux thermique réel et le flux thermique maximal possible est plus élevé que celui par rapport à l'eau.

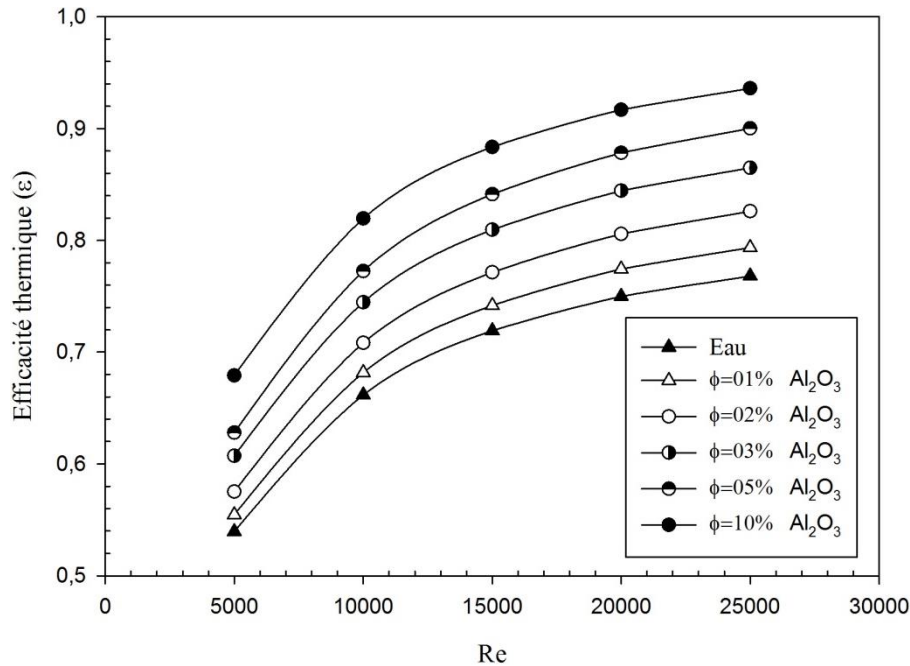


Fig. V.18 La variation de l'efficacité thermique de l'échangeur thermique à tête flottante pour différents nombre de Reynolds.

V.5.5 Chute de pression

La chute de pression des nanofluides en fonction du nombre de Reynolds est représentée sur la Figure V.20. Bien que la suspension de nanoparticules augmente les propriétés thermo-physiques, et comme le coefficient du transfert thermique et l'efficacité thermique de l'échangeur augmentent, aussi la perte de charge à travers l'échangeur thermique augmente par rapport à celle de l'eau pure. Cette augmentation a été proportionnelle à l'augmentation de la concentration volumique de particules, et la valeur la plus élevée est observée pour une concentration volumique de 10% du nanofluide (eau/Al₂O₃).

Le pourcentage d'augmentation de la perte de charge par rapport à l'eau pure dans ce cas est de 15,8% pour $Re = 25000$, tandis que pour les autres concentrations telles que 1%, 2%, 3% et 5% l'augmentation de perte de charge varie de 1,8%, 4,3%, 7,9% et 10,6% respectivement. Cette augmentation de perte de charge est due à l'augmentation de la viscosité dynamique des nanofluides par rapport à celle du fluide de base.

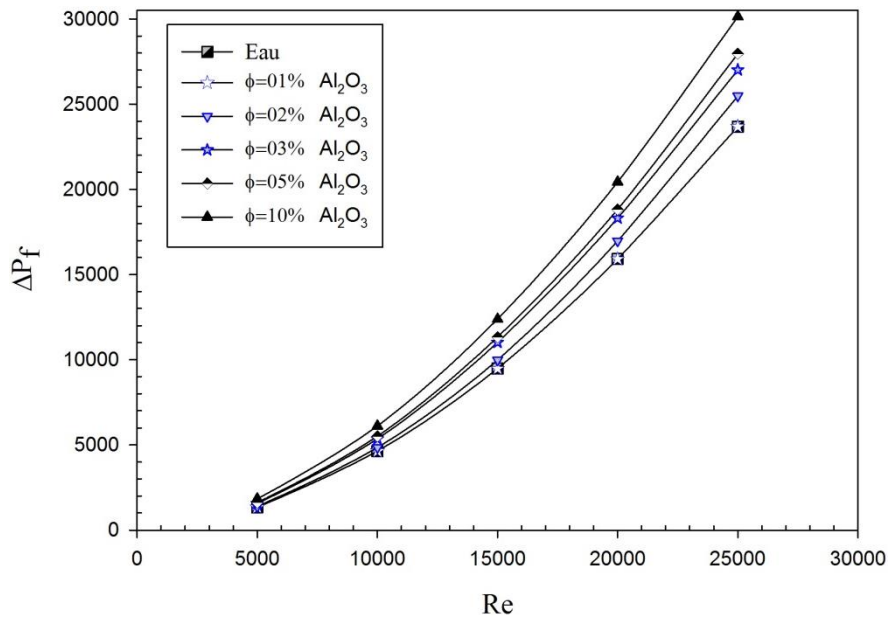


Fig. V.20 La variation de la chute de pression à travers l'échangeur thermique à tête flottante pour différents nombre de Reynolds.

V.6 Conclusion

La présente étude porte sur les caractéristiques de transfert thermique des nanofluides (eau/ Al_2O_3) à travers un échangeur de chaleur faisceau tubulaire à tête flottante, l'écoulement dans ce dispositif est courants croisés. La modélisation et le calcul numérique montrent que :

- La conductivité thermique a une forte influence sur le processus de transfert thermique.
- Le taux d'amélioration du coefficient de transfert thermique est de 1%, 3%, 8%, 9% et 17% pour les concentrations volumiques 1%, 2%, 3%, 5% et 10% respectivement.
- Le coefficient de transfert de chaleur global et l'efficacité énergétique de l'échangeur thermique à base de nanofluides comme fluide caloporteur sont plus élevés que celui de l'eau (fluide de base).
- L'augmentation notable des paramètres thermo-hydrauliques de l'échangeur est due aux propriétés thermo-physiques améliorées par la suspension des nanoparticules au sein du fluide caloporteur conventionnel (eau), et au retard de développement de la couche limite dans les régions d'entrée.

Enfin, le pourcentage d'augmentation de la perte de charge pour le nanofluide (eau/ Al_2O_3) à 10% est de 15.8% pour $\text{Re} = 25000$ par rapport à celui de l'eau pure.

Références du chapitre 5

- [1] Master B.I., Chunangad K.S., Pushpanathan V, Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers, in: Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications, Santa Fe, USA, 2003, pp. 317–322.
- [2] Shah R.K and Sekulic D. P., Heat Exchangers in *Handbook of Heat Transfer Applications*, Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., and Ganic, E. N. (eds.), 3rd edn., McGraw-Hill, New York, Chapter 17, pp. 17.1–17.169, 1998.
- [3] Serth R.W and Lestina T.G, Heat Exchangers in : Process Heat Transfer Principles Applications and Rules Of Thumb, Academic Press Elsevier Inc, pp. 67-100, 2014.
- [4] Shah R.K and Sekulic D.P, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons Inc, Hoboken, New Jersey, 2003.
- [5] Holman J.P, Lloyd J, Heat Exchangers In Heat Transfer tenth edition, Chapter 10, pp.521-585, 2010.
- [6] Çengel Y.A, Turner R.H, Heat Exchangers in Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences 2nd edition, Chapter 23, pp.1031-1080, 2005.
- [7] Kraus A.D, Aziz A and Welty J, Extended Surface Heat Transfer. John Wiley & Sons, Inc New York, 2001.
- [8] Kuppan T, "Heat Exchanger Design Handbook". CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 2013.
- [9] Serth R.W and Lestina T.G, The Delaware Method : Process Heat Transfer Principles Applications and Rules Of Thumb, Academic Press Elsevier Inc, pp. 199-222, 2014.
- [10] Seider E.N, Tate C.E, Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. Ind Eng Chem; vol.28, pp. 1429–1435, 1936.
- [11] Hausen H, Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch Verallgemeinert Potenzbeziehungen. Z VDI Beih Verfahrenstech, No.4, 1943.
- [12] Choi S.U.S, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, Developments and Applications of Non-Newtonian Flows, vol.66, pp: 99–105, 1995.
- [13] Jang S.P and Choi S.U.S, Role of Brownian Motion in the Enhanced Thermal Conductivity of Nanofluids, Applied Physics Letters (2004) 84:4316-4318.

Conclusion générale

Ce travail a été consacré à la simulation numérique et la modélisation des transferts thermiques convectifs pour des différents types de nanofluides, en écoulement laminaire et turbulent à travers des conduites cylindriques pour les deux cas suivants :

- Un échangeur faisceau tubulaire à tête flottante en utilisant le nanofluide (eau/ Al_2O_3), où l'écoulement dans ce dispositif est à courants croisés. La modélisation et le calcul numérique montrent que :
 - La conductivité thermique a une forte influence sur le processus de transfert thermique.
 - Le taux d'amélioration du coefficient de transfert thermique est de 1%, 3%, 8%, 9% et 17% pour les concentrations volumiques 1%, 2%, 3%, 5% et 10% respectivement.
 - Le coefficient de transfert de chaleur global et l'efficacité énergétique de l'échangeur thermique à base de nanofluides comme fluide caloporteur sont plus élevés que celui de l'eau (fluide de base).
 - L'augmentation notable des paramètres thermo-hydrauliques de l'échangeur est due aux propriétés thermo-physiques améliorées par la suspension des nanoparticules au sein du fluide caloporteur conventionnel (eau), et au retard de développement de la couche limite dans les régions d'entrée.
 - Le pourcentage d'augmentation de la perte de charge pour le nanofluide (eau/ Al_2O_3) à 10% est de 15.8% pour $\text{Re} = 25000$ par rapport à celui de l'eau pure.

- Dans le deuxième cas, nous avons étudié numériquement, l'écoulement laminaire à travers un capteur solaire plan, en utilisant quatre types de nanofluide (eau/ Al_2O_3 , eau/ CuO , eau/ TiO_2 , eau/ SiO_2). Les résultats de la simulation numérique, nous ont permis de constater plusieurs constatations sur les effets subis par la structure hydrodynamique et thermique de l'écoulement, occasionnés par les effets de l'utilisation des nanofluides comme fluide caloporteur. Nous résumons dans ce qui suit les principaux résultats obtenus:

- L'influence négligeable de la concentration volumique des nanoparticules sur le coefficient de perte de charge λ , sauf pour le nanofluide (CuO/eau) une légère augmentation de la perte de charge linéaire dans la conduite qui s'accroît avec l'augmentation de la fraction volumique.
- Le nombre de Nusselt du nanofluide est plus grand que celui de l'eau pure, et il augmente significativement avec l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticules. Où l'augmentation considérable du taux d'amélioration par rapport à l'eau pure pouvait atteindre une valeur moyenne de 34% pour Al_2O_3 et CuO.
- Le meilleur fluide de transfert est le nanofluide qui contient les nanoparticules de l' Al_2O_3 suivi par CuO et TiO_2 et enfin SiO_2 .

De nombreuses perspectives s'ouvrent au niveau de l'exploitation du code de calcul et du travail réalisé.

- L'étude numérique du phénomène de transfert thermique en utilisant des nanofluides, dans lesquelles les effets suivants pourraient être considérés :
 - Effet de la tension superficielle ;
 - Effet de la forme et la dimension des nanoparticules ;
 - Effet des forces électromagnétiques ;
 - Effet de la nature du fluide de base ;
 - Effet de la température du fluide de base ;
 - Effet de la présence des champs électromagnétiques.

Annexe

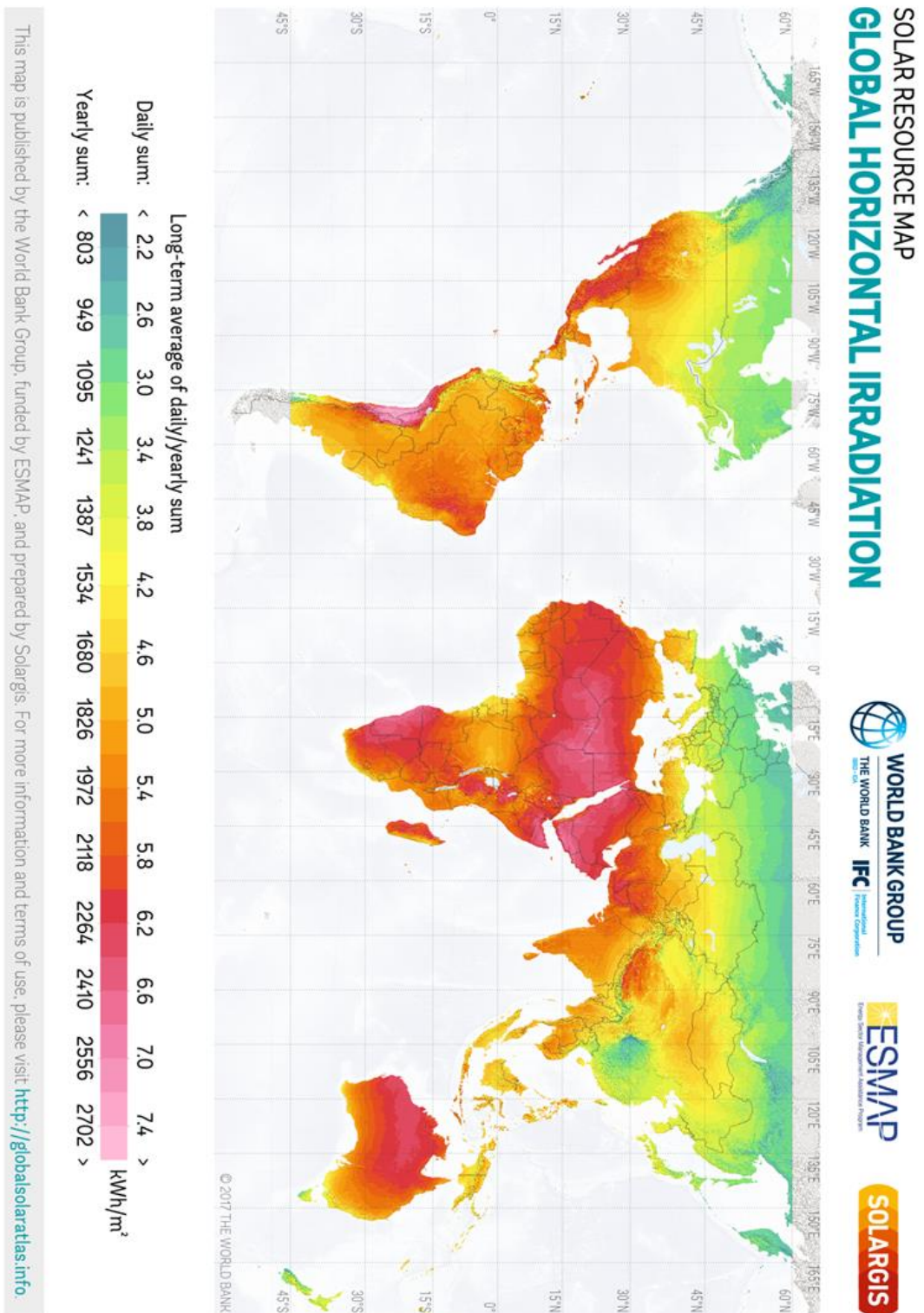
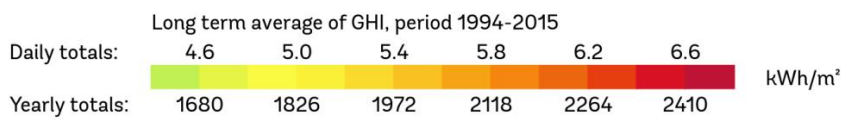
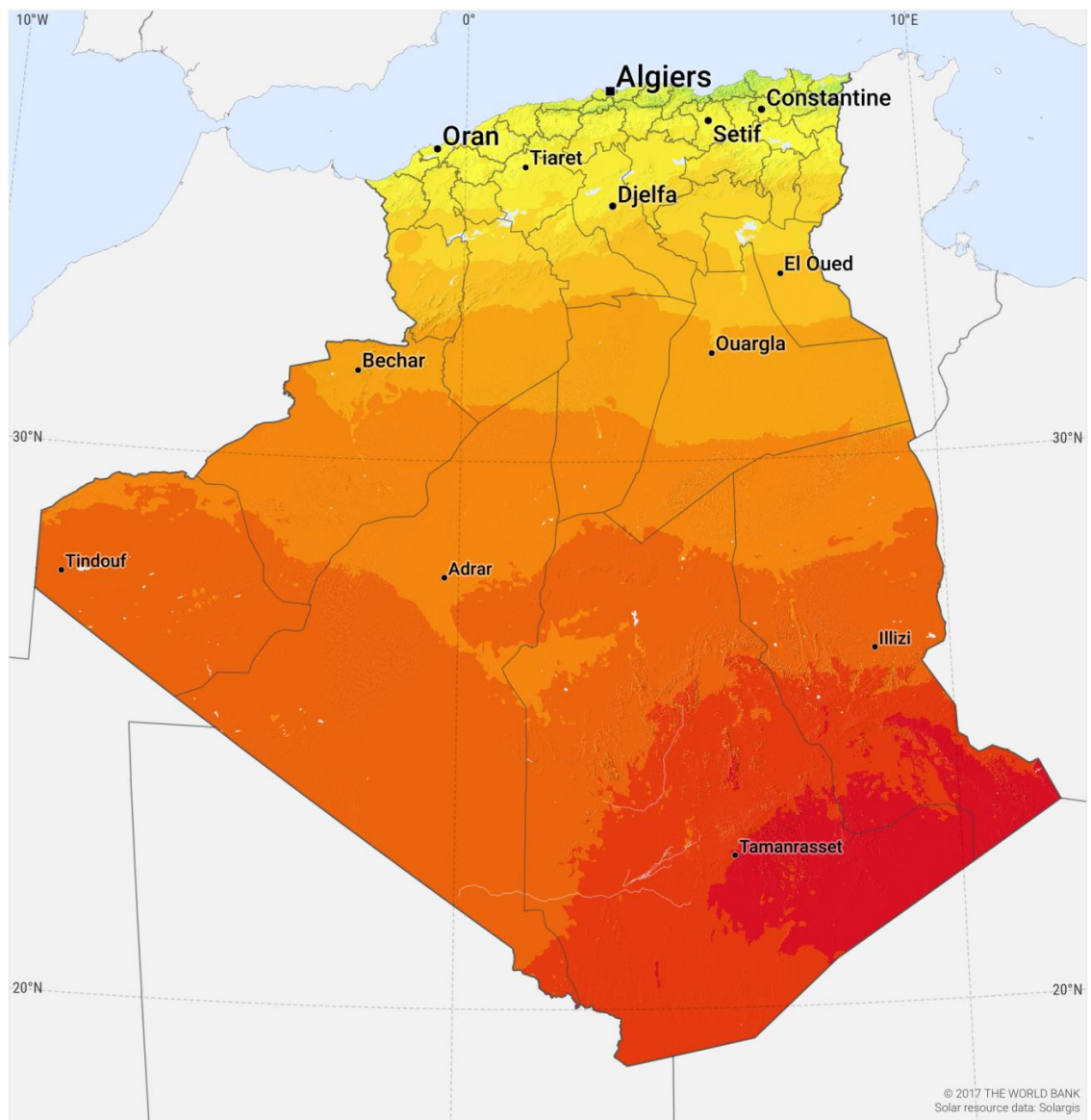


Fig. A.1 la distribution des gisements solaire à travers le monde.

SOLAR RESOURCE MAP

GLOBAL HORIZONTAL IRRADIATION

ALGERIA



This map is published by the World Bank Group, funded by ESMAP, and prepared by Solargis. For more information and terms of use, please visit <http://globalsolaratlas.info>.

Fig. A.2 Moyenne annuelle de l'irradiation Solaire globale reçue sur un plan incliné à Latitude.

Les effets influent sur la conductivité thermique

Les tableaux suivants présentent un résumé des résultats obtenu par des différents groupes de recherche où ils ont analysé la variation des principales variables pour les différents essais effectués pour déterminer le taux de l'amélioration de la conductivité thermique. Ces analyses ont été obtenues pour des oxydes métalliques, des métaux et carbone silicone.

Tableau A.1 : Effet de la taille des particules sur la conductivité thermique

Auteur (Année)	Nanofluide	La concentration	La taille	L'amélioration
Lee et col (1999)	Al ₂ O ₃ / Eau	1,00-4.30	38.4	1.03-1.10
	CuO/ Eau	1.00-3.41	23.6	1.03-1.12
	Al ₂ O ₃ / EG	1.00-5.00	38.4	1.03-1.18
	CuO/ EG	1.00-4.00	23.6	1.05-1.23
Wang et col (1999)	Al ₂ O ₃ / Eau	3.00-5.50	28	1.11-1.16
	CuO/ Eau	4.50-9.70	23	1.17-1.34
	Al ₂ O ₃ / EG	5.00-8.00	28	1.25-1.41
	CuO/ EG	6.2-14.80	23	1.24-1.54
	Al ₂ O ₃ / H M	2.25-7.40	28	1.05-1.30
Xie et col (2002b)	Al ₂ O ₃ / Eau	1.80-5.00	60.4	1.07-1.21
	Al ₂ O ₃ /EG	1,80-5.00	15	1.06-1.17
	Al ₂ O ₃ /EG	1,80-5.00	26	1.06-1.18
	Al ₂ O ₃ /EG	1,80-5.00	60.4	1.08-1.30
	Al ₂ O ₃ /EG	1,80-5.00	302	1.39-1.25
Xie et col (2002c)	Al ₂ O ₃ / Eau	5.00	60.4	1.23
	Al ₂ O ₃ /EG	5.00	60,4	1.29
Wen et Ding (2004)	Al ₂ O ₃ / Eau	0.19–1.59	42	1.01–1.10
Murshed et col (2005)	TiO ₂ / Eau	0.50–5.00	15	1.05–1.30
	TiO ₂ / Eau	0.50–5.00	10 × 40	1.08–1.33
Wen et Ding (2005)	Al ₂ O ₃ / Eau	0.31–0.72		1.02–1.06
Hwang et col (2006)	CuO/ Eau	1.00		1.05
	SiO ₂ / Eau	1.00		1.03
	CuO/ EG	1.00		1.09
Kang et col (2006)	SiO ₂ / Eau	1.00–4.00	15–20	1.02–1.05
Lee et col (2006)	CuO/ Eau (pH = 3)	0.03–0.30	25	1.04–1.12
	CuO/ Eau (pH = 6)	0.03–0.30	25	1.02–1.07
Wen et Ding (2006)	TiO ₂ / Eau (pH = 3)	0.29–0.68	34	1.02–1.06

Tableau A.2 : Effet de la température et de la taille des particules sur la conductivité thermique

Auteur (Année)	Nanofluide	La concentrati	La taille	L'amélioration
Masuda et col (1993)	Al ₂ O ₃ / Eau (31.85°C)	1,30-4.30	13	1.109-1.324
	Al ₂ O ₃ / Eau (46.85°C)	1.30-4.30	13	1.100-1.296
	Al ₂ O ₃ / Eau (66.85°C)	1.30-4.30	13	1.092-1.262
	SiO ₂ / Eau (31.85°C)	1.10-2.30	12	1.010-1.011
	SiO ₂ / Eau (46.85°C)	1.10-2.30	12	1.009-1.010
	SiO ₂ / Eau (66.85°C)	1.10-2.40	12	1.005-1.007
	TiO ₂ / Eau (31.85°C)	3.25-4.30	27	1.080-1.105
	TiO ₂ / Eau (46.85°C)	3.25-4.30	27	1.084-1.080
	TiO ₂ / Eau (86.85°C)	3.10-4.30	27	1.075-1.099
Das et col (2003)	Al ₂ O ₃ / Eau (21°C)	1.00–4.00	38.4	1.02–1.09
	Al ₂ O ₃ / Eau (36°C)	1.00–4.00	38.4	1.07–1.16
	Al ₂ O ₃ / Eau (51°C)	1.00–4.00	38.4	1.10–1.24
	CuO/ Eau (21°C)	1.00–4.00	28.6	1.07–1.14
	CuO/ Eau (36°C)	1.00–4.00	28.6	1.22–1.26
	CuO/ Eau (51°C)	1.00–4.00	28.6	1.29–1.36
Li et Peterson (2006)	Al ₂ O ₃ / Eau (27.5°C)	2.00–10.00	36	1.08–1.11
	Al ₂ O ₃ / Eau (32.5°C)	2.00–10.00	36	1.15–1.22
	Al ₂ O ₃ / Eau (34.7°C)	2.00–10.00	36	1.18–1.29
	CuO/ Eau (28.9°C)	2.00–6.00	29	1.35–1.36
	CuO/ Eau (31.3°C)	2.00–6.00	29	1.35–1.50
	CuO/ Eau (33.4°C)	2.00–6.00	29	1.38–1.51

Tableau A.3 : Effet de la température et de la taille des particules sur la conductivité thermique.

Auteur (Année)	Nanofluide	La concentration	La taille	L'amélioration
Patel et Col (2003)	Ag/ Eau (30°C)	0.001	60–70	1.030
	Ag/ Eau (60°C)	0.001	60–70	1.04
	Au/ Eau (30°C)	0.00013	10–20	1.03
	Au/ Eau (60°C)	0.00013	10–20	1.05
	Au/ Eau (30°C)	0.00026	10–20	1.05
	Au/ Eau (60°C)	0.00026	10–20	1.08
Wen and Ding (2004)	MWCNT/eau (20°C)	0.04–0.84	20–60 (D)	1.04–1.24
	MWCNT/eau	0.04–0.84	20–60 (D)	1.05–1.31
Ding et Col (2006)	MWCNT/eau (20°C)	0.05–0.49		1.00–1.10
	MWCNT/eau	0.05–0.49		1.07–1.27
	MWCNT/eau (25°C)	0.05–0.49		1.18–1.79

Tableau A.4 : Effet de la taille des particules sur la conductivité thermique.

Auteur (Année)	Nanofluide	La concentration	Taille de la particule	L'amélioration
Xuan et Li (2000)	Cu / Eau	2.50-7.50	100	1.22 -1.75
Eastman et Col (2001)	Cu/EG	0.10-0.56	<10	1.016-
	Cu /EG	0.11-0.56	<10	1.100
	Cu /EG	0.01-0.28	<10	1.031-1.140
Xie, et Col (2002a)	SiC/ Eau	0.78-4.18	26	1.03 -1.17
	SiC/ Eau	1.00-4.00	600	1.06 -1.24
	SiC/EG	0.89-3.50	26	1.04 -1.13
	SiC/EG	1.00-4.00	600	1.06 -1.23
Xie et Col (2003)	MWCNT/ eau	0.40–1.00	15	1.03–1.07
	MWCNT/ EG	0.23–1.00	nm×30µm	1.02–1.13
Assael et	MWCNT/eau	0.60	15	
Assael et Col (2005)	MWCNT/eau	0.60	100	1.07–1.38
	DWCNT/eau	0.75	5 (D)	1.03
	DWCNT/eau	1.00	5 (D)	1.08
	MWCNT/eau	0.60	130	1.34
	MWCNT/eau	0.60	nm×10µm	1.28
Hong et Col (2005)	Fe/EG	0.20–0.55	10	1.13–1.18
Liu et Col (2005)	MWCNT/EG	0.20–1.00	20–50 (D)	1.02–1.12
	MWCNT/H M	1.00–2.00	20–50 (D)	1.09–1.30
Hong et Col (2006)	Fe/ EG	0.10–0.55	10	1.05–1.18
Hwang et Col (2006)	MWCNT/ Eau	1.00		1.07
	MWCNT/ H Min	0.50		1.09
Kang et Col (2006)	Ag/ Eau	0.10–0.39	8–15	1.03–1.11
	Diamant/EG	0.13–1.33	30–50	1.03–1.75
Liu et Col (2006)	Cu/ Eau	0.05		1.04
	Cu/ Eau	0.10	50–100	1.24
	Cu/ Eau	0.10	75–100	1.24
	Cu/ Eau	0.05	100–200	1.12
	Cu/ Eau	0.10	100–300	1.11
	Cu/ Eau	0.05	130–200	1.09
	Cu/ Eau	0.20	130–300	1.10
	Cu/ Eau	0.20	250	1.04
	Cu/ Eau	0.20	200 × 500	1.13

EG : éthylène glycol, H M : l'huile de moteur, H Min : l'huile minérale.

Tableau A.5 : Les facteurs d'encrassement pour différents types de fluide. (Source: Tubular Exchange Manufacturers Association.)

Fluid	$R_f, m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
Distilled water, sea water, river water, boiler feedwater: Below 50°C Above 50°C	0.0001 0.0002
Fuel oil	0.0009
Steam (oil-free)	0.0001
Refrigerants (liquid)	0.0002
Refrigerants (vapor)	0.0004
Alcohol vapors	0.0001
Air	0.0004

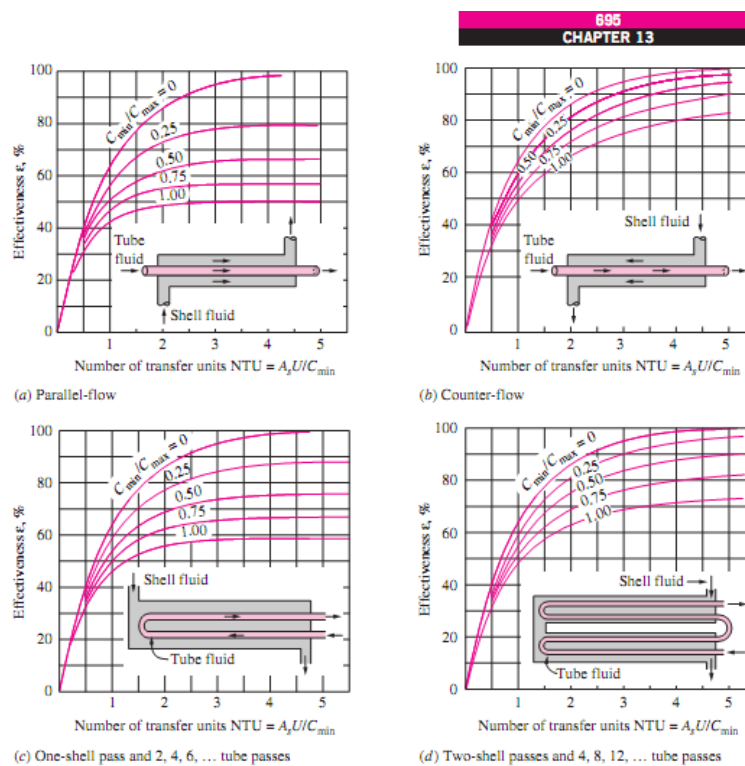


Fig. A.3 Les abaques du facteur de correction les échangeurs faisceau tubulaire et échangeur à courant croisé.

Tableau A.6 : La relation de l'efficacité thermique au nombre d'unités de transfert.

Effectiveness relations for heat exchangers: $NTU = UA_s/C_{\min}$ and $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min}/(\dot{m}C_p)_{\max}$ (Kays and London, Ref. 5.)

Heat exchanger type	Effectiveness relation
1 <i>Double pipe:</i> Parallel-flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Counter-flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Shell and tube:</i> One-shell pass 2, 4, . . . tube passes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Cross-flow (single-pass)</i> Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
C_{\max} mixed, C_{\min} unmixed	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp[1 - c(1 - \exp(-NTU))])$
C_{\min} mixed, C_{\max} unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>All heat exchangers with $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Tableau A.7 : La relation du nombre d'unités de transfert à l'efficacité thermique.

NTU relations for heat exchangers $NTU = UA_s/C_{\min}$ and $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min}/(\dot{m}C_p)_{\max}$ (Kays and London, Ref. 5.)

Heat exchanger type	NTU relation
1 <i>Double-pipe:</i> Parallel-flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Counter-flow	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Shell and tube:</i> One-shell pass 2, 4, . . . tube passes	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Cross-flow (single-pass)</i> C_{\max} mixed, C_{\min} unmixed	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
C_{\min} mixed, C_{\max} unmixed	$NTU = -\frac{\ln[c \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>All heat exchangers with $c = 0$</i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

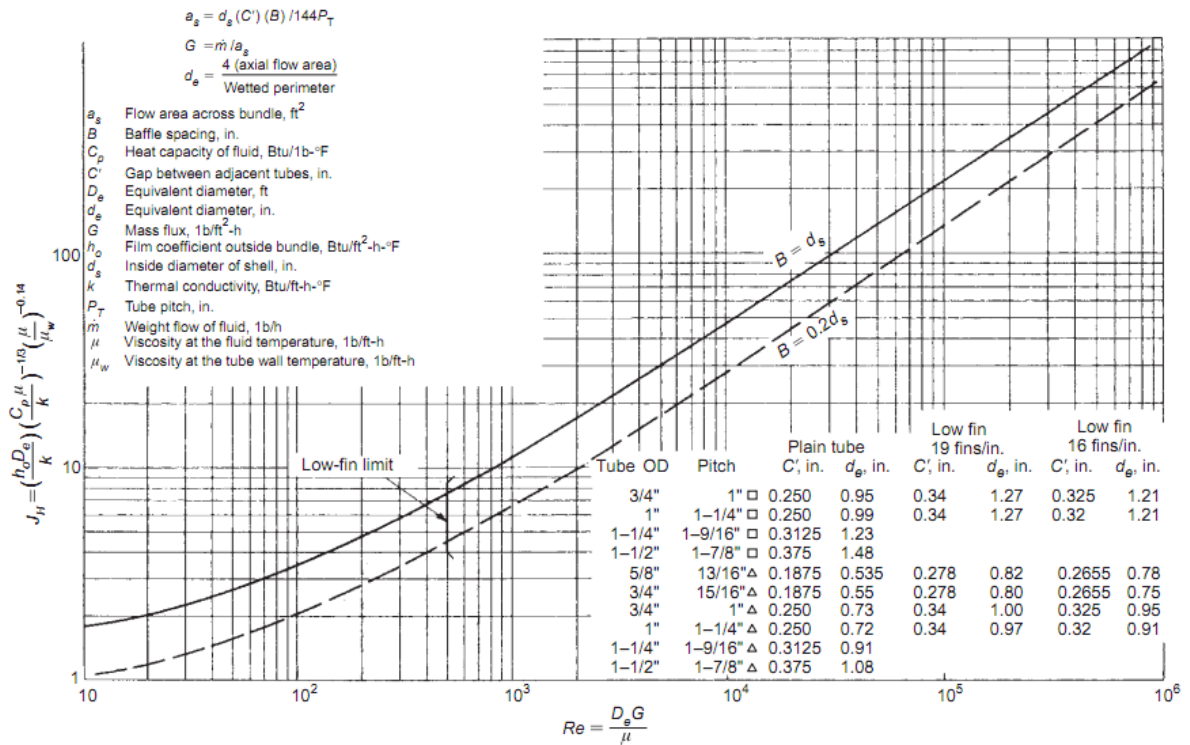


Fig. A.4 le facteur de correction du coefficient de transfert thermique dans échangeur faisceau tubulaire (Colburn modifié) j_H .

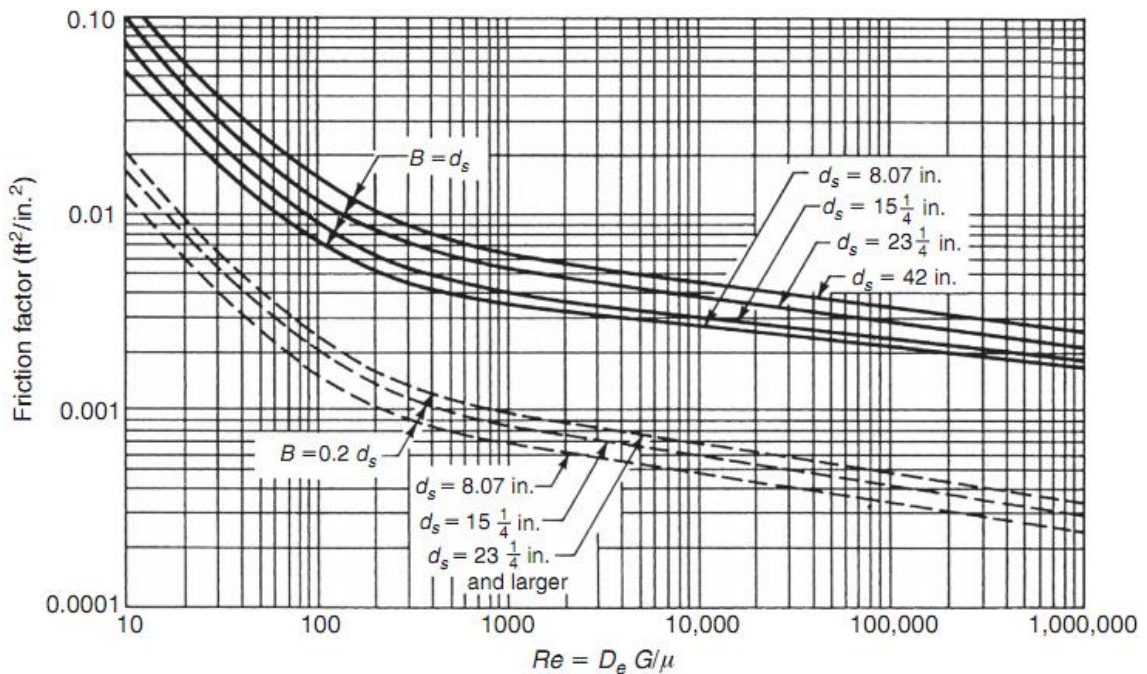


Fig. A.5 le facteur de correction du coefficient de friction dans échangeur faisceau tubulaire.

L'algorithme « TDMA » (Tri-Diagonal Matrix Algorithm)

Soit le système d'équations algébriques linéaires (AC.2) à matrice tri diagonale. La résolution rapide d'un tel système peut se faire par la procédure d'élimination attribuée à Thomas (1949), appelée aussi T.D.M.A. et qui représente une version simplifiée de l'algorithme de Gauss. Considérer un système des équations qui a une forme tri-diagonale où φ_1 et φ_{n+1} sont des valeurs connues, où la forme générale donnée par l'équation:

$$\alpha_i \varphi_{i-1} - \beta_i \varphi_i + \gamma_i \varphi_{i+1} = \lambda_i \quad (\text{AC-1})$$

L'équation (AC-1) s'écrit sous forme matricielle et donnée par (AC-2):

$$\begin{bmatrix} \beta_1 & \gamma_1 & & & \\ \alpha_2 & \beta_2 & \gamma_2 & & \\ & \cdot & \cdot & \cdot & \\ & & \alpha_i & \beta_i & \gamma_i \\ & & & \cdot & \cdot & \cdot \\ & & & & \alpha_n & \beta_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \cdot \\ \varphi_i \\ \cdot \\ \varphi_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \cdot \\ \lambda_i \\ \cdot \\ \lambda_n \end{bmatrix} \quad (\text{AC-2})$$

Son principe est le suivant : tout d'abord, on utilise la première équation pour éliminer φ_1 de la seconde équation. La nouvelle équation ainsi obtenue est à son tour utilisée pour éliminer φ_2 de la troisième équation. Une telle démarche est appliquée pour toutes les équations restantes jusqu'à éliminer φ_{n-1} de la n-ième équation. Cette dernière aura alors uniquement une seule inconnue φ_n . Les autres inconnues φ_{n-1} , φ_{n-2} , , φ_2 , φ_1 sont donc calculées par substitution successive en faisant le chemin inverse.

Supposons que φ_{n-2} a été éliminée de la (i-1)^{ième} équation. Dans ce cas, on peut écrire :

$$b_{i-1} \varphi_{i-1} + c_{i-1} \varphi_i = d_{i-1} \quad (\text{AC-3})$$

Cette dernière est utilisée pour éliminer de la φ_{n-1} de la i^{ième} équation. D'où :

$$\left(\beta_i \frac{\alpha_i c_{i-1}}{b_{i-1}} \right) \varphi_i + \gamma_i \varphi_{i+1} = \lambda_i - \frac{\alpha_i d_{i-1}}{b_{i-1}} \quad (\text{AC-4})$$

En comparant l'équation (AC-3) avec (AC-4), on trouve que les coefficients b_i , c_i , d_i sont données en fonction de b_{i-1} , c_{i-1} , d_{i-1} et de α_i , β_i , γ_i , λ_i par les relations suivantes :

Pour $i = 2, 3, \dots, n$

$$b_i = \beta_i \frac{\alpha_i c_{i-1}}{b_{i-1}} \quad (\text{AC-5})$$

$$c_i = \gamma_i$$

$$d_i = \lambda_i - \beta_i \frac{\alpha_i d_{i-1}}{b_{i-1}}$$

Pour $i = 1$:

$$b_1 = \beta_1, c_1 = \gamma_1 \text{ et } d_1 = \lambda_1 \quad (\text{AC-6})$$

Lorsque $i = n$, la n-ième équation s'écrit:

$$b_n \varphi_n = d_n \quad (\text{AC-7})$$

Donc

$$\varphi_n = \frac{d_n}{b_n} \quad (\text{AC-8})$$

Les autres valeurs de Φ sont calculées à partir de l'équation (AC-3) qui, après transformation, devient :

$$\varphi_{i-1} = \frac{d_{i-1} - c_{i-1}\varphi_i}{b_{i-1}} \quad (\text{AC-9})$$

L'algorithme complet se présente alors comme suit :

➤ Pour $i = 1, 2, \dots, n$: $c_i = \gamma_i$

➤ $b_1 = \beta_1$ et $d_1 = \lambda_1$

➤ Pour $i = 1, 2, \dots, n$:

$$k_i = \frac{\alpha_i}{b_{i-1}}$$

$$b_i = \beta_i - k_i c_{i-1}$$

$$d_i = \lambda_i - k_i d_{i-1}$$

➤ $\varphi_n = \frac{d_n}{b_n}$

➤ Pour $i = n, n-1, \dots, 2$:

$$\varphi_{i-1} = \frac{d_{i-1} - c_{i-1}\varphi_i}{b_{i-1}}$$

Les modèles Mathématiques des Nanofluides

Tableau A.8 : Les modèles de la conductivité thermique du nanofluide.

Le chercheur	Le modèle proposé pour la conductivité
Maxwell	$k_{eff} / k_f = \frac{k_p + 2k_f + 2\phi(k_p - k_f)}{k_p + 2k_f - \phi(k_p - k_f)}$
Hamilton et Crosser (HC)	$k_{eff} / k_f = \frac{k_p + (n-1)k_f - (n-1)\phi(k_f - k_p)}{k_p + (n-1)k_f + \phi(k_f - k_p)}$
Bruggeman (Hui)	$k_{eff} / k_f = \frac{1}{4} \left[(3\phi - 1)k_p + (2 - 3\phi)k_f \right] + \frac{k_f}{4} \sqrt{\Delta}$ $\Delta = \left[(3\phi - 1)^2 \left(\frac{k_p}{k_f} \right)^2 + (2 - 3\phi)^2 + 2(2 + 9\phi - 9\phi^2) \left(\frac{k_p}{k_f} \right) \right]$
Wasp (Xuan et Li)	$k_{eff} / k_f = \frac{k_p + 2k_f - 2\phi(k_f - k_p)}{k_p + 2k_f + \phi(k_f - k_p)}$
Wang et col	$k_{eff} / k_f = \frac{(1-\phi)k_f + 3\phi \int_0^\infty \frac{k_{c1}(r)n(r)}{k_{c1}(r) + 2k_f} dr}{(1-\phi)k_f + 3\phi \int_0^\infty \frac{k_f n(r)}{k_{c1}(r) + 2k_f} dr}$
Xue	$9 \left(1 - \frac{\nu}{\lambda} \right) \frac{k_{eff} - k_f}{2k_{eff} + k_f} + \frac{\nu}{\lambda} \left[\frac{k_{eff} - k_{c,x}}{k_{eff} + B_{2,x}(k_{c,x} - k_{eff})} + 4 \frac{k_{eff} - k_{c,x}}{2k_{eff} + (1 - B_{2,x})(k_{c,x} - k_{eff})} \right]$
Yu et Choi	(1) $k_{eff} / k_f = \frac{k_{pe} + 2k_f + 2\phi(k_{pe} - k_f)(1 + \beta)^3}{k_{pe} + 2k_f - \phi(k_p - k_f)(1 + \beta)^3}$ (2) $k_{eff} / k_f = 1 + \frac{n\phi_{eff} A}{1 - n\phi_{eff} A}, \text{ où } A = \frac{1}{3} + \sum_{j=a,b,c} \frac{k_{pj} - k_f}{k_{pj} + (n-1)k_f}$
Xuan et col	$k_{eff} / k_f = \frac{k_p + 2k_f - 2\phi(k_f - k_p)}{k_p + 2k_f + \phi(k_f - k_p)} + \frac{\phi \rho_f c_p}{2k_f} \sqrt{\frac{K_B T}{3\pi r_c \eta}}$
Kumar et col	$k_{eff} / k_f = 1 + c \frac{2K_B T}{3\eta d_p^2} \frac{\phi r_f}{k_f (1-\phi) r_p}$
Jang et Choi	$k_{eff} / k_f = 1 + c \frac{d_f}{d_p} k_f \phi \text{Re}_{d_p}^2 \text{Pr}$

Le chercheur	Le modèle proposé pour la conductivité
Prasher et col	$k_{eff} / k_f = (1 + A\phi Re^m Pr^{0.333}) \frac{(1 + 2\alpha) + 2\phi(1 - \alpha)}{(1 + 2\alpha) - \phi(1 - \alpha)}$ où $\alpha_f = 2R_b k_f / d_p$
Koo et Kleinstreuer	$k_{eff} / k_f = \frac{k_{MG}}{k_f} + \frac{5}{k_f} 10^4 \beta \phi \rho_p c_p \sqrt{\frac{K_B T}{\rho_p D}} f(T, \phi)$
Xie et col	$k_{eff} / k_f = 1 + 3\Theta\phi + \frac{2\Theta^2\phi^2}{1 - \Theta\phi}$
Gao et Zhou	$1 - \phi = \left(\frac{k_f}{k_{eff}}\right)^{3A} \left(\frac{k_f + B_1}{k_{eff} + B_1}\right)^{3C_1} \left(\frac{k_f + B_2}{k_{eff} + B_2}\right)^{3C_2}$
Leong et col	$k_{eff} = \frac{(k_p - k_r)\phi_p k_r [2\gamma_1^3 - \gamma^3 + 1] + (k_p + 2k_r)\gamma_1^3 [\phi_p \gamma^3 (k_r - k_f) + k_f]}{\gamma_1^3 (k_p + 2k_r) - (k_p - k_r)\phi_p [\gamma_1^3 + \gamma^3 - 1]}$
Murshed et col	$k_{eff} = \frac{k_f \left[1 + 0.27\phi_p^{4/3} \left(\frac{k_p}{k_f} - 1\right) \right] \left[1 + \frac{0.52\phi_p}{1 - \phi_p^{1/3}} \left(\frac{k_p}{k_f} - 1\right) \right]}{1 + \phi_p^{4/3} \left(\frac{k_p}{k_f} - 1\right) \left(\frac{0.52}{1 - \phi_p^{1/3}} + 0.27\phi_p^{1/3} + 0.27 \right)}$
Murshed et col	$k_{eff} = \frac{(k_p - k_r)\phi_p k_r [2\gamma_1^2 - \gamma^2 + 1] + (k_p + k_r)\gamma_1^2 [\phi_p \gamma^2 (k_r - k_f) + k_f]}{\gamma_1^2 (k_p + k_r) - (k_p - k_r)\phi_p [\gamma_1^2 + \gamma^2 - 1]}$

Tableau A.9 : Les modèles de la viscosité du nanofluide.

Le chercheur	Le modèle proposé pour la viscosité
Einstein (1906) (sphère)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + 2.5v_p$
Simha (1940) (sphéroïdes allonger, $a \gg b=c$)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{1}{15} \left[14 + \frac{(a/c)^2}{\ln(2a/c) - 1.5} + \frac{3(a/c)^2}{\ln(2a/c) - 0.5} \right] v_p$
Simha (1940) (sphéroïdes oblates, $a = b \gg c$)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{16}{15} \frac{(a/c)}{\arctan(a/c)} v_p$
Eilers (1941) (sphère $0.5236 < v_p < 0.7405$)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{1.25}{1 - 2.5v_p + 1.552v_p^2} = \left\{ 1 + 2.5v_p + \left[1.5625 + (2.5/v_{pmax}) \right] v_p^2 + \dots \right\}$
De Bruijn (1942) (sphère)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{1.25}{1 - 2.5v_p + 1.552v_p^2} = \left\{ 1 + 2.5v_p + 4.698v_p^2 + \dots \right\}$

Le chercheur	Le modèle proposé pour la viscosité
Kuhn (1945) (sphéroïdes allonger, $a \gg b=c$)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{1}{15} \left[24 + \frac{(a/c)^2}{\ln(2a/c) - 1.5} + \frac{3(a/c)^2}{\ln(2a/c) - 0.5} \right] v_p$
Vand (1948) (sphère)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + 2.5v_p + 7.349v_p^2 + \dots$
Vand (1948) (sphère)	$\mu_{eff} / \mu_f = e^{2.5v_p} = 1 + 2.5v_p + 3.125v_p^2 + \dots$
Robinson (1949) (particule arbitrer)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{c_p v_p}{1 - s_r v_p} = \left\{ 1 + c_p v_p + c_p s_r v_p^2 + \dots \right\}$
Saitô (1950) (sphère)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{2.5}{1 - v_p} v_p = \left\{ 1 + 2.5v_p + 2.5v_p^2 + \dots \right\}$
Mooney 1951) (sphère, $0.5236 < v_p < 0.7405$)	$\mu_{eff} / \mu_f = e^{2.5v_p / [1 - (v_p / v_{pmax})]} = \left\{ 1 + 2.5v_p + \left[3.125 + \left(\frac{2.5}{v_{pmax}} \right) \right] v_p^2 + \dots \right\}$
Brikman et Roscoe (1952) (sphère)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{2.5}{1 - v_p} = \left\{ 1 + 2.5v_p + 4.375v_p^2 + \dots \right\}$
Simha (1952) (sphère, $0.5236 < v_p < 0.7405$)	$\mu_{eff} / \mu_f = \left\{ 1 + 2.5v_p + \left[125 / (64v_{pmax}) \right] v_p^2 + \dots \right\}$
Eshelby (1957) (ellipsoïdes)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{15}{2} \frac{1 - \sigma_p}{4 - 5\sigma_p} v_p = 1 + \frac{15}{7} v_p \quad \text{ou } \sigma_p = 1/3$
Frankel et Acrivos 1967) (sphère, $0.5236 < v_p < 0.7405$)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{9}{8} \frac{(v_p / v_{pmax})^{1/3}}{1 - (v_p / v_{pmax})^{1/3}}$
Batchlor (1977) (sphère)	$\mu_{eff} / \mu_f = \left\{ 1 + 2.5v_p + 6.2v_p^2 + \dots \right\}$
Krieger (1972) (sphère, $0.5236 < v_p < 0.7405$)	$\mu_{eff} / \mu_f = \frac{1}{[1 - (v_p / v_{pmax})]^{1.82}} = \left\{ 1 + \left(\frac{1.82}{v_{pmax}} \right) v_p + \left[\left(\frac{2.5662}{v_{pmax}} \right) \right] v_p^2 + \dots \right\}$
Lungren (1972) (sphère)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + \frac{2.5}{1 - v_p} = \left\{ 1 + 2.5v_p + 6.25v_p^2 + \dots \right\}$
Graham (1981) (sphère, $0.5236 < v_p < 0.7405$)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + 2.5v_p + \frac{4.5}{(s_p / r_p) [2 + (s_p / r_p)] [1 + (s_p / r_p)]^2}$
Phan-Thien et Graham (1991) (fibers, $0.5236 < v_p < 0.7405$, $a > b=c$ et $5 < a/c < 25$)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + [1.461 + 0.138(a/c)] \frac{1 - 0.5(v_p / v_{pmax})}{[1 - (v_p / v_{pmax})]^2} v_p = \left\{ 1 + [1.461 + 0.138(a/c)] v_p + 1 + [1.461 + 0.138(a/c)] \left(\frac{1.5}{v_{pmax}} \right) v_p^2 + \dots \right\}$

Le chercheur	Le modèle proposé pour la viscosité
Liu et Masliyah (1996) (sphère, $0.5236 < v_p < 0.7405$)	$\mu_{eff} / \mu_f = \frac{1}{\left[1 - (v_p / v_{p,max})\right]^2} + \left[c_1 - (2 / v_{p,max}) \right] v_p \left[c_2 - (6 / v_{p,max}) \right] v_p^2$ $= \left\{ 1 + c_1 v_p + \left[c_2 - (3 / v_{p,max}^2) \right] v_p^2 + \dots \right\}$
Tseng et Lin (2003) (Pour le nanofluide TiO_2 dans l'eau)	$\mu_{eff} / \mu_f = 13.47 e^{35.98 v_p}$
Maïga et Col (2004) (Pour le nanofluide Al_2O_3 dans l'eau)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + 7.3 v_p + 123 v_p^2$
Maïga et Col (2004) (Pour le nanofluide Al_2O_3 dans l'éthylène glycol)	$\mu_{eff} / \mu_f = 1 + 0.19 v_p + 306 v_p^2$
Koo et Kleinstreuer (2005) (ajoutent un terme de viscosité pour le mouvement brownienne du nanofluide contenant la nanoparticule CuO)	$5 \times 10^4 \beta \rho_f C p_f \phi \sqrt{\frac{k_B T}{\rho_s r_s}} \left[(-134.63 + 1722.3 v_p) + (0.4705 + 6.04 v_p) T \right]$ $\beta = \begin{cases} 0.0137 (100 v_p)^{-0.8229} & v_p < 0.01 \\ 0.0011 (100 v_p)^{-0.7272} & v_p > 0.01 \end{cases}$ Ou
Kulkarni et Col (2006) (Pour le nanofluide CuO dans l'eau)	$\ln \mu_{eff} = - \left(2.8751 + 53.548 v_p - 107.12 v_p^2 \right)$ $+ \left(1078.3 + 15857 v_p - 20587 v_p^2 \right) (1/T)$

Résumé

Les études numériques de la convection forcée lors d'un écoulement laminaire et turbulent, permanent et stationnaire à travers des conduites cylindriques, pour le cas d'un échangeur de chaleur et le cas d'un capteur solaire plan. Les calculs sont effectués pour le cas de l'eau et des nanofluides des oxydes métallique (Al_2O_3 , CuO, SiO_2 , TiO_2). Les fluides sont supposés newtoniens. Les équations régissant le problème dans une conduite ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations du modèle mathématique (équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie). Les champs dynamique et thermique sont obtenus pour différents valeurs du nombre de Reynolds allant de 25 jusqu'à 900 et pour différentes concentrations de nanoparticules (1%, 2%, 3%, 5% et 10%). Une analyse de l'évolution du coefficient de perte de charge ainsi que le calcul du nombre de Nusselt ont été réalisés. Les résultats obtenus montrent que le transfert thermique augmente avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules et le nombre de Reynolds, et on a trouvé que le fluide qui permet un meilleur transfert de chaleur est le nanofluide qui contient les nanoparticules d' Al_2O_3 suivie par CuO et TiO_2 , et enfin SiO_2 , et qu'une augmentation de la concentration en Al_2O_3 intensifie considérablement le transfert de chaleur sans affecter le coefficient de perte de charge.

Mots clés: Nanofluide, Nanoparticule, Echangeur, Capteur solaire plan, Al_2O_3 , CuO, SiO_2 , TiO_2 .

Abstract

Numerical studies of laminar and turbulent forced convection, permanent and stationary through a cylindrical pipe for the case of a heat exchanger and the case of a flat plat solar collector, the calculations are performed for the case of water and nanofluides of metal oxides (Al_2O_3 , CuO, SiO_2 , TiO_2). The fluids are supposed Newtonian. The heat transfer equations governing have been resolved, by the use of finite volume method to discretize the mathematical model equations (continuity, momentum and energy equations). Dynamic and thermal fields are obtained for different values of the Reynolds number ranging from 25 to 900 and for different nanoparticles concentration of (1%, 2%, 3%, 5% and 10%). Analyses of temperature, pressure drop coefficient and the calculation Nusselt number has been realized. The results obtained show that heat transfer is better if we increased the nanoparticles concentration and the Reynolds number, and found that the best transfer fluid is the nanofluid contains nanoparticles of Al_2O_3 followed by CuO and TiO_2 , and finally SiO_2 , and an increase of Al_2O_3 concentration intensifies the heat transfer coefficient without affecting the pressure drop, and another the power dissipated by the fluid transport.

ملخص

قمنا بعدة دراسة عددية للتبادل الحراري القسري و المستمر خلال سريان صفائحي و مضطرب عبر أنابيب أسطوانية، في حالة مبادل حراري و لوح تجميع الطاقة الشمسية المسطح. الحسابات أجريت في حالتي الماء و النانوفلويد يحتوي على جزيئات أكسيدات معدنية (Al_2O_3 , CuO, TiO_2 , SiO_2). و باعتبار النانوفلويديات كموائع مستقرة، قمنا بحل المعادلات الخاصة بالنقل الحراري داخل القناة. حيث استعملنا طريقة الحجم المنتهية لأجل تحليل المعادلات الرياضية (معادلة الاستمرار، معادلة كمية الحركة و الطاقة). تحصلنا على الحقول الحركية و الحرارية باستعمال قيم مختلفة لعدد رينولدس (من 25 الى 900) و لمختلف تراكيز الجزيئات النانوية (1%، 2%، 3%، 5% و 10%). كما قمنا بتحليل و مناقشة النتائج المحصل عليها لكل من تغير الحراري و معامل ضياع الطاقة و أيضا حساب عدد نيوست. النتائج المحصل عليها تظهر أن النقل الحراري يكون جيد عند زيادة تركيز الجزيئات النانومترية و عدد رينولدس، كم وجدنا أيضا أن أحسن مائع للنقل الحراري هو النانوفلويد المحتوي على جزيئات Al_2O_3 متبوع بـ CuO و TiO_2 و أخيرا SiO_2 . كما أن زيادة تركيز Al_2O_3 يكتف معامل نقل الحرارة من دون التأثير على معامل ضياع الطاقة.

كلمات البحث : نانوفلويد، الجزيئات النانومترية، مبادل حراري، لوح تجميع الطاقة الشمسية المسطح، TiO_2 ، SiO_2 ، CuO، Al_2O_3 .