REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA

Faculté de Technologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Génie climatique

Comportement conjugué des échangeurs de chaleur Tubulaire en présence des déflecteurs flexible

---

Présenté par :

Mr. Derrouaoiu Sidali

Mr. Younsi Mohamed

Proposé et Dirigé par :

Pr. Zirari Mounir

Dr. Kribi Saliha

Promotion Juin 2023

Remerciements

Au premier lieu, nous tenons à remercier Allah qui nous a

Donné le courage et la volonté pour terminer ce travail.

Nous tenons à remercier vivement tous ceux qui nous ont

Aidés à élaborer cet ouvrage et en particulier notre

Promoteur Pr. Zirari Mounir et Dr. Kribi Saliha

Pour sa disponibilité permanente, pour son aide et ses

Orientations précieuses, tout le long de ce projet

Nous remercions l'ensemble des enseignants du

Département de génie mécanique, et tous ceux ou celles qui nous ont apportés leur soutien

et qui nous ont aidé de loin ou de près pour l'achèvement de

Ce projet trouve ici L'expression de notre vive et sincère

Reconnaissance en particulier Nos Parents,

Nos Familles et Nos Amis.

Dédicace

Grâce à dieu, le très puissant, nous avons achevé ce

modeste travail que je dédie A mon dieu Merci

Que ce travail témoigne de mes respects

A mes parents

Grâce à leurs tendres encouragements et leurs grands

sacrifices, ils ont pu

Créer le climat affectueux et propice à la poursuite de

Mes études.

Aucune dédicace ne pourrait exprimer mon respect, ma

Considération et

Mes profonds sentiments envers eux.

Et à toute ma famille et mes proches

À ma Femme Maroua

Et mes collègues d'étude.

Je dédie ce travail à ***Ma mère*** *qui m'a entouré d'amour d'affection et qui fait tout pour ma réussite*

Je dédie ce mémoire

Ames chers parents ma ***mère*** *et mon* ***père***

Pour leur patience, leur amour, leur soutien et leurs

Encouragements.

Ames frères.

Ames amies et mes camarades.

Sans oublier tous les professeurs que ce soit du primaire, du moyen, du secondaire ou de

L'enseignement supérieur

Table des matières

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA 0
Liste des figure : 0
Liste des tableaux : 0
Nomenclature : 0
Symboles latins : 0
Résumé : 0
Introduction générale 1
I-1-INTRODUCTION : 7
I-2-Généralité sur les échangeurs : 7
I-3-Définition : 8
I-4-Principe de fonctionnement des échangeurs : 8
I-4-1-Rôle de l'échangeur thermique : 8
I-4-2-Principe de fonctionnement des échangeurs : 9
I-4-3-La nature et évolution des fluides : 9
I-4-4-Les matériaux les plus utilisés : 10
I-5-Modes de transfert de chaleur : 10
I-5-1-Transfert de chaleur par conduction : 11
I-5-2-Transfert de chaleur par convection : 11
I-5-3- Transfert de chaleur par rayonnement : 11
I-6-Principaux modes d'écoulement des deux fluides : 12
I-6-1 À Co-courant (ou échangeur anti-méthodique) : 12
I-6-2- À contre-courant (on dit aussi : échangeur méthodique) : 12
I-6-3- À courants croisés : 13
I-6-4-À tête d'épingle : 14
I-6-5- À contact direct ou à mélange : 14

I-7-Les types d'échangeurs thermique : 14
I-7-1- Contexte industriel de l'étude : 14
I-7-2-Echangeur à tube en U : 15
I-7-3-Échangeur à faisceau tubulaire horizontal : 16
I-7-4-Echangeur à faisceau tubulaire vertical : 17
I-7-5-Echangeur à spirale : 18
I-7-6-Echangeur de chaleur rotative [8] : 18
I-7-7-Echangeur à bloc : 19
I-7-8-Echangeur a ailette : 21
I-7-9-Échangeur à fils fin : 22
I-7-10-Echangeurs à plaques : 22
I-9-1-Classification technologique : 25
I-9-2-Classification suivant le mode de transfert de chaleur : 25
I-9-3-Classification suivant le procédé de transfert de chaleur : 25
I-9-4-Classification fonctionnel : 26
I-9-5-Classification suivant la compacité de l'échangeur : 26
I-9-6-Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange On retiendra deux types de paroi : 26
I-10-Les nanofluide : 27
I-10-1-Difinition : 27
I-10-2-Le Rôle : 27
I-11-Etat de l'art : 28
II-1-Introduction : 33
II-2-Equation de transport de la dynamique : 33
II-3-L'équation de la continuité : 33
II-4-L'équation de Navier-Stocks : 34
II-5-décomposition de Reynolds (la décomposition statique) : 34
II-6-Traitement statistique des écoulements turbulents : 36
II-7-Les équations des mouvements moyennes : 37
II-7-1-Equation de continuité des mouvements moyennes : 38
II-7-2-Equation de Navier-Stocks moyenne : 38
II-7-3-Equation de transport des tensions de Reynolds : 39
II-7-4-Equation de l'énergie cinétique fluctuante : 40
II-7-5-Equation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante : [15] 41
II-8-Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence : 41
II-8-1-Hypothèse de chou : 41

II-8-2-Hypothèse de viscosité turbulente de bousines : 41
II-8-3-Hypothèse de longueur de mélange de Prandtl : 41
II-8-4-Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov 42
II-9-Modélisation du transfert de chaleur : 42
II-9-1-Equation d'énergie : 42
II-10-Forme générale des équations du système : 42
III-1-Introduction : 46
III-2-Les trois grandeurs méthodes de discrétisation [19] : 46
III-2-1-Méthode des volumes finis : 47
III-2-2-Méthode des différences finies : 47
III-2-3-Méthode des éléments finis : 47
III-3-Choix d'un maillage : 48
III-4-Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini : 49
III-4-1-Le bilan thermique : 49
III-4-2-la méthode de discrétisation : 50
III-5-Programme ANSYS : 50
III-5-1-Historique : 51
III-5-2-Définition : 51
III-6-PRINCIPES FONDAMENTAUX D'ANSYS : 52
III-7-Conclusion : 53
IV-1-INTRODUCTION : 55
IV-2-IDENTIFICATION : 55
IV-2-1-LES DEMONIONEMMET DE L'ECHANGEUR TUBULAIRE SIMULE AU PROGRAMME ANSYS : 55
IV-3-PROPRIETE THERMOPHYSIQUE : 55
IV-4-Les étapes du travail sur ANSYS : 56
IV-5-L'ECHANGEUR SIMPLE : 59
IV-5-2-identification et comparaison : 59
IV-5-3-L'explication physique : 60
IV-5-6-Calcule C_{min} : 62
IV-5-7-Calcule l'efficacité de cet échangeur (contrecourant) : 62
IV-6-Echangeur avec 8 déflecteurs de H=0.025 : 62
IV-6-1-Calcule l'efficacité de cet échangeur (contrecourant) : 66
IV-6-2-Identification et comparaison entre les deux échangeurs : 66
IV-7-Echangeur avec 8 déflecteurs de H=0.035 : 67
IV-6-3-L'efficacité de cet échangeur : 71

IV-7-Echangeur avec 12 déflecteurs de H=0.025 : 71
IV-8-Déflecteur flexible : 75
IV-8-1-Champ de température : 75
IV-8-2-Champ de vitesse : 76
IV-8-3- Champ de pression : 77
IV-8-4-Lignes de courant : 78
IV-8-5-Champ stress intensité de Déflecteur flexible 79
IV-9-Conclusion : 79
Conclusion générale 81

Liste des figure :

FIGURE (I.1) : CONCEPTION D'ECHANGEUR DE CHALEUR A TUBE DROIT [4] 9
FIGURE (I.2) : EVOLUTION QUALITATIVE DES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR TUBULAIRE OU A PLAQUES CO-COURANT [7] 12
FIGURE(I.3) : EVOLUTION QUALITATIVE DES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR TUBULAIRE CONTRE-COURANT [7] 13
FIGURE(I.4) : SCHEMA DE DEUX TYPES D'ECHANGEURS A COURANTS CROISES/1 FLUIDE BRASSE ET 1 FLUIDE NON BRASSE [7]. 13
FIGURE (I.5) : CROQUIS DE PRINCIPE FIGURANT UN ECHANGE DE CHALEUR METHODIQUE ET ANTI-METHODIQUE. DANS L'ECHANGE METHODIQUE LA TEMPERATURE DE SORTIE DU FLUIDE FROID PEUT ETRE PLUS ELEVEE QUE CELLE DU FLUIDE CHAUD. DANS L'ECHANGE ANTI-METHODIQUE CE N'EST PAS POSSIBLE [7]..... 14
FIGURE (I.6) : SCHEMA D'UN ECHANGEUR A TUBES EN U [8] 15
FIGURE (I- 07) : SCHEMA D'UN ECHANGEUR TUBULAIRE [8] 16
FIGURE (I- 8) : SCHEMA D'UN ECHANGEUR TUBULAIRE [8] 17
FIGURE (I- 9) SCHEMA D'UN ECHANGEUR A SPIRALE 18
FIGURE (I.10) : COLONNE DE BOUHY. 19
FIGURE (I-11) : SCHEMA D'UN ECHANGEUR A BLOC COMPLEXE ET SIMPLE[8] 19
FIGURE (I-12) : ÉCHANGEUR EAU/AIR D'AUTOMOBILE[7]..... 21
FIGURE (I-13) : RADIATEUR POUR L'ELECTRONIQUE 21
FIGURE (I-14) : SCHEMA D'ECHANGEUR A PLAQUE. 23
FIGURE (I-15) : DETAIL PLAQUE D'ECHANGE AVEC JOINT D'ETANCHEITE [7] 23

FIGURE (IV.1) LA GEOMETRIE ET LA DIMINUTION DE L'ECHANGEUR [9] 58
FIGURE (IV.2) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE COTE DROIT (L'ENTREE DE L'EAU) 59
FIGURE(IV.3) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE COTE DROIT (SORTIE D'EAU) 59
FIGURE (IV.4) : DISTRIBUTION DES TEMPERATURES DES FLUIDES LE LONG DE L'ECHANGEUR (10M ET 4M) 59
FIGURE (IV.5) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE GAUCHE (ENTREE D'EAU) 60
FIGURE(IV.6) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE DROIT (SORTIE D'EAU) 60
FIGURE (IV. 7) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE PRESSION COTE GAUCHE (SORTIE D'EAU) 61
FIGURE(IV.8): REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE PRESSION COTE DROIT (ENTREE D'EAU) 61
FIGURE(IV.9) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE COTE GAUCHE (L'ENTREE DE NANOFLUIDE) 62
FIGURE(IV.10) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE PRESSION COTE DROIT (SORTIE DE NANOFLUIDE) 63
FIGURE(IV.11) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE (SUR LE DEFLECTEUR) 63
FIGURE(IV.12) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE LE LONG DE L'ECHANGEUR 64
FIGURE (IV.13) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE DROIT (L'ENTREE DE L'EAU) 64
FIGURE (IV.14) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE GAUCHE (LA SORTIE DE L'EAU) 64
FIGURE(IV.15) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE (SUR LE DEFLECTEUR) 64
FIGURE (IV.16) : LA VITESSE DES FLUIDES LE LONG DE L'ECHANGEUR AVEC 8 DEFLECTEURS DE H=0.025 65
FIGURE (IV.17) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE PRESSION COTE DROIT (L'ENTREE DE L'EAU) 65
FIGURE(IV.18) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE GAUCHE (LA SORTIE DE L'EAU) 65

FIGURE(IV.19) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE COTE GAUCHE (L'ENTREE DE NANOFLUIDE) 67
FIGURE(IV.20) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE COTE DROIT (LA SORTIE DE NANOFUID) 67
FIGURE (IV.21) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE SUR LA DEFLECTEUR 67
FIGURE (IV. 22) : DISTRIBUTION DES TEMPERATURES DES FLUIDES LE LONG DE L'ECHANGEUR AVEC 8 DEFLECTEURS DE H=0.035 68
FIGURE(IV.23) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE GAUCHE (L'ENTREE DE NANOFLUIDE) 68
FIGURE(IV.24) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE DROIT (LA SORTIE DE NANOFLUIDE) 68
FIGURE (IV.25) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE (SUR LE DEFLECTEUR) 69
FIGURE(IV.26) : LA VITESSE DES FLUIDES LE LONG DE L'ECHANGEUR AVEC 8 DEFLECTEURS DE H=0.035 69
FIGURE (IV.27) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE PRESSION LE LONG DE L'ECHANGEUR 69
FIGURE(IV.28) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE DROIT (L'ENTREE D'EAU) 70
FIGURE(IV.29) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE GAUCHE (LA SORTIE D'EAU) 70
FIGURE (IV.30) : LA PRESSION DES FLUIDES LE LONG DE L'ECHANGEUR AVEC 8 DEFLECTEUR DE H=0.035 70
FIGURE(IV.31) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE COTE DROIT (L'ENTREE D'EAU) 71
FIGURE (IV.32) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE COTE GAUCHE (LA SORTIE D'EAU) 71
FIGURE (IV.33) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE (SUR LA DEFLECTEUR) 71
FIGURE(IV.34) : LA PRESSION DES FLUIDES LE LONG DE L'ECHANGEUR AVEC 8 DEFLECTEUR DE H=0.035 72
FIGURE (IV.35) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE DROIT (L'ENTREE D'EAU) 72

FIGURE (IV.36) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE COTE GAUCHE (LA SORTIE D'EAU)..... 72
FIGURE(IV.37) : LA VITESSE DES FLUIDES LE LONG DE L'ECHANGEUR AVEC 12 DEFLECTEURS DE H=0.025..... 73
FIGURE(IV.38) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE PRESSION COTE DROIT (L'ENTREE D'EAU)..... 73
FIGURE(IV.39) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE PRESSION COTE GAUCHE (LA SORTIE D'EAU)..... 74
FIGURE(IV.40) : LA PRESSION DES FLUIDES LE LONG DE L'ECHANGEUR AVEC 12 DEFLECTEURS DE H=0.025..... 74
FIGURE (IV.41) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE TEMPERATURE 75
FIGURE (IV.42) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE..... 76
FIGURE (IV.43) : REPRESENTATION SPATIALE DU CHAMP DE VITESSE..... 77
FIGURE (IV.44) : REPRESENTATION SPATIALE LES LIGNES DE COURANT 78
FIGURE (IV.45) : REPRESENTATION SPATIALE LE STRESS INTENSITE DE DEFLECTEUR FLEXIBLE 79

LISTE DES TABLEAUX :

TABLEAU (I-1) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'ECHANGEUR A TUBES.....15

TABLEAU (I-2) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'ECHANGEUR TUBULAIRE.....17

TABLEAU (I-3) AVANTAGES & INCONVENIENTS D'ECHANGEUR A FAISCEAU TUBULAIRE VERTICAL 17

TABLEAU (I-4) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'UN ECHANGEUR A SPIRALE.....18

TABLEAU (I-5) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'UN ECHANGEUR A BLOC. 20

TABLEAU (I-6) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'UN ECHANGEUR A AILETTES...22

TABLEAU (II-7) : EXPRESSION DES COEFFICIENTS D'ECHANGE ET DES TERMES SOURCES POUR LES DIFFERENTES VARIABLES.....43

TABLEAU (IV.1) : LA GEOMETRIE DE L'ECHANGEUR 55

TABLEAU (IV.2) : PROPRIETE THERMIQUE D'EAU, NANOPARTICULES ET L'ACIER 56

TABLEAU(IV.3) : PROPRIETE THERMIQUE DE NANOFLUIDE.....56

Nomenclature :

Symboles latins :

A : Surface d'échange [m²]

ṁ : Débit massique [kg/s]

CP : La chaleur spécifique à pression constante [J/kg K]

T : Température [K]

R : Résistance thermique [K/W]

H : Coefficient moyen d'échange convectif [W/m².K]

L : Longueur du tube [m]

U : Coefficient d'échange global [W/m².K]

Re : Le nombre de Reynolds

Q : Flux thermique [W]

D : Dimension caractéristique de la conduite [m]

T : Le temps [s]

P : La pression [Pa]

V : la vitesse [m/s]

x, y, z : Coordonnées cartésiennes [m]

r : coordonnée radiale [m]

Symboles Grecs

λ: La conductivité thermique [W/m K]

β : coefficient de dilatation thermique [1/K]

φ : Fraction volumique

μ : La viscosité dynamique [kg/m s]

υ : La viscosité cinématique [m2/s]

ρ : La masse volumique du fluide [kg/m3]

ε : l'émissivité de la surface

α : Diffusivité thermique [m2/s]

σ : la constante de Stephan Boltzmann $W.m^{-2}.k^{-4}$

ملخص:

يلعب المبادل الحراري، المعروف أيضًا باسم المبادل الحراري، دورًا أساسيًا لا غنى عنه في العديد من الأنظمة أو إنتاج (IAA) الحرارية. سواء للتطبيقات الصناعية مثل المواد الكيميائية أو البتروكيماويات أو الصلب أو الغذاء الطاقة، أو لقطاعات مثل السيارات أو الطيران أو المباني السكنية أو الثالثة، يتم استخدام المبادل الحراري على نطاق واسع.

بشكل عام، تشير التقديرات إلى أن أكثر من 90٪ من الطاقة الحرارية المستخدمة في العمليات الصناعية تمر مرة واحدة على الأقل من خلال مبادل حراري أنبوبي. من أجل ضمان ربحية هذه الأنظمة، من الضروري استخدام الحلول التقنية المثلى التي تقدم أفضل عائد ممكن بفضل الإدارة الديناميكية للأنظمة.

يمكن أن يؤدي استخدام الحواجز أو الحواجز إلى زيادة سرعة تدفق السوائل بشكل كبير عبر المبادل الحراري. ومع ذلك، فإن هذا يؤدي إلى زيادة معامل الاحتكاك، وهو ما يمكن اعتباره عيبًا. لهذا السبب، نقترح دراسة تأثير الحواجز المرنة عدديًا على المفاضلة بين كفاءة الطاقة ومعامل الاحتكاك للمبادل الحراري.

لإجراء هذه الدراسة، نقترح طريقة حل تعتمد على ميكانيكا الموائع الحسابية (CFD) وتفاعل بنية السوائل (FSI). في FSI بنمذجة ومحاكاة تدفق السوائل من خلال المبادل الحراري، بينما يأخذ نهج CFD تسمح لنا طريقة حل الحسبان التفاعلات بين السائل والهياكل المرنة للحواجز.

باستخدام هذه الطريقة، سنكون قادرين على تحليل وتحسين تصميم المبادل الحراري مع الأخذ في الاعتبار كلاً من كفاءة الطاقة ومعامل الاحتكاك. ستجعل هذه النتائج من الممكن تحديد التكوينات المثلى للحواجز المرنة للحصول على أفضل أداء للطاقة مع تقليل خسائر الاحتكاك.

في الختام، تعد الدراسة العددية لتأثير الحواجز المرنة على المفاضلة بين كفاءة الطاقة ومعامل الاحتكاك في المبادل القائمة على تفاعل بنية السوائل، من CFD الحراري نهجًا واعدًا لتحسين أداء الأنظمة الحرارية. بفضل طريقة حل الممكن الحصول على الحلول التقنية المثلى وزيادة كفاءة الطاقة لهذه الأنظمة الرئيسية في العديد من المجالات والتطبيقات الصناعية

Résumé :

L'échangeur de chaleur, également connu sous le nom d'échangeur thermique, joue un rôle essentiel et indispensable dans de nombreux systèmes thermiques. Que ce soit pour des applications industrielles telles que la chimie, la pétrochimie, la sidérurgie, l'agroalimentaire (IAA) ou la production d'énergie, ou pour des secteurs tels que l'automobile, l'aéronautique, le bâtiment résidentiel ou tertiaire, l'échangeur de chaleur est largement utilisé.

En général, on estime que plus de 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur tubulaire. Afin d'assurer la rentabilité de ces systèmes, il est nécessaire d'utiliser des solutions techniques optimales offrant le meilleur rendement possible grâce à une gestion dynamique des systèmes.

L'utilisation de déflecteurs, ou chicanes, permet d'augmenter considérablement la vitesse de l'écoulement du fluide à travers l'échangeur de chaleur. Cependant, cela entraîne une augmentation du coefficient de frottement, ce qui peut être considéré comme un inconvénient. Pour cette raison, nous proposons d'étudier numériquement l'influence des chicanes flexibles sur le compromis entre l'efficacité énergétique et le coefficient de frottement d'un échangeur de chaleur.

Pour mener cette étude, nous proposons une méthode de résolution basée sur la mécanique des fluides numérique (CFD) et l'interaction fluide-structure (FSI). La méthode de résolution CFD nous permet de modéliser et de simuler l'écoulement du fluide à travers l'échangeur de chaleur, tandis que l'approche FSI prend en compte les interactions entre le fluide et les structures flexibles des chicanes.

En utilisant cette méthode, nous pourrons analyser et optimiser la conception de l'échangeur de chaleur en tenant compte à la fois de l'efficacité énergétique et du coefficient de frottement. Ces résultats permettront d'identifier les configurations optimales des chicanes flexibles pour obtenir les meilleures performances énergétiques tout en minimisant les pertes par frottement.

En conclusion, l'étude numérique de l'influence des chicanes flexibles sur le compromis entre l'efficacité énergétique et le coefficient de frottement dans un

échangeur de chaleur est une approche prometteuse pour optimiser les performances des systèmes thermiques. Grâce à la méthode de résolution CFD basée sur l'interaction fluide-structure, il est possible d'obtenir des solutions techniques optimales et de maximiser l'efficacité énergétique de ces systèmes clés dans de nombreux domaines industriels et applications.

Mots clés : **Echangeurs, déflecteur Flexible, efficacité, Chaleur, FSI, nano réfrigérants, CFD.**

Abstract:

Heat exchanger, also known as heat exchanger, plays an essential and indispensable role in many thermal systems. Whether for industrial applications such as chemicals, petrochemicals, steel, food (IAA) or energy production, or for sectors such as automotive, aeronautics, residential or tertiary building , the heat exchanger is widely used.

In general, it is estimated that more than 90% of the thermal energy used in industrial processes transits at least once through a tubular heat exchanger. In order to ensure the profitability of these systems, it is necessary to use optimal technical solutions offering the best possible return thanks to a dynamic management of the systems.

The use of baffles, or baffles, can significantly increase the speed of fluid flow through the heat exchanger. However, this leads to an increase in the coefficient of friction, which can be considered a disadvantage. For this reason, we propose to numerically study the influence of flexible baffles on the trade-off between energy efficiency and friction coefficient of a heat exchanger.

To conduct this study, we propose a solution method based on computational fluid mechanics (CFD) and fluid-structure interaction (FSI). The CFD solution method allows us to model and simulate the fluid flow through the heat exchanger, while the FSI approach takes into account the interactions between the fluid and the flexible structures of the baffles.

Using this method, we will be able to analyze and optimize the design of the heat exchanger taking into account both the energy efficiency and the coefficient of

friction. These results will make it possible to identify the optimal configurations of flexible baffles to obtain the best energy performance while minimizing friction losses.

In conclusion, the numerical study of the influence of flexible baffles on the trade-off between energy efficiency and friction coefficient in a heat exchanger is a promising approach to optimize the performance of thermal systems. Thanks to the CFD solution method based on the fluid-structure interaction, it is possible to obtain optimal technical solutions and to maximize the energy efficiency of these key systems in many industrial fields and applications.

Key words:

Exchangers, Flexible deflector, efficiency, Heat, FSI, nano refrigerants, CFD.

Introduction générale

L'échangeur de chaleur, également connu sous le nom d'échangeur thermique, joue un rôle essentiel et indispensable dans de nombreux systèmes thermiques. Que ce soit dans l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie), l'automobile, l'aéronautique, les bâtiments résidentiels ou tertiaires, l'échangeur de chaleur est largement utilisé. En fait, plus de 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels passe au moins une fois par un échangeur de chaleur tubulaire.

Afin de garantir une rentabilité optimale, il est essentiel d'utiliser des solutions techniques offrant le meilleur rendement possible. Cela nécessite une gestion dynamique des systèmes, où les échangeurs de chaleur jouent un rôle clé. L'utilisation de déflecteurs est une technique courante pour augmenter considérablement la vitesse d'écoulement dans un échangeur de chaleur. Cependant, cette augmentation de vitesse entraîne généralement une augmentation du coefficient de frottement, ce qui peut être un inconvénient.

Pour aborder ce problème, une étude numérique est proposée afin d'analyser l'influence des chicanes flexibles sur le compromis entre l'efficacité énergétique et le frottement dans un échangeur de chaleur. Pour cela, une méthode de résolution basée sur la dynamique des fluides numérique (CFD) et l'interaction fluide-structure (FSI) est proposée. Cette approche permettra de prendre en compte les interactions entre le fluide en écoulement et les chicanes flexibles, afin d'évaluer leur impact sur les performances globales de l'échangeur de chaleur.

les déflecteurs flexibles Lorsqu'elles sont utilisées avec des échangeurs de chaleur à calandre et à calandre, les déflecteurs flexibles peuvent avoir plusieurs effets bénéfiques sur les performances de l'échangeur. Voici quelques comportements combinés des échangeurs tubulaires en présence de membranes souples :

Efficacité thermique améliorée : Les chicanes flexibles perturbent l'écoulement des fluides dans les tubes, augmentant la turbulence et favorisant un meilleur mélange entre les fluides chauds et froids. Cela se traduit par une efficacité de transfert de

chaleur plus élevée car une plus grande partie de la zone de contact est exposée aux liquides.

Réduction de la pollution : les chicanes flexibles aident à réduire la contamination à l'intérieur des tubes de l'échangeur de chaleur. En perturbant l'écoulement, ils empêchent l'accumulation de sédiments ou de particules solides sur les parois internes des tubes, ce qui réduit l'efficacité du transfert de chaleur.

Pertes de charge : Bien que l'utilisation de chicanes flexibles augmente la turbulence dans les conduites, elle n'entraîne pas nécessairement une augmentation significative de la perte de charge. En fait, les chicanes peuvent aider à réduire la chute de pression en favorisant un écoulement de fluide plus efficace à travers l'échangeur de chaleur.

Augmentation de la capacité de transfert de chaleur : en améliorant l'efficacité thermique, en réduisant la pollution et en réduisant la perte de charge, l'utilisation de déflecteurs flexibles peut augmenter la capacité globale de transfert de chaleur de l'échangeur. Cela permet d'améliorer les performances thermiques tout en utilisant un équipement relativement compact.

En résumé, Il convient de noter que les performances réelles de l'échangeur de chaleur à tube à membrane flexible dépendront de plusieurs facteurs, tels que la conception de l'échangeur, les propriétés du fluide, les conditions d'écoulement, etc. Une analyse détaillée et une modélisation spécifique à l'application sont généralement nécessaires pour évaluer pleinement les avantages potentiels des barrières flexibles dans un système d'échange de chaleur spécifique.

Cette étude vise à trouver des solutions techniques optimales pour maximiser l'efficacité énergétique tout en minimisant les pertes par frottement dans les échangeurs de chaleur. Une approche numérique basée sur la résolution CFD et l'interaction fluide-structure est proposée pour analyser l'effet des chicanes flexibles. Les résultats de cette étude peuvent contribuer au développement de systèmes de transfert de chaleur plus efficaces et rentables dans divers domaines industriels et techniques.

- Les mots-clés que nous avons proposé sont liés à la technologie des échangeurs de chaleur, aux déflecteurs flexibles, à l'efficacité thermique, à la chaleur, à la simulation de fluide-structure (FSI), aux nano réfrigérants et à la dynamique des fluides numérique (CFD). Voici des informations générales sur chacun de ces sujets :

Échangeurs de chaleur : Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs conçus pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre, en maximisant l'efficacité du transfert thermique. Ils sont largement utilisés dans de nombreuses industries pour le refroidissement ou le chauffage de fluides. Les échangeurs de chaleur peuvent prendre différentes formes, notamment les échangeurs à plaques, les échangeurs à tubes et les échangeurs à coque et tubes [1], Plus de détails dans le premier chapitre1.

Déflecteur flexible : Un déflecteur flexible est un élément utilisé dans les échangeurs de chaleur pour améliorer l'efficacité du transfert thermique. Il est généralement placé à l'intérieur de l'échangeur pour créer des turbulences dans le flux de fluide, ce qui augmente la surface d'échange et favorise le mélange des fluides. Les déflecteurs flexibles peuvent être ajustés pour optimiser les performances de l'échangeur de chaleur.

Efficacité thermique : L'efficacité thermique fait référence à la capacité d'un système ou d'un dispositif à transférer efficacement la chaleur. Dans le contexte des échangeurs de chaleur, l'efficacité thermique mesure l'efficacité avec laquelle la chaleur est transférée d'un fluide à un autre. Une efficacité thermique élevée signifie que peu de chaleur est perdue lors du transfert.

Chaleur : La chaleur est une forme d'énergie qui se transfère d'un objet à un autre en raison d'une différence de température. Dans le contexte des échangeurs de chaleur, la chaleur est transférée d'un fluide chaud à un fluide froid, ce qui permet de chauffer ou de refroidir le fluide selon les besoins.

FSI (Fluide-Structure Interaction) : La FSI est une méthode de simulation numérique qui prend en compte les interactions entre un fluide et une structure

solide. Dans le contexte des échangeurs de chaleur, la FSI peut être utilisée pour modéliser le comportement des déflecteurs flexibles et optimiser leur conception en tenant compte des forces et des contraintes exercées par le fluide en mouvement.

Nano réfrigérants : Les nano réfrigérants sont des fluides réfrigérants qui contiennent des nanoparticules dispersées. Ces nanoparticules peuvent améliorer les propriétés thermiques du fluide, telles que la conductivité thermique, ce qui peut conduire à une meilleure performance des échangeurs de chaleur.

CFD (Dynamique des Fluides Numérique) : La CFD est une méthode de simulation informatique utilisée pour étudier le comportement des fluides en mouvement. Dans le contexte des échangeurs de chaleur, la CFD peut être utilisée pour modéliser et prédire le flux.

La recherche a été divisée en quatre chapitres pour faciliter la présentation et la compréhension des idées :

Le premier chapitre de la thèse portera sur le principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur, ainsi que sur les différents modes de transfert de chaleur utilisés dans ces dispositifs. Nous expliquerons également la classification des échangeurs de chaleur, en montrant leurs avantages et leurs inconvénients. Ensuite, nous discuterons de l'état de l'art des principaux types de moniteurs de courant pour les systèmes d'échangeurs de chaleur.

Dans le deuxième chapitre, nous étudierons la modélisation mathématique du transfert de chaleur et de l'écoulement turbulent. Nous commençons par expliquer les fondements de la mécanique des fluides, développés par des experts scientifiques tels que Brand tel, Navier-Stokes et Reynolds, avec des équations aux dérivées partielles, qui ont constitué la base de la modélisation mathématique des écoulements.

Le chapitre 3 fournit une compréhension pratique de la résolution numérique des équations aux dérivées partielles pour modéliser le transfert de chaleur et l'écoulement turbulent diphasique, ainsi qu'une explication du programme ANSYS et de ses principes.

Pour le chapitre 4, nous avons d'abord comparé nos travaux sur ANSYS avec d'autres travaux de notre thèse de doctorat en génie des procédés, puis créé de nouveaux modèles d'échangeurs de chaleur pour améliorer les performances d'échange en ajoutant un déflecteur flexible. Pour des résultats optimaux.

CHAPITRE I

CHAPITRE I : GENERALITE

I-1-INTRODUCTION :

Un échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre, sans que les fluides aient un contact direct les uns avec les autres. Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans une variété d'applications industrielles et commerciales, telles que les systèmes CVC, la production d'électricité, le traitement chimique et la réfrigération. Le principe de base d'un échangeur de chaleur est qu'il utilise une surface de transfert de chaleur pour échanger de l'énergie thermique entre les deux fluides. La surface de transfert de chaleur peut se présenter sous la forme de tubes, de plaques ou d'ailettes et permet le transfert de chaleur d'un fluide à un autre par conduction. Les deux liquides sont généralement séparés par une paroi solide, ce qui les empêche de se mélanger ou de se contaminer [2]. Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur, notamment :

Échangeurs de chaleur à calandre et à tubes : constitués d'une calandre (ou calandre) contenant un faisceau de tubes. Un fluide s'écoule à travers les tubes, tandis que l'autre fluide s'écoule autour des tubes extérieurs.

Échangeurs de chaleur à plaques : se composent d'une série de plaques minces avec des surfaces ondulées, qui sont empilées avec de petits espaces entre elles. Un fluide s'écoule à travers les espaces entre les plaques, tandis que l'autre fluide s'écoule sur les surfaces ondulées des plaques. Échangeurs de chaleur à tubes à ailettes : constitués de tubes à ailettes reliés à l'extérieur. Un fluide s'écoule à travers les tubes, tandis que l'autre fluide s'écoule sur les ailettes. Les échangeurs de chaleur peuvent être conçus pour fonctionner dans un agencement à flux parallèle ou à contre-courant, selon l'application. Dans un agencement à écoulement parallèle, les deux fluides s'écoulent dans le même sens, tandis que dans un agencement à écoulement opposé, les fluides s'écoulent dans des directions opposées. En général, les échangeurs de chaleur sont un composant essentiel de nombreux systèmes industriels et commerciaux, et leur conception et leur fonctionnement sont essentiels pour assurer un transfert de chaleur efficace et efficace.

I-2-Généralité sur les échangeurs :

Les échangeurs de chaleur sont des composants incontournables dans les systèmes énergétiques et des procédés industriels. Le principe le plus général consiste à faire

circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique, à travers une paroi qui est le plus souvent métallique, ce qui favorise les échanges de chaleur. Le fluide chaud circule depuis une entrée de l'échangeur jusqu'à sa sortie en transférant une partie de son enthalpie à un fluide froid qui lui aussi circule entre une entrée et une sortie distincte de celles du fluide chaud. Ces appareils sont d'une très grande diversité puisqu'ils vont du radiateur de chauffage central aux générateurs de vapeur des centrales nucléaires, en passant par les échangeurs des moteurs turbocompressés et les récupérateurs divers, mais tous font appel essentiellement aux mécanismes des transferts thermique.

I-3-Définition :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire).La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Les fluides, chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs. Le fluide caloporteur est un fluide à l'état liquide qui est utilisé sans changement de phase pour le transfert d'un lieu à un autre une certaine quantité de chaleur générée par des moyens étranges. Il est caractérisé par sa chaleur massique Cp. étant donné que la puissance d'échange thermique Q est proportionnelle à la chaleur massique.

I-4-Principe de fonctionnement des échangeurs :

I-4-1-Rôle de l'échangeur thermique :

L'échangeur thermique a pour rôle de transférer l'énergie calorifique d'un fluide vers un autre, ceci sans les mélanger. Dans le cas d'un système de chauffage ou de production d'eau chaude, un premier fluide dit « chauffant », considéré comme le fluide primaire, sert à chauffer le fluide secondaire. Pour un bon échange, les deux fluides doivent être de température différente, c'est pour cela que l'un est chaud et l'autre froid.

Pour effectuer le transfert de chaleur, l'échangeur thermique a besoin d'un matériau qui soit assez conducteur afin d'optimiser l'échange, tout en limitant le plus possible les déperditions de chaleur. Dès lors que le transfert de chaleur s'effectue entre les deux fluides, alors l'échangeur thermique a pleinement accompli sa mission [3].

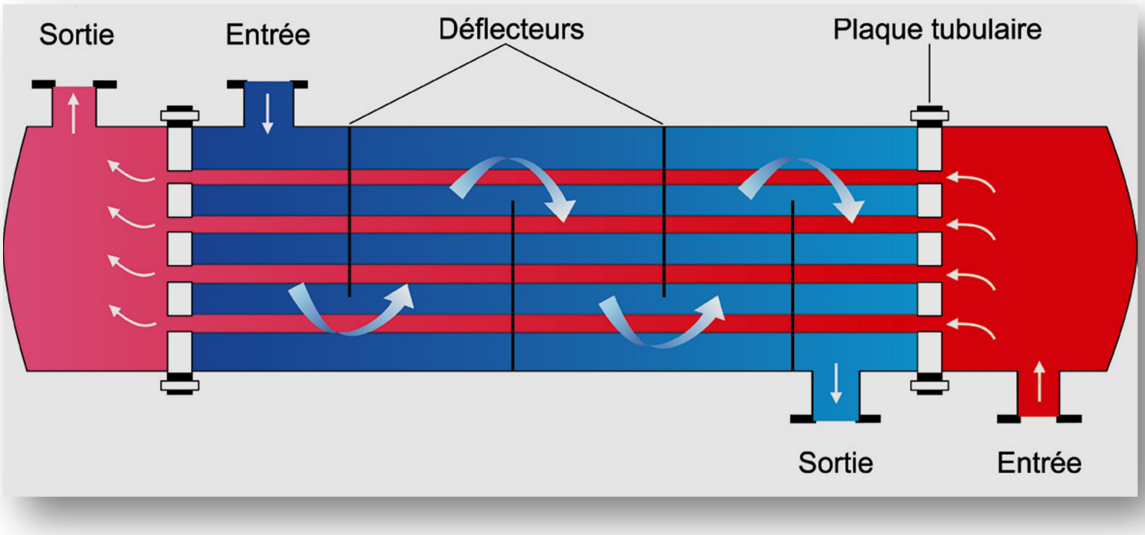


Figure (I.1) : conception d'échangeur de chaleur à tube droit [4]

I-4-2-Principe de fonctionnement des échangeurs :

Pour fonctionner, l'échangeur thermique dispose de réseaux parallèles à travers lesquels circulent les fluides à des températures différentes. Ces derniers sont séparés par une paroi aux capacités conductrices optimales. C'est l'écart de température entre les deux fluides qui permet l'échange de chaleur. En effet, le plus chaud va naturellement se diriger vers le plus froid, le réchauffant immédiatement, tout en perdant des calories. Ainsi, lorsqu'il entre chaud dans l'échangeur thermique, le fluide primaire va réchauffer le fluide secondaire qui est froid. Il sort alors refroidi, tandis que le second fluide est réchauffé [5].

I-4-3-La nature et évolution des fluides :

Les fluides peuvent être de nature différente selon l'échangeur thermique utilisé. On trouve ainsi des échangeurs thermiques dont les fluides sont :

- De l'eau
- Un liquide caloporteur
- De l'air
- De l'huile
- De la vapeur d'eau

Ces fluides peuvent évoluer différemment d'un échangeur thermique à l'autre. Ainsi, ils peuvent circuler :

- À contrecourant, lorsqu'ils se déplacent dans un sens opposé l'un par rapport à l'autre
- À courants parallèles, ou à co-courant, lorsqu'ils évoluent tous deux dans le même sens
- À courants croisés, dès qu'ils se déplacent à la fois à contrecourant et à co-courant

L'évolution à co-courant est peu prisée, car les deux autres possibilités sont plus efficaces. De ce fait, on trouve beaucoup d'échangeurs thermiques dont les fluides évoluent à contre-courant ou à courants croisés.

I-4-4-Les matériaux les plus utilisés :

Pour que l'échangeur thermique fonctionne bien, la capacité conductrice d'un matériau est primordiale. En effet, plus le matériau sera conducteur, plus l'échange de chaleur sera optimal et efficace. Parmi les matériaux les plus utilisés, on retrouve notamment :

- Le cuivre
- L'inox
- L'aluminium
- L'acier

Ce sont ces matériaux que l'on trouve dans la plupart des radiateurs à inertie fluide, des chaudières, ou encore des chauffe-eau On les trouve aussi dans les radiateurs des véhicules ou encore dans les VMC.

I-5-Modes de transfert de chaleur :

Le transfert d'énergie thermique est une transmission de cette énergie d'une région à Une autre, sous l'influence d'une différence de températures. On reconnait classiquement trois modes de transmission de chaleur : la Conduction, la Convection et le Rayonnement [6].

I-5-1-Transfert de chaleur par conduction :

Dans la transmission par conduction la chaleur se diffuse de proche en proche d'une particule à l'autre grâce aux vibrations des atomes ou des molécules et du mouvement des électrons; ce mode de transfert nécessite donc une présence de matière, mais sans déplacement macroscopique de celle-ci. Le transfert de chaleur par conduction est régi par la loi de Fourier, établie expérimentalement pour le cas d'un transfert unidirectionnel d'un corps solide indéformable [6] :

- $\mathbf{dq} = -\boldsymbol{\lambda}\,\mathbf{S}\frac{\mathbf{dt}}{\mathbf{dx}}\,\mathbf{dt}$ **(**I.1)

Où λ est la conductivité thermique du matériau.

Le flux de chaleur s'écrit alors :

- $\boldsymbol{\Phi} = \frac{\mathbf{dq}}{\mathbf{dt}} = -\boldsymbol{\lambda}\mathbf{S}\frac{\mathbf{dt}}{\mathbf{dx}}$ (I.2)

La densité de flux de chaleur s'exprime par :

- $\boldsymbol{\Phi} = \frac{1}{s}\frac{\mathbf{dq}}{\mathbf{dt}} = -\boldsymbol{\lambda}\frac{\mathbf{dt}}{\mathbf{dx}}$ **(**I.3)

I-5-2-Transfert de chaleur par convection :

En ce qui concerne la convection, le transfert de chaleur se fait par le mouvement de fluide, sous l'effet d'une variation de température ou d'une force extérieure : dans le premier cas il s'agit d'une convection naturelle et dans le second d'une convection forcée. Ce mode de transfert est régi par la loi de Newton [6] :

- $\Phi = \mathbf{h}\,\mathbf{S}\,(\mathbf{Tp} - \mathbf{T}\infty)$ **(**I.4)

h : coefficient d'échange convectif.

S : surface d'échange en contact avec le fluide.

Tp : température de la paroi.

T∞ : température loin de la paroi.

I-5-3- Transfert de chaleur par rayonnement :

Le rayonnement est le seul mode de transfert de chaleur qui ne nécessite pas de support matériel, il peut avoir lieu entre deux corps placés dans le vide. Des ondes électromagnétiques véhiculent la chaleur, cette puissance est évaluée par la loi de Stephan Boltzmann [6] :

- **M = ε σ T^4** (I.5)

Où **ε** est l'émissivité de la surface.

σ est la constante de Stephan Boltzmann et vaut 5,67.10^{-8} $W.m^{-2}.k^{-4}$

I-6-Principaux modes d'écoulement des deux fluides :

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur :

I-6-1 À Co-courant (ou échangeur anti-méthodique) :

les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens. Dans un échangeur anti-méthodique la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud[7].

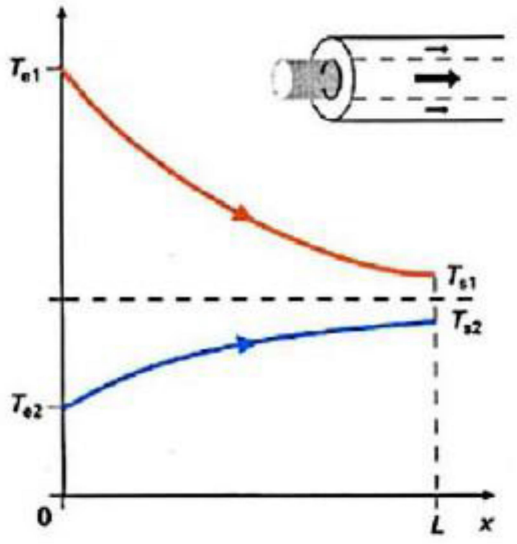
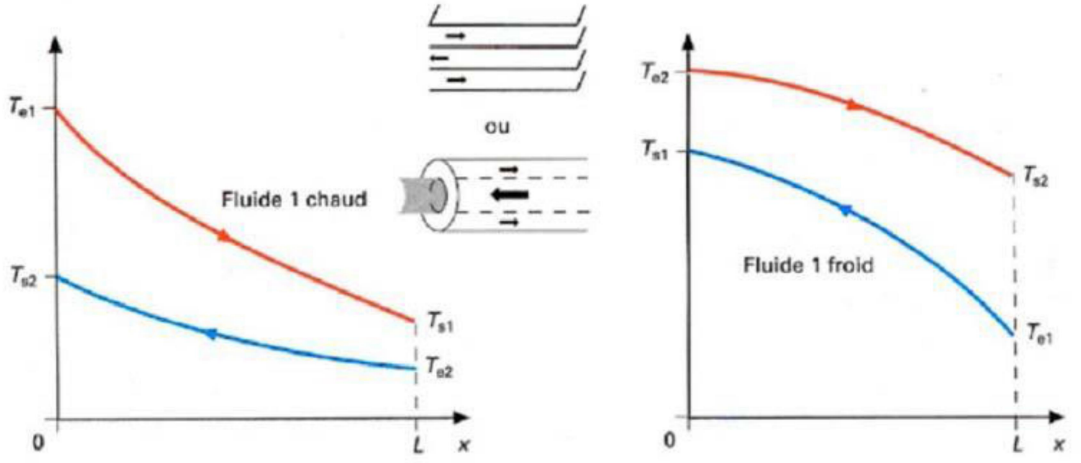


Figure (I.2) : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques Co-courant [7]

I-6-2- À contre-courant (on dit aussi : échangeur méthodique) :

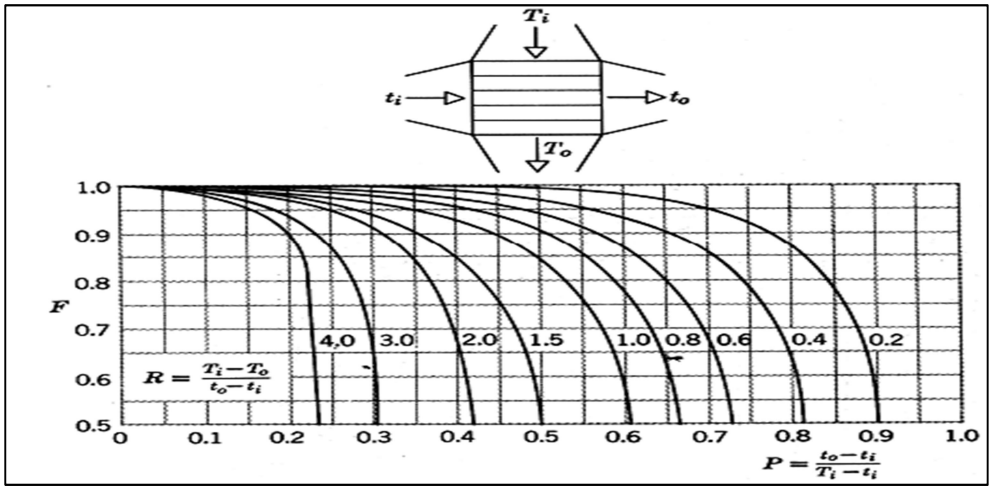
Idem, mais les courants vont dans des sens opposés. Dans un échangeur méthodique, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur anti-méthodique et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud [7].

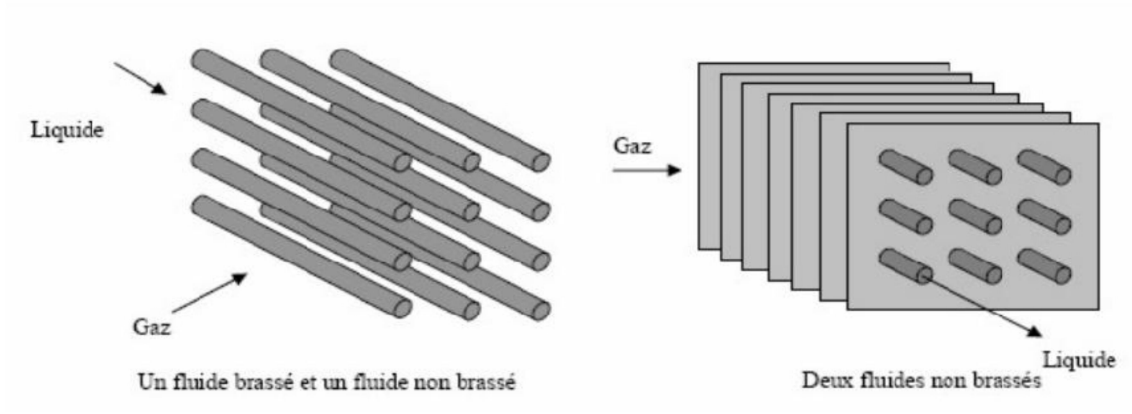


Figure(I.3) : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire contre-courant [7]

I-6-3- À courants croisés :

Les deux fluides sont positionnés perpendiculairement





Figure(I.4) : Schéma de deux types d'échangeurs à courants croisés/1 fluide brassé et 1 fluide non brassé [7].

I-6-4-À tête d'épingle :

Un des deux fluides fait un demi-tour dans un conduit plus large, que le deuxième fluide traverse. Cette configuration est comparable à un échangeur à courant parallèle sur la moitié de la longueur, et pour l'autre moitié à un échangeur à contre-courant.

I-6-5- À contact direct ou à mélange :

Les deux fluides peuvent être mis en contact comme c'est le cas dans les tours de refroidissement, des buses projetant de l'eau chaude sont disposées sur les parois intérieures de la tour, l'air extérieur admis par le bas s'échauffe et du fait de son changement de densité monte de bas en haut, permettant ainsi de refroidir l'eau.

Exemples :

- Échangeur thermique par surface.
- Échangeur thermique avec des fluides en contact direct

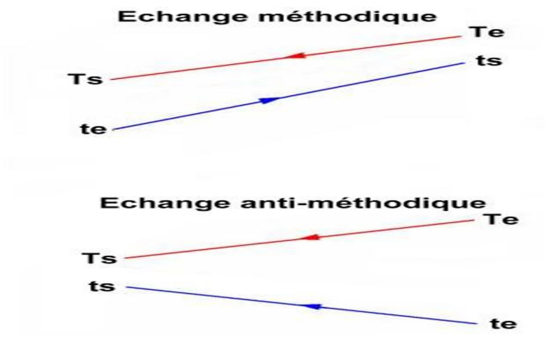


Figure (I.5) : Croquis de principe figurant un échange de chaleur méthodique et anti-méthodique. Dans l'échange méthodique la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que celle du fluide chaud. Dans l'échange anti-méthodique ce n'est pas possible [7]

I-7-Les types d'échangeurs thermique :

I-7-1- Contexte industriel de l'étude :

Les échangeurs thermiques sont indispensables dans de très nombreux domaines :
Industriels : chauffage et froid, pétrochimie, chimie, distillerie, agroalimentaire, papeterie, automobile, ...

Pour ces divers types d'échangeurs, l'échange thermique se fait généralement entre deux fluides distincts .les échangeurs thermiques doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible. Il existe différents types d'échangeurs de chaleur :

- Les échangeurs à tubes et calandre (tubes lisses ou à ailettes) ;
- Les échangeurs à plaques corrigées (brasés, ou avec des joints pour permettre leur démontage).

Il existe différents types d'échangeurs selon les objectifs recherchés :

Il s'agit de l'échangeur le plus commun.

I-7-2-Echangeur à tube en U :

vantages	convénients	tilisation
Résiste aux fortes pressions. **ibre dilatation des tubes et du orps.** **outes puissances.**	**ncombrement.** **rix de revient élevé.** **ébouchage difficile.**	**apeur/eau.** **au surchauffée/eau.** **uile/eau.** **rocess.**

TABLEAU (I-1) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'ECHANGEUR A TUBES

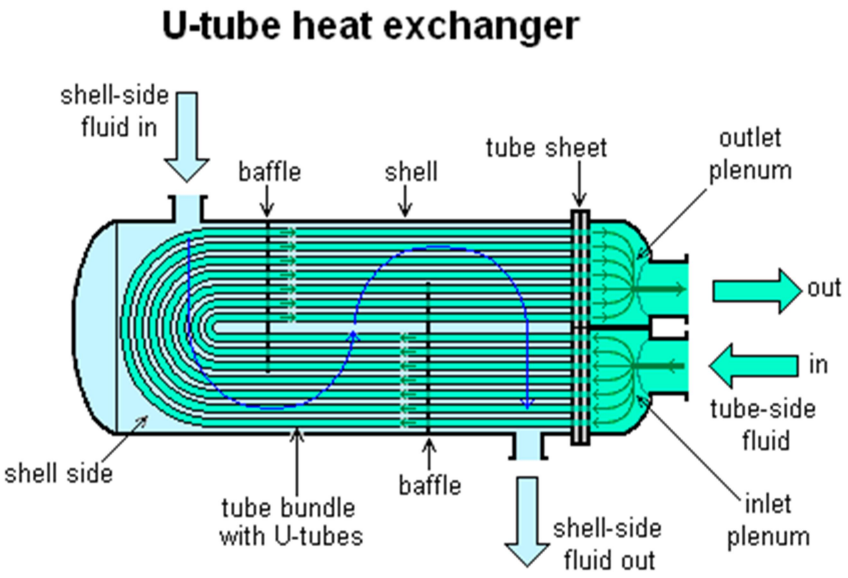


Figure (I.6) : Schéma d'un échangeur à tubes en U [8]

I-7-3-Échangeur à faisceau tubulaire horizontal :

Un schéma typique d'un échangeur tubes calandre (shell and tubes exchanger ou échangeur à tubes et virole) est présenté ci-contre. L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. On ajoute en général des chicanes dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert à l'extérieur des tubes.

À chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide (qui circule à l'extérieur des tubes) suivant le chemin imposé par les chicanes (voir figure).

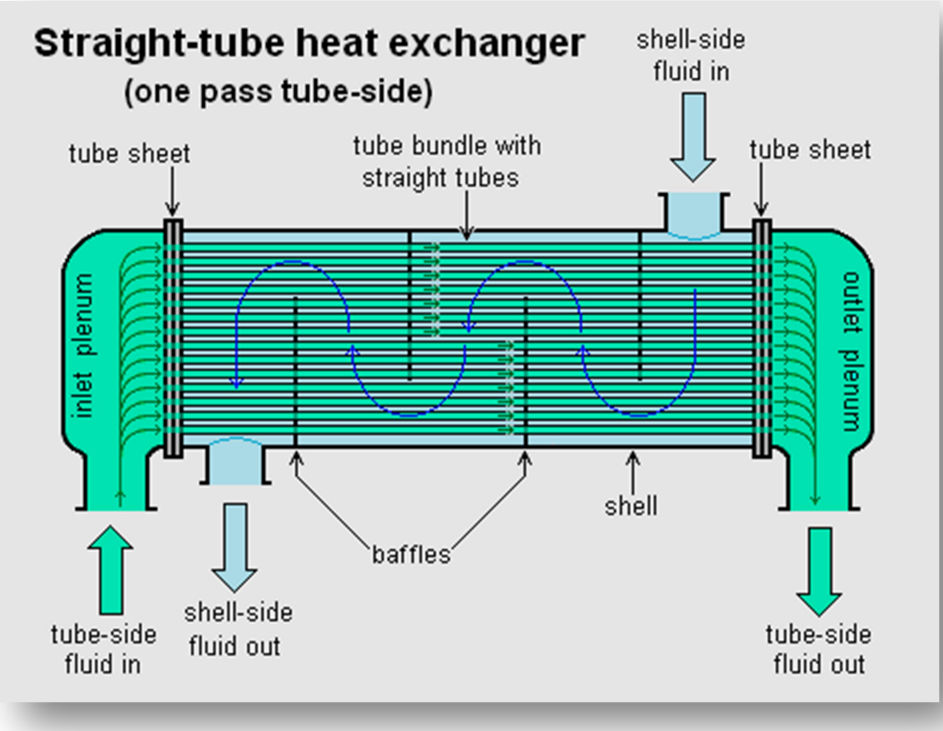


Figure (I- 07) : Schéma d'un échangeur tubulaire [8]

vantages	nconvénients	tilisation
• Résiste aux fortes pressions • Pour toutes les puissances. conomique. ccepte des grands écarts e température. • Peut être utilisé en ondensation partielle.	ontraintes sur les tubes. ifficulté de nettoyage nultitube). ensible aux vibrations.	au/eau. apeur/eau. uile/eau. au surchauffée/ au.

TABLEAU (I-2) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'ECHANGEUR TUBULAIRE

I-7-4-Echangeur à faisceau tubulaire vertical :

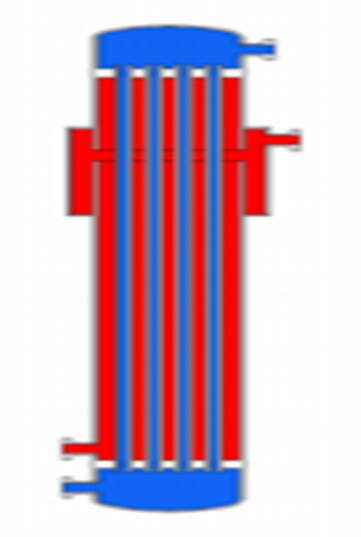


Figure (I- 8) : Schéma d'un échangeur tubulaire [8]

vantages	nconvénients	tilisation
aible encombrement. 'échangeur peut être lein de condensat. arfaitement adapté à échange vapeur haute ression/eau.	apeur HP/eau.	au surchauffée/eau. luide thermique/eau. umées/eau. rocess.

TABLEAU (I-3) AVANTAGES & INCONVENIENTS D'ECHANGEUR A FAISCEAU TUBULAIRE VERTICAL

I-7-5-Echangeur à spirale :

Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m^2 pour un diamètre de 3 m^2, ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire.

Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées [8].

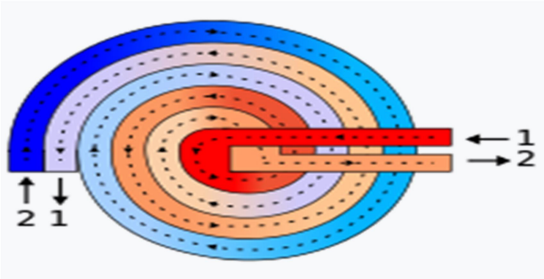


Figure (I- 9) Schéma d'un échangeur à spirale

vantages	nconvénients	tilisation
rande surface de contact. arge passage. ncombrement réduit. xcellent condenseur. utonettoyant.	on démontable. carts de T limités.	au/eau. apeur/eau. au surchauffée/eau.

TABLEAU (I-4) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'UN ECHANGEUR A SPIRALE.

I-7-6-Echangeur de chaleur rotative [8] :

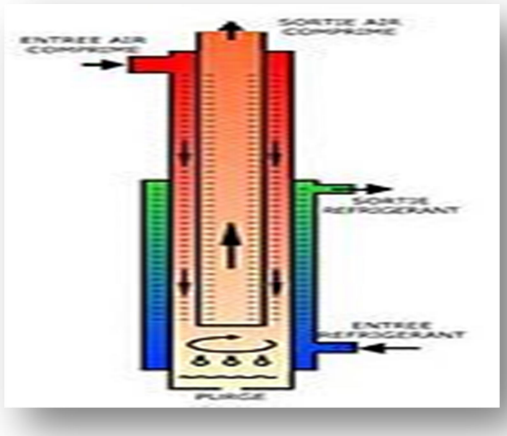


Figure (I.10) : Colonne de bouhy.

Excellente alternative aux échangeurs à plaques dans les sécheurs d'air comprimé, la colonne de Bouhy est en fait un échangeur à tête d'épingle auquel a été ajouté un séparateur air/eau centrifuge dans la partie inférieure. Le dispositif dispose de deux échangeurs coaxiaux. Le premier est à mener l'air en dessous de son **point de rosée**, le second servant à la fois à ramener l'air à une température convenant à son utilisation et surtout à augmenter l'efficacité du refroidissement. Ce type d'échangeur se caractérise par une très faible perte en charge…

I-7-7-Echangeur à bloc :

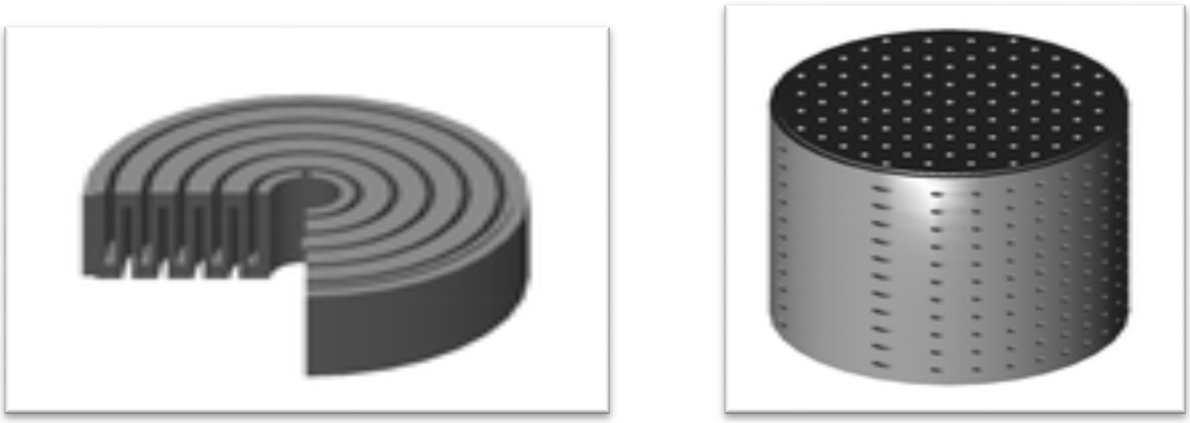


Figure (I-11) : Schéma d'un échangeur à bloc complexe et simple[8]

L'échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides. Le bloc est le plus souvent

composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux.

Le bloc peut avoir différentes formes : cylindrique ou cubique. Il peut encore être composé d'un seul bloc ou de plusieurs parties empilées de manière à permettre les fluides de passer d'une partie à l'autre. L'intérêt de ce type d'échangeur de chaleur est principalement sa résistance chimique aux liquides corrosifs ainsi que sa capacité modulaire : le bloc peut facilement être remplacé en cas de fuites. Le fait que le rapport volume libre pour passage des fluides/volume du bloc est très petit crée une grande inertie dans les cas de changements de température : le bloc agit comme un réservoir et peut lisser les différences de température.

Les blocs sont cependant fragiles tant aux chocs qu'aux grands écarts de température (problème de dilatation non-uniforme pouvant conduire à des fissurations du bloc). Le prix est relativement élevé par rapport aux autres types d'échangeurs et le transfert de chaleur est en général moyen : l'épaisseur de la paroi d'échange est plus grande que pour une surface d'échange en métal pour cause de fragilité, ce qui augmente la résistance au transfert.

vantages	convénients	Utilisation
• Bonne résistance. chimique. • Inertie. • Peu de pertes thermiques • Modulable.	• Sensible aux grands écarts de T. • Sensible aux chocs. • Coefficients de transfert moyen.	• Vapeur/eau. • Eau/eau. • Eau surchauffée/eau. • Liquides corrosifs.

TABLEAU (I-5) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'UN ECHANGEUR A BLOC.

I-7-8-Echangeur a ailette :



Figure (I-12) : Échangeur eau/air d'automobile[7]

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air.

Ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments : de l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes. On utilise également ce type d'installation pour refroidir les moteurs de voiture ou encore les moteurs en tout genre. Dans ce dernier cas, la chaleur due aux frottements et à l'induction magnétique (cas d'un moteur électrique) est directement transférée à la protection extérieure du moteur qui possède des ailettes fixées à sa surface [7].



Figure (I-13) : Radiateur pour l'électronique

Le transfert thermique est limité notamment du côté du fluide de refroidissement par manque d'un système de circulation : l'air circule principalement par convection naturelle autour de l'échangeur. Cette limitation peut toutefois être supprimée par ajout

d'un système de ventilation. Cet échangeur est très simple et peut prendre des formes particulières, ce qui le rend intéressant dans l'électronique.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
• Bon rendement. • Peut prendre formes précises.	• Craint les chocs.	• eau/air. • huile/air. • solide/air.

TABLEAU (I-6) : AVANTAGES & INCONVENIENTS D'UN ECHANGEUR A AILETTES.

I-7-9-Échangeur à fils fin :

De nouveaux échangeurs à fils fins permettent des échanges eau/air à très faibles écarts de température en chauffage ou refroidissement.

I-7-10-Echangeurs à plaques :

1/-L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuilles et séparées les unes des autres d'un petit espace (quelques millimètres), au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides, l'un circule dans les conduits pairs et l'autre dans les conduits impairs. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par

Compression de la structure d'éviter les fuites. L'échangeur à plaques ne peut pas toujours être utilisé pour les températures élevées et les fortes pressions.

2/ : Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et par principe la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid [7].

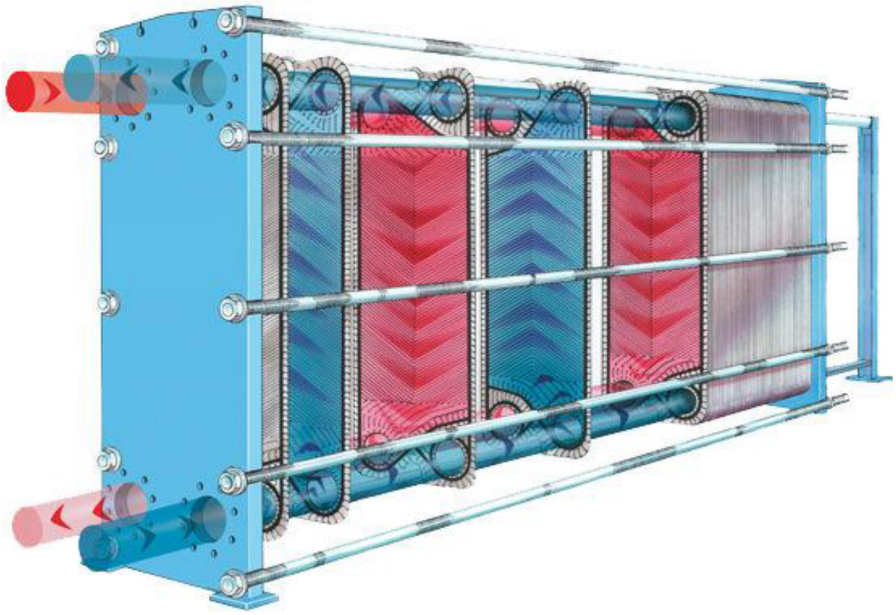


Figure (I-14) : Schéma d'échangeur à plaque.

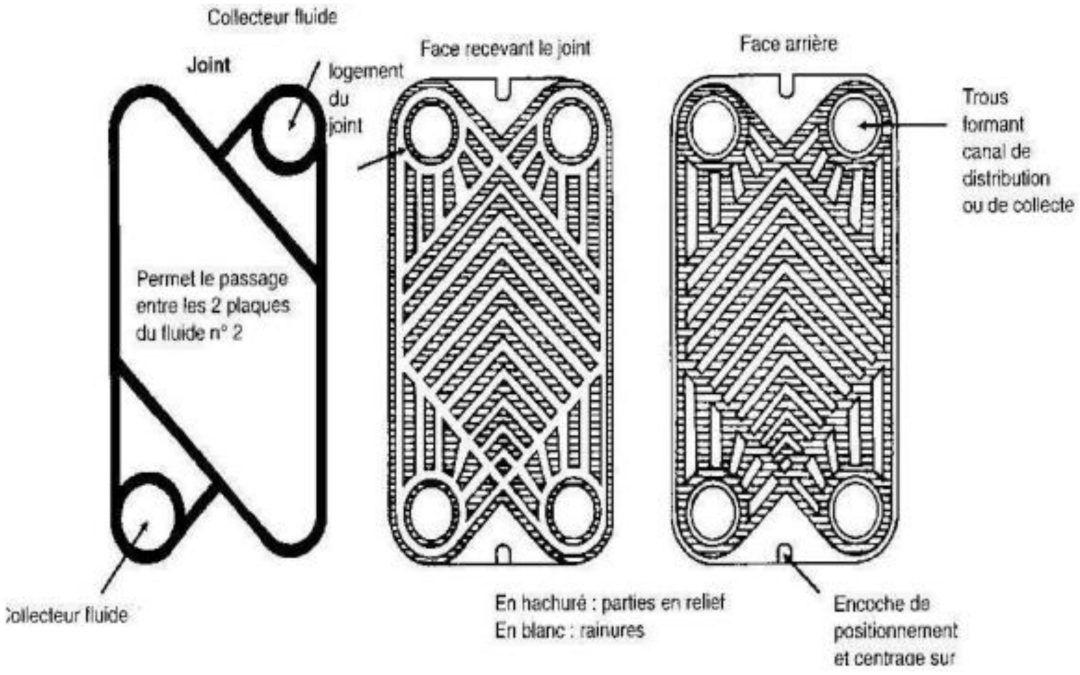


Figure (I-15) : Détail plaque d'échange avec joint d'étanchéité [7]

I-8-L'encrassement des échangeurs de chaleur :

L'encrassement des échangeurs de chaleur est un phénomène courant qui se produit lorsque des dépôts indésirables s'accumulent sur les surfaces des échangeurs de chaleur. Ces dépôts, également appelés Fuling, peuvent être composés de différentes substances telles que des particules solides, des sels, des huiles, des dépôts biologiques ou des produits chimiques.

L'encrassement des échangeurs de chaleur entraîne une diminution de leur efficacité et de leurs performances. Il peut provoquer une augmentation de la résistance thermique et une réduction du transfert de chaleur entre les fluides en contact, ce qui se traduit par une baisse de l'efficacité énergétique et une augmentation des coûts de fonctionnement.

Il existe plusieurs types d'encrassement des échangeurs de chaleur :

Encrassement par dépôts de particules solides : Les particules solides en suspension dans le fluide peuvent se déposer sur les surfaces des échangeurs et former une couche qui réduit le transfert de chaleur.

Encrassement par dépôts de sels : Lorsque des fluides contenant des sels s'écoulent à travers les échangeurs de chaleur, les sels peuvent se cristalliser et former des dépôts sur les surfaces de l'échangeur, ce qui réduit l'efficacité de transfert thermique.

Encrassement par dépôts d'huiles : Dans certains processus industriels, les huiles peuvent migrer vers les échangeurs de chaleur et former des dépôts qui entravent le transfert de chaleur.

Encrassement biologique : Les organismes biologiques tels que les bactéries, les algues et les moisissures peuvent coloniser les échangeurs de chaleur, formant des biofilms qui réduisent l'efficacité thermique.

Pour prévenir l'encrassement des échangeurs de chaleur, il est important de mettre en place des stratégies de maintenance appropriées, telles que le nettoyage régulier des échangeurs, l'utilisation de produits chimiques inhibiteurs de dépôts, la filtration des fluides, le contrôle de la qualité de l'eau de refroidissement, et la surveillance continue de l'encrassement. De plus, le choix du matériau de construction de l'échangeur de chaleur peut également avoir un impact sur la formation de dépôts, car certains matériaux sont plus résistants à l'encrassement que d'autres.

En résumé, l'encrassement des échangeurs de chaleur est un problème fréquent qui peut réduire leur efficacité et augmenter les coûts d'exploitation. Une maintenance appropriée et des stratégies de prévention peuvent aider à minimiser

l'encrassement et à maintenir les performances des échangeurs de chaleur à un niveau optimal.

I-9-Critères de classement des échangeurs :

Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses applications industrielles et domestiques. De nombreux types d'échangeurs de chaleur ont été développés pour être utilisés dans les centrales à vapeur, les usines de traitement chimiques, les systèmes de chauffage et de refroidissement des bâtiments, les systèmes d'alimentation électrique des transports et les unités de réfrigération. Même la structure de l'échangeur de chaleur est un problème complexe. Cela comprend plus qu'une simple analyse de transfert de chaleur. Les coûts de fabrication et d'installation, le poids et la taille jouent un rôle important dans le choix de conception finale en termes de coût total de possession. Dans de plusieurs cas, bien que le coût soit une considération importante, la taille et l'encombrement ont souvent tendance à être les facteurs dominants dans le choix d'une conception. La plupart des échangeurs de chaleur peuvent être classés parmi plusieurs types de base.

I-9-1-Classification technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [8] :

- Echangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- Echangeurs à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

I-9-2-Classification suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées,… etc.) , il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [8].

I-9-3-Classification suivant le procédé de transfert de chaleur :

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

I-9-4-Classification fonctionnel :

Le passage des fluides : dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants : - Les deux fluides ont un écoulement monophasique. - Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs. - Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

Ces derniers sont généralement utilisés [8] :

- **Chauffe-eau** : Augmenter la température d'un liquide ou d'un gaz en ajoutant de la chaleur à l'aide de la vapeur de condensation, huile chaude, etc.
- **Condenseur :** Retirer la chaleur d'un gaz, le transformer en liquide
- **Evaporateurs :** Utilisé pour la concentration de la solution par évaporation de l'eau.
- **Rebouilleurs :** Fournir de la chaleur sous forme de chaleur latente au liquide au fond d'une tour de distillation. La chaleur peut être fournie soit par de la vapeur, soit par un flux de processus chaud.
- **Refroidisseur :** Refroidir un liquide ou un gaz en utilisant un réfrigérant au lieu de l'eau.
- **Effectuer deux fonctions :** Ils peuvent chauffer un flux de procédé froid en utilisant un fluide de procédé chaud, ou ils peuvent refroidir un flux de procédé chaud en utilisant un fluide de procédé froid fluide de procédé.

I-9-5-Classification suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur[8].

I-9-6-Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange On retiendra deux types de paroi :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux: superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre,etc [8].

I-9-7-Classement suivant la disposition des écoulements :

Les trois types les plus courants, basés sur la configuration du chemin d'écoulement sont illustrés :

- **Co-courant :** Les deux fluides entrent ensemble à une extrémité, s'écoulent dans la même direction et sortent ensemble à l'autre extrémité.
- **Contre-courant :** Dans les échangeurs de chaleur à contre-courant, deux courants de fluide circulent dans des directions opposées.
- **Courant croisé :** Dans un seul échangeur de chaleur à flux croisés, un fluide s'écoule à travers la surface de transfert de chaleur perpendiculairement au trajet d'écoulement de l'autre fluide.

I-10-Les nanofluide :

I-10-1-Difinition :

Les nanofluides sont utilisés dans des multiples applications d'ingénierie (dans le domaine de défense, transport, génie pharmaceutique et biomédical, etc.) et notamment dans les systèmes de refroidissement en raison de leurs aptitudes d'absorber la chaleur et améliorer ainsi le transfert thermique dans ces systèmes[9].

I-10-2-Le Rôle :

Les fluides caloporteurs traditionnels souvent utilisés dans le domaine du transfert de chaleur ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent parfois leur capacité de transfert de chaleur. L'utilisation des nanofluides, nanoparticules de conductivité thermique très élevée en suspension dans un fluide caloporteur est susceptible d'augmenter sa performance thermique. Plusieurs études ont révélé que la conductivité thermique des fluides contenant des nanoparticules pourrait augmenter de plus de 20% dans le cas d'une concentration très faible de nanoparticules. De nombreuses recherches ont été menées sur cette nouvelle génération de fluides afin d'apporter une meilleure compréhension des mécanismes physiques mis en jeu lors de l'utilisation des nanofluide, et mettre ainsi au point des liquides caloporteurs plus performants [9].

I-11-Etat de l'art :

Dans de nombreuses applications industrielles, les échangeurs de chaleur sont nécessaires pour chauffer ou refroidir un fluide sans le mélanger. Ainsi, les échangeurs de chaleur sont les principaux composants de ces systèmes industriels. Il existe différents types d'échangeurs de chaleur, mais l'efficacité de l'échangeur est un facteur critique à prendre en compte. Pour améliorer cette efficacité, de nombreux chercheurs ont étudié différentes techniques telles que l'utilisation de mousses métalliques, de nanofluides, ou la réduction de pression et l'augmentation du taux de transfert de chaleur. Dans ce contexte, ce travail porte sur l'étude de l'amélioration du taux de transfert de chaleur en utilisant un réflecteur dans un échangeur de chaleur, ce sujet a été étudié par de nombreux chercheurs.

W.J. Marner et A.E. Bergles. Leur étude comprenait un tube lisse, un tube à ailettes internes et un tube avec un insert à barre torsadée, d'un diamètre nominal de 25,4 mm et d'une longueur de 2,44 µm. Un fluide newtonien très visqueux, le polybutène 20, a été utilisé comme fluide d'essai. Les résultats de transfert de chaleur ont été obtenus sur une section d'essai horizontale avec une température de paroi presque constante. La chute de pression isotherme, la chute de pression isotherme et les données de transfert de chaleur ont été obtenues sur une large gamme de paramètres : nombre de Reynolds, 15,1 à 575 ; n° Brantl, 1260-8130; Graetz n° 868-6570; et le rapport de viscosité du bloc à la paroi, 0,00464-42,8 [10].

Sunil.Nain et al ont examiné les performances d'un aérotherme solaire utilisant des échangeurs de chaleur en U en cuivre-aluminium (UHX) avec et sans ailettes alternées, à l'intérieur d'un tube absorbeur placé sur la distance focale d'une auge parabolique en acier inoxydable nickelé. Le système est contrôlé en tant que différence de température obtenue à la sortie des échangeurs de chaleur et de l'efficacité du réchauffeur d'air solaire. Il a été observé que les performances du système avec l'échangeur de chaleur en cuivre sont meilleures que celles de l'échangeur de chaleur en aluminium. De plus, il a été constaté que l'efficacité du réchauffeur d'air solaire augmente de 9,29 % à un débit élevé avec l'utilisation d'ailettes lorsqu'un échangeur de chaleur en cuivre est utilisé à la place de

l'échangeur de chaleur en aluminium. La différence de température atteinte par le système est également augmentée de 2,34 % à un débit inférieur. À des températures plus élevées, le pourcentage d'augmentation des performances du réchauffeur d'air solaire de l'échangeur de chaleur en aluminium est supérieur à celui de l'échangeur de chaleur en cuivre[11].

R.M. Sarviya et al Il a travaillé pour augmenter le transfert de chaleur en utilisant un nouveau type d'insert appelé bande torsadée avec des bords coupés en continu. Le travail comprend la détermination du facteur de friction et du nombre de Nusselt pour l'insertion d'une nouvelle bande tressée avec différents rapports d'enroulement de 3 et 5. Une augmentation du taux de transfert de chaleur ainsi que du facteur de frottement est observée avec la diminution du taux de torsion, par rapport au tube ordinaire [13].

S. Eiamsa-ard et al ont étudié les propriétés de transfert de chaleur, le frottement d'écoulement et le facteur de performance thermique dans un tuyau équipé d'un ruban oblique à torsion delta (O-DWT) utilisant expérimentalement l'eau comme fluide de travail. Par rapport au ruban torsadé à aile delta droite (S-DWT). On observe également que l'O-DWT est un turbulateur plus efficace donnant un coefficient de transfert de chaleur plus élevé que le S-DWT [12].

A. Hasanpour, M. Farhadi, K. Sedighi Ils ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur et le facteur de frottement dans un échangeur de chaleur à double tube ayant un tube intérieur ondulé rempli de différentes classes de bandes torsadées, des types conventionnels aux types modifiés, notamment les types perforés, en V et en U. Une augmentation du taux de transfert de chaleur est observée dans un échangeur de chaleur à double tube ayant un tube ondulé, par rapport à un tube normal [13].

Leonard D. Tijing et al. Utilisez un échangeur de chaleur à tubes concentriques avec de l'eau comme fluide de travail. Le taux de transfert de chaleur a augmenté de 12 à 51 % par rapport à la valeur normale du tube, en fonction des configurations d'ailettes internes utilisées. Les résultats ont montré qu'une configuration à ailettes droites est la meilleure pour produire une augmentation du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à contre-courant [14].

Smith Eiamsa-ard et al ont étudié l'effet de l'insertion d'un ruban torsadé coupé sur la circonférence sur le transfert de chaleur, la perte par frottement et les propriétés du facteur de performance thermique dans un tube circulaire. Neuf bandes alvéolées coupées circonférentiellement différentes avec un rapport d'enroulement fixe (y/W = 3,0) et trois rapports de profondeur de bande différents (DR = d/W = 0,11, 0,22 et 0,33), chacun avec trois rapports de largeur de bande différents (WR = w/ W) ont été testés. W = 0,11, 0,22 et 0,33). En outre, une barre torsadée typique a également été testée à des fins de comparaison. La mesure du taux de transfert de chaleur a été effectuée dans des conditions de flux de chaleur uniformes tandis que la mesure du coefficient de frottement a été effectuée dans des conditions isothermes. Les tests ont été effectués avec un nombre de Reynolds compris entre 1 000 et 20 000, en utilisant de l'eau comme fluide de travail. Les résultats expérimentaux ont révélé que le taux de transfert de chaleur et le facteur de frottement dans le tube équipé des rubans torsadés à coupe périphérique étaient significativement plus élevés que ceux du tube équipé du ruban torsadé typique et du tube uni, en particulier dans le régime d'écoulement laminaire [15].

Panida Seemawute et Smith Eiamsa-ard Ils ont étudié expérimentalement l'effet d'un ruban torsadé à coupe terminale avec un axe alterné (PT-A) sur l'écoulement de fluide et la propriété d'amélioration du transfert de chaleur dans un tube circulaire à flux de chaleur uniforme. Les expériences ont été réalisées en utilisant de l'eau comme fluide d'essai dans un tube turbulent [16].

Résultats obtenus Taux de transfert de chaleur, coefficient de frottement et performances thermiques plus élevés dans un tube équipé de PT-A

Changzhong Man et al ont étudié les propriétés de transfert de chaleur et le facteur de frottement dans un tube avec un nouveau type de ruban adhésif torsadé de quatre longueurs différentes. Les valeurs attendues calculées avec les corrélations étaient en bon accord avec les données expérimentales, à moins de 7% pour le nombre de Nusselt et à moins de 10% pour le facteur de frottement.

L'objectif principal de notre projet est de concevoir de nouveaux modèles d'échangeurs de chaleur afin d'améliorer l'efficacité de l'échange de chaleur entre les deux fluides circulant dans l'échangeur. Le but de cette optimisation est de

réduire les couches limites, qui sont des zones où les transferts de chaleur sont inefficaces entre les fluides en raison de la présence d'une couche isolante.

Pour atteindre cet objectif, nous avons mené des recherches approfondies sur la conception des échangeurs de chaleur, notamment en ce qui concerne la géométrie, la taille et les matériaux utilisés. Nous prenons également en compte les aspects opérationnels de l'échangeur, tels que les conditions de température, de débit et de pression, afin de garantir que la nouvelle conception est optimisée pour des performances maximales [17].

En fin de compte, la conception d'un nouvel échangeur de chaleur nécessite une approche multidisciplinaire qui prend en compte les principes de la thermodynamique, de la mécanique des fluides et de la science des matériaux, ainsi que des considérations techniques pratiques.

I-12-Conclusion :

Les échangeurs de chaleur sont principalement utilisés dans l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, etc.), les transports (automobile, aviation), mais aussi dans le résidentiel et le tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'échangeur de chaleur Pour une application donnée, elle dépend de nombreux paramètres : plages de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, entretien et encombrement. Le fait qu'il y ait un échangeur bien adapté et bien dimensionné est évident. Une production soignée et une utilisation appropriée peuvent augmenter l'efficacité et l'énergie

CHAPITRE II

II-1-Introduction :

Dans ce chapitre on s'intéresse à la modélisation mathématique de transfert de chaleur et d'écoulement turbulent de fluide incompressible en régime variable, ou les modèles de fermeture sont abordés.

Tout d'abord, les lois fondamentales du transfert de la chaleur seront présentées, aboutissent à l'équation de la chaleur régissant le comportement d'un système thermique. Ensuite nous avons faire une formulation des équations de Navier-Stokes qui régissent le mouvement turbulence d'un fluide incompressible visqueux.

La mécanique des fluides est gouvernée par trois équations fondamentales. Celles-ci sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie.

II-2-Equation de transport de la dynamique :

Dans un repère cartésien, les écoulements newtoniens, incompressibles et visqueux sont quantifies par les équations définies dans les paragraphes ci après.

II-3-L'équation de la continuité :

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément.

Elle exprime l'égalité de la variation de la masse d'élément et de la déférence entre la quantité de fluide qui entre et celle qui quitte pendant le même temps.

L'équation de continuité globale est donnée par [9] :

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho\vec{\nabla}\vec{V} \qquad \text{avec : } \left(\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V^p.\nabla^p\right) \qquad \ldots(II.1)\ [9]$$

Dans un régime permanent on a donc [9]:

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0$$

II-4-L'équation de Navier-Stocks :

En mécanique des fluides, les équations de Navier-Stocks sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides dans l'approximation des milieux continus. Elles gouvernent par exemple les mouvements de l'air de l'atmosphère, les courants océaniques, l'écoulement de l'eau dans un tuyau, le mouvement d'air dans les locaux et de nombreux autres phénomènes d'écoulement de fluides. Elles sont nommées d'après deux physiciens du XIX^{e} siècle, Claude Navier et George Stocks [9].

Donc on va utiliser les équations suivantes [9]:

$$\overbrace{\underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial t}}_{(3)} + U_j \underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial X_j}}_{(4)}}^{(1)} = \overbrace{\underbrace{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial X_i}}_{(5)} + \underbrace{V\frac{\partial^2 U_i}{\partial X_j \partial X_j}}_{(6)}}^{(2)} \qquad \text{(II.2)}$$

Est la conséquence de directe du théorème de quantité de mouvement.

(1) : terme force d'inertie.
(2) : terme force appliquée.
(3) : terme in stationnaire.
(4) : terme converti.
(5) : terme pression.
(6) : terme visqueux.

II-5-décomposition de Reynolds (la décomposition statique) :

La décomposition de Reynolds est dite que tout champ $\emptyset$ ($\emptyset = U \text{ ou } P$) se décompose en un champ moyen $\overline{\emptyset}$. Et en un champ fluctuant $\emptyset$ de moyenne nulle [9].

$$\emptyset = \overline{\emptyset} + \grave{\emptyset}$$

Donc on aura le système suivant [9]:

$$U_i = \overline{U}_i + u_i \qquad \text{(II.3)}$$

$$p = \overline{P} + P \qquad \text{(II.4)}$$

Les lettres minuscules désignent les fluctuants ou les écarts des valeurs par rapport à ces moyennes. Le symbole (-) désigne moyenne statistique ou moyenne d'ensemble (moyenne sur un ensemble de réalisation). Elle est définie comme la limite statistique de moyenne arithmétique prise à travers un certain nombre d'expériences réalisées dans les mêmes conditions générales d'écoulement. Cette moyenne vérifie les règles de Reynolds.

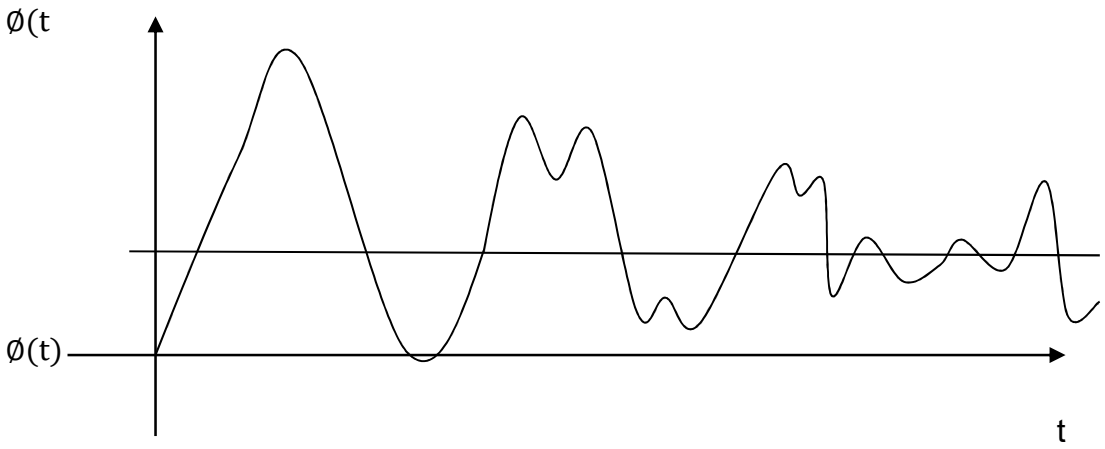


Figure (II-1) : Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne.

En appliquant les lois de la moyenne à deux quantités turbulentes quelconques f et g. On aura [9] :

$\overline{(f+g)}=\bar{f}+\bar{g}$; $\overline{af}=\bar{f}a$; $\overline{\bar{f}g}=\bar{f}\bar{g}$; $\overline{\partial f/\partial\xi}=\partial\bar{f}/\partial\xi$

ξ:Variable d'espace ou de temps.

Dans le cas d'une turbulence stationnaire, les moyennes d'ensemble ne dépendent pas du temps. Dans le cas des écoulements homogènes, on pourra de même utiliser des moyennes spatiales.

La décomposition de Reynolds permet de distinguer l'écoulement moyen de l'écoulement fluctuant [9].

II-6-Traitement statistique des écoulements turbulents :

Nous avons dit que la turbulence consistait en des fluctuations aléatoires des grandeurs caractéristiques et par conséquent l'approche statistique est utilisée pour l'étude de ces écoulements.

Malgré le fait que la théorie statistique et la simulation numérique sont des options nobles, presque tous les efforts de recherche axée sur la turbulence ces derniers décennies ont utilisés le concept des moyennes temporelles des équations de Navier-Stocks résultant en des équations du mouvement, dites de Reynolds, en terme de grandeurs moyennes et de fluctuations.

En suivant l'idée originale de Reynolds (1895), on supposera que le fluide est à l'état turbulent non permanent et aléatoire, une solution turbulente est toujours une solution compliquée non stationnaire des équations du mouvement, présentant des fluctuations irrégulières dans l'espace et dans le temps,Pour résoudre les équations du mouvement il faut spécifier les conditions initiales des variables du mouvement (Peut) en tous points et à chaque instant.

Il est très difficile de capturer les fines perturbations sur une échelle ou l'incrément de temps est infinitésimal, on adopte alors une approche statistique et on s'intéresse à des équations moyennes, cela permet de décomposer la valeur instantanée $\emptyset$ a une valeur moyenne $\overline{\emptyset}$ et une fluctuation φ.On écrit alors [9] :

$$\emptyset = \overline{\emptyset} + \grave{\emptyset} \qquad \textbf{(II.5)}$$

Avec : $\overline{\emptyset} = \frac{1}{T}\int_0^T \emptyset \, dt$

Ou T une grandeur comparer à la période de fluctuations.

Cette décomposition (décomposition de Reynolds) a un avantage considérable dans le traitement mathématique des équations de mouvement [9].

$\overline{\overline{U_\iota U_J}} = \overline{U_\iota U_J}$, $\overline{U_\iota U_J} = \overline{U_\iota U_J} + \overline{u_\iota u_J}$, $\overline{\overline{U_\iota} U_J} = \overline{U_\iota \overline{U_J}} = 0$

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{1}{T}\int_0^T \frac{\partial U}{\partial x}\partial t = \frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{1}{T}\int_0^T U dT\right] = \frac{\partial \bar{U}}{\partial x}$$

II-7-Les équations des mouvements moyennes :

Les relations fondamentales régissant l'écoulement d'un fluide incompressible sont les équations de Navier-Stocks et celles de continuité qui s'appliquent aux écoulements turbulents aussi bien qu'ux écoulements laminaires[9].

Si ce système d'équations a été résolu avec succès pour un grand nombre d'applications dans le cas d'écoulement laminaire [16], il est au contraire hors de question de calculer une solution complète quand il s'agit des écoulements turbulents dans un écoulement quelque peut complexe exigerait des capacités des machines de calcul.

La moyenne est à l'origine une moyenne d'ensemble (moyenne stochastique), c'est-à-dire qu'elle prise sur un ensemble d'expériences effectuées dans les conditions édéniques.

L'hypothèse d'périodicité [Favre, 1976] il est équivalent de considérer une expérience répétée une infinité de fois ou une seule expérience menée à l'infini dans le temps-permet le passage à des moyennes temporelles, et par conséquent un traitement statistique des équations. Les équations ne sont alors a priori valables que pour des écoulements stationnaires mais dans la pratique elles sont alors largement utilisée les cas in stationnaires.

Pour des écoulements à faible nombre de Mach, il est courant de considérer comme négligeables les fluctuations de la masse volumique [Schiste, 1993], ce qui se traduit par la relation suivante :

$$\rho = \bar{\rho}$$

En remplaçant dans les équations fondamentales expressions instantanées des écoulements par leurs expressions sous la forme de la relation (2.5), et en moyennant les équations obtenues, on obtient les équations suivantes :

II-7-1-Equation de continuité des mouvements moyennes :

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par moyenne de l'équation (2.1) [9] :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_i} + \frac{\partial u_i}{\partial X_i} = 0 \qquad \textbf{(II.6)}$$

II-7-2-Equation de Navier-Stocks moyenne :

L'équation de Reynolds (obtenues par moyenne de l'équation (2.2) après avoir introduit la décomposition de Reynolds) [9] :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \qquad \textbf{(II.7)}$$

On écrit finalement [9]:

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{\tau_{ij}} + R_{ij} \right) \qquad \textbf{(II.8)}$$

Introduisent les corrélations doubles $\overline{\rho U_i U_j}$ qui forment le tenseur des tensions de Reynolds, ce tenseur est symétrique et sa trace est égale au double de l'énergie cinétique de la turbulence.

La condition d'incompressibilité implique :

$$U_i \frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_j} = \frac{\overline{\partial U_i U_j}}{\partial x_j} ,$$

Les tensions de Reynolds ou les contraintes de Reynolds $\overline{\rho U_i U_j}$ peuvent etre s'ecrit sous la forme suivante :

$$[R_{ij}] = -\rho \begin{bmatrix} \overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW} \\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW} \\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW} \end{bmatrix}$$

Ou $[\tau_{ij}]$ est le tenseur des contraintes visqueuse, défini par :

$$[\tau_{ij}] = \mu \left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \text{ avec } \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j}$$

L'équation de la vitesse fluctuante est obtenue par différence (2.2) et (2.8)

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \overline{U_J}\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -U_j\frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial x_j} - U_j\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(V\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{U_\iota U_J}\right) \quad \textbf{(II.9)}$$

La divergence des fluctuations de vitesse (équation obtenue par différence (2.1)-(2.6) est également nulle :

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad \textbf{(II.10)}$$

II-7-3-Equation de transport des tensions de Reynolds [9]:

Les équations de transport sont de la forme générale :

$\frac{d\emptyset}{dt}$ =Production+diffusion-dissipation+sources additionnelles.

Ou $\frac{d}{dt}$: représente la dérivée particulaire (rappelons que $\frac{d\emptyset}{dt} = \frac{\partial\emptyset}{\partial t} + U_j\frac{\partial\emptyset}{\partial x_j}$).

Les équations de départ sont les équations (2.1) et (2.2) dans lesquelles on a introduit l'équation (2.3) et (2.4).On part de l'équation (2.2) :

$$\frac{\partial(\overline{U_\iota}+U_i)}{\partial t} + (\overline{U_k}+U_k)\frac{\partial(\overline{U_\iota}+U_i)}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{P}+P)}{\partial x_i} + V\frac{\partial^2(\overline{U_\iota}+U_i)}{\partial x_k \partial x_k} \quad \textbf{(II.11)}$$

On fait la différence (2.9)-(2.7) :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_i}{\partial X_k}+u_k\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial X_k}+\frac{\partial\left(u_k u_j-\overline{u_k u_j}\right)}{\partial X_k}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_j}+V\frac{\partial^2 u_j}{\partial X_k \partial X_k} \quad \textbf{(II.12)}$$

On peut écrire (2.10) pour l'indice j :

$$\frac{\partial u_j}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_j}{\partial X_k}+u_k\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial X_k}+\frac{\partial\left(u_k u_j-\overline{u_k u_j}\right)}{\partial X_k}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial X_j}+V\frac{\partial^2 u_j}{\partial X_k \partial X_k} \quad \textbf{(II.13)}$$

On multiple (2.12) par u_j et (2.13) par u_i et on somme les deux équations obtenues. En regroupant certains termes [9], il vient :

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t}+U_k\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k}=-R_{ik}\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial x_k} - R_{jk}\frac{\partial\overline{U_\iota}}{\partial x_k}+\frac{\bar{P}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_i}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{U_\iota U_J U_k}\right)-$$

$$\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\frac{\bar{P}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right]-2V\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\frac{\partial U_j}{\partial x_k}+V\frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_k \partial x_k}$$

Cette équation fait apparaitre au second membre plusieurs contributions : les deux premiers termes traduisent l'action des gradients de vitesse moyenne sur le champ turbulent et représentent la production des tensions de Reynolds (son signe peut dans certain cas être négatif).Le terme de corrélation pression-déformation s'annule par contraction et réalise dons une redistribution d'énergie sur les composantes des tenseurs de Reynolds [9].

Schématiquement on écrira :

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k} = P_{ij} + T_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + V\frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \textbf{(II.14)}$$

T_{ij}: Transport diffusif du aux fluctuations de vitesse et aux fluctuations de pression.

P : Production.

ε_{ij}:Dissipation visqueuse (car il consiste un puits du à la viscosité moléculaire).

D_{ij}:Diffusion visqueuse.

L'équation (2.12) est appelée équation de tension de Reynolds ou équation des corrélations doubles

$$R_{ij} = \overline{U_\iota U_J}$$

II-7-4-Equation de l'énergie cinétique fluctuante :

K=1/2 R_{ij}

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \bar{U}_J\frac{\partial K}{\partial x_j} = -R_{iK}\frac{\partial \overline{U_J}}{\partial x_K}\left(U_K\frac{\overline{U_\iota U_J}}{2}\right)\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{U_J P}\right)\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(U_j\bar{P}\right) - V\frac{\partial U_j}{\partial x_K}\frac{\partial U_j}{\partial x_K} + V\frac{\partial^2 K}{\partial x_K \partial x_K}$$

(II.15)

Cette équation que l'on peut obtenir par contraction tensorielle de l'équation aux tensions de Reynolds, exprime que la variation de l'énergie cinétique de la turbulence est due aux effets des termes du second membre :

Production d'énergie par action des gradients de vitesse et pression ; dissipation visqueuse et enfin diffusion visqueuse.

Schématiquement on écrira :

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \overline{U_K}\frac{\partial K}{\partial x_K} = P + D - \varepsilon + V\frac{\partial^2 K}{\partial x_K \partial x_K} \qquad \textbf{(II.16)}$$

L'équation de K est utilisée notamment dans les modèles simplifiés a un ou deux équations de transport

II-7-5-Equation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante : [15]

Multipliant l'équation (2.9) par$\left(-2V\frac{\overline{u_k u_\iota}}{\partial x_j \partial x_j}\right)$ et prenant la moyenne, on obtient :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_J}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = -2V\left[\frac{\partial \overline{U_K}\partial^2 \overline{U_\iota}}{\partial x_j \partial x_j \partial x_K} + \frac{\overline{\partial U_K \partial U_\iota}\partial U_i}{\partial x_j \partial x_j \partial x_K} + \frac{\overline{\partial U_J \partial U_J}\overline{\partial U_K}}{\partial x_K \partial x_j \partial x_K}\right]$$

L'équation du taus de dissipation de l'énergie turbulente est plus délicate a interpréter et a modéliser, elle est utilisée pour calculer l'échelle de longueur caractéristique de la turbulence.

II-8-Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence :

II-8-1-Hypothèse de chou :

$$v_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

II-8-2-Hypothèse de viscosité turbulente de bousines :

$$-\overline{u_\iota u_J} = v\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}k\delta_{ij}$$

II-8-3-Hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$$v_t = L^2 m\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L^2 m \frac{\partial u_1}{\partial u_2}$$

Lm : Etant la longueur de mélange qui peut être détermine facilement pour un certain nombre d'écoulement.

II-8-4-Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov .

II-9-Modélisation du transfert de chaleur :

II-9-1-Equation d'énergie :

La modélisation des transferts de chaleur est basée sur une formulation en température des échanges thermiques, dans laquelle le changement de phase ou la dissipation visqueuse sont pris en compte grâce à des termes sources ou polynomiaux formulés en termes de température.

II-9-2-Transferts de chaleur en écoulements incompressibles :

La modélisation des transferts thermiques convectif et conductif en interaction avec un écoulement incompressible sont modélisés à partir d'une formulation conservative et d'une approche non-conservative.

$$\rho_{C_P}\left(\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(VT)T\nabla V\right) + \alpha T = \nabla(\lambda \nabla T) + \emptyset + S$$

S(Le terme αT est un terme linéaire laissé à la libre utilisation de l'utilisateur ainsi que le terme source S

Le terme $\emptyset$ est le terme de dissipation visqueuse donnée par la relation suivante [18] :

$\emptyset = 2_{\mu} D_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$ Avec $D_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$

Finalement le système à résoudre est le suivant :

II-10-Forme générale des équations du système :

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante [18] :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_{\emptyset} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x c_{\emptyset} \emptyset) \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_y c_{\emptyset} \emptyset) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\emptyset} \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right) + S_{\emptyset}$$

Où :

$\emptyset$: Variable généralisée

$c_{\emptyset}$: Coefficient d'advection transitoire.

$\Gamma_{\emptyset}$:Coefficient de diffusion.

$S_{\emptyset}$: Termes source.

Le tableau suivant regroupe les expressions des différents termes dans les différentes équations du système :

Variable $\emptyset$	Coefficient d'advection $C_{\emptyset}$	Diffusivité $\Gamma_{\emptyset}$	Termes source $S_{\emptyset}$
V_x	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) - \delta\nabla\left\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}\right\| \frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}$
V_y	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) - \delta\nabla\left\|\frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}\right\| \frac{\nabla_c}{\|\nabla_c\|}$
T	1	$\frac{K}{\rho c^e}$	$\frac{\varphi}{pc^e}$
P	1	0	0

Tableau (II-7) : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.

II-11-Conclusion :

La modélisation statistique des équations NAVIER Stokes a été largement utilisée pour

diverses configurations. Les tensions de Reynolds doivent être spécifiées pour déterminer le champ de l'écoulement moyen. Le but de cette modélisation est de

relier les relations qui permettent le calcul des composantes des tenseurs de Reynolds à partir des caractéristiques de l'écoulement moyen afin de fermer le système d'équation. Le modèle de viscosité turbulent sera utilisé ici comme dans la majorité des simulations numériques sur le sujet, car elle permet d'obtenir des résultats rapides et acceptables. Le problème revient donc à modéliser cette viscosité turbulente.

CHAPITRE III

III-1-Introduction :

La modélisation mathématique est en effet un outil très important pour représenter les phénomènes physiques et comprendre leur comportement. Dans de nombreux cas, les équations qui décrivent ces phénomènes sont des équations aux dérivées partielles, qui sont souvent non-linéaires et ne peuvent pas être résolues analytiquement. C'est pourquoi il est souvent nécessaire de recourir à des méthodes numériques pour résoudre ces équations et obtenir des solutions approchées .Lorsque l'on résout un problème physique par des méthodes numériques, on doit d'abord discrétiser le domaine de calcul en un maillage. Ce maillage est constitué d'un ensemble de points qui représentent le domaine physique, et les équations aux dérivées partielles sont alors discrétisées en des équations discrètes qui s'appliquent à chaque point du maillage Les méthodes de discrétisation les plus courantes pour résoudre les équations de la physique sont les méthodes de différences finies, les méthodes des éléments finis et les méthodes des volumes finis. Ces méthodes ont toutes leurs avantages et leurs inconvénients, et le choix de la méthode dépend souvent du type de problème à résoudre et des contraintes de calcul. Une fois que les équations ont été discrétisées, on peut utiliser des méthodes numériques pour les résoudre. Les méthodes les plus courantes sont les méthodes itératives, comme la méthode de Jacobi ou la méthode de Gauss-Seidel. Ces méthodes consistent à appliquer les équations discrètes à chaque point du maillage de manière itérative jusqu'à ce que la solution convergent vers une solution stable .Enfin, il est souvent important de valider les résultats numériques en les comparant à des résultats expérimentaux, lorsque cela est possible. Cela permet de s'assurer de la fiabilité des résultats numériques et de corriger d'éventuelles erreurs dans le modèle mathématique ou dans les données expérimentales.

III-2-Les trois grandeurs méthodes de discrétisation [19] :

Effectivement, la méthode des volumes finis, des différences finies et des éléments finis sont trois méthodes numériques couramment utilisées pour résoudre les équations différentielles partielles (EDP) qui décrivent les écoulements turbulents. Voici une brève description de ces méthodes :

III-2-1-Méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis consiste à discrétiser le domaine d'étude en un ensemble de volumes finis ou de cellules, et à approximer les équations différentielles en intégrant leur forme intégrale sur chaque volume. Les flux traversant les interfaces entre les volumes finis sont pris en compte, et les équations sont résolues localement pour chaque volume fini. Cette méthode est particulièrement adaptée à la conservation des grandeurs physiques (comme la masse, la quantité de mouvement, l'énergie) et à la gestion des interfaces complexes [20].

III-2-2-Méthode des différences finies :

La méthode des différences finies repose sur la discrétisation de l'espace et du temps en une grille régulière. Les dérivées spatiales et temporelles sont approximées par des différences finies, c'est-à-dire des approximations basées sur les valeurs des variables aux points voisins de la grille. Les équations différentielles sont transformées en un système d'équations algébriques qui peut être résolu itérativement. Cette méthode est relativement simple à mettre en œuvre, mais elle peut être moins précise que d'autres méthodes dans certains cas [20].

III-2-3-Méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à diviser le domaine d'étude en un ensemble de sous-domaines, appelés éléments finis. Les équations différentielles sont approximées localement à l'intérieur de chaque élément à l'aide de fonctions d'interpolation. Les conditions aux limites sont prises en compte en utilisant des éléments de bord. Le système d'équations résultant est résolu numériquement pour obtenir la solution. Cette méthode est flexible et peut être utilisée pour des domaines géométriquement complexes avec des conditions aux limites variées.

Ces trois méthodes numériques offrent différentes approches pour résoudre les équations différentielles partielles des écoulements turbulents, et le choix entre

elles dépendra souvent de la nature du problème, des contraintes de calcul et des préférences de l'utilisateur[20].

III-3-Choix d'un maillage :

Le choix d'un maillage dépend du contexte spécifique dans lequel il sera utilisé. Il existe différents types de maillages adaptés à différents domaines, tels que la modélisation géométrique, la simulation numérique, l'analyse de données, etc. Voici quelques considérations générales lors du choix d'un maillage :

Domaine d'application : Déterminez le domaine spécifique dans lequel le maillage sera utilisé. Par exemple, la modélisation d'une structure mécanique peut nécessiter un maillage structuré, tandis que la modélisation d'un fluide peut nécessiter un maillage non structuré.

Géométrie du problème : Analysez la géométrie du problème que vous souhaitez modéliser. Les maillages structurés sont souvent plus adaptés aux géométries simples et régulières, tandis que les maillages non structurés offrent plus de flexibilité pour les géométries complexes et irrégulières.

Résolution souhaitée : Déterminez le niveau de résolution requis pour votre analyse ou simulation. Les maillages plus fins, avec des éléments plus petits, peuvent fournir une résolution plus précise, mais ils nécessitent également plus de temps de calcul. Trouver un compromis entre précision et efficacité est important.

Contraintes de ressources : Considérez les ressources informatiques disponibles, telles que la puissance de calcul et la mémoire. Les maillages avec un nombre élevé d'éléments nécessitent plus de ressources pour effectuer les calculs.

Types d'éléments : Explorez les types d'éléments de maillage disponibles, tels que les éléments linéaires, quadratiques, tétraédriques, hexaédriques, etc. Certains éléments peuvent être plus adaptés à votre problème spécifique ou à la méthode numérique que vous utilisez.

Méthode numérique : Si vous utilisez une méthode numérique spécifique, telle que la méthode des éléments finis, la méthode des différences finies, etc., il peut y avoir des recommandations spécifiques sur le type de maillage à utiliser.

Il est également recommandé de consulter des ouvrages spécialisés, des articles de recherche ou de demander conseil à des experts dans votre domaine d'application spécifique pour obtenir des recommandations plus précises sur le choix du maillage.

III-4-Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :

Lors de la discrétisation de l'équation de chaleur par éléments finis, on divise le domaine d'étude en éléments finis, généralement des triangles ou des quadrilatères pour le cas bidimensionnel, ou des tétraèdres ou des hexaèdres pour le cas tridimensionnel. Chaque élément fini est défini par un ensemble de nœuds (ou points) et possède une géométrie déterminée[21].

III-4-1-Le bilan thermique :

Consiste à établir l'équation de la chaleur pour chaque élément fini, en considérant les flux thermiques entrants et sortants. Pour cela, on utilise la loi de Fourier pour décrire la conduction de la chaleur à travers chaque élément fini.

L'équation de la chaleur pour un élément fini peut s'écrire comme suit :

$$\int(\kappa \nabla T \cdot \nabla N)\, d\Omega + \int(q \cdot N)\, d\Omega = \int(\rho Cp\, \partial T/\partial t \cdot N)\, d\Omega \quad \ldots(\textbf{III.1})$$

où :

.κ est la conductivité thermique du matériau,

.T est la distribution de température à l'intérieur de l'élément fini,

.N est la fonction d'interpolation utilisée pour approximer la température à l'intérieur de l'élément fini

.q est le flux de chaleur appliqué (source),

.ρ est la masse volumique du matériau,

.Cp est la capacité thermique massique du matériau,

.$\partial T/\partial t$ est la dérivée partielle de la température par rapport au temps,

.Ω représente le domaine de l'élément fini,

.∇T est le gradient de la température,

.∇N est le gradient de la fonction d'interpolation N.

L'intégrale de gauche ($\int(\kappa \nabla T \cdot \nabla N)\, d\Omega$) représente le terme de conduction, qui décrit la propagation de la chaleur à travers le matériau de l'élément fini. L'intégrale de droite ($\int(\rho Cp\, \partial T/\partial t \cdot N)\, d\Omega$) représente le terme de stockage, qui tient compte de la variation temporelle de la température à l'intérieur de l'élément fini. L'intégrale ($\int(q \cdot N)\, d\Omega$) représente le terme de source, qui prend en compte les sources ou pertes de chaleur appliquées à l'élément fini

En discrétisant le domaine en éléments finis, on obtient un système d'équations couplées pour chaque élément fini. En assemblant ces équations élémentaires, on obtient un système global d'équations qui décrit le comportement thermique de tout le domaine d'étude. Ce système peut être résolu numériquement pour obtenir une approximation de la distribution de température à travers le domaine à différents instants dans le temps.

III-4-2-la méthode de discrétisation :

La méthode de discrétisation par élément fini est une approche couramment utilisée pour résoudre des équations aux dérivées partielles, y compris l'équation de la chaleur. Voici comment on peut discrétiser l'équation de la chaleur en utilisant la méthode des éléments finis :(Définition du domaine, Discrétisation temporelle ,Approximation de la solution, Formulation variationnelle, Assemblage du système ,Conditions aux limites [22].

III-5-Programme ANSYS :

ANSYS est un logiciel de simulation et d'analyse de systèmes physiques développé par la société américaine ANSYS, Inc. Il est utilisé dans de nombreux domaines tels que l'ingénierie mécanique, l'aéronautique,

l'automobile, l'électronique, l'énergie, la construction navale, la chimie, la biologie et bien d'autres.

III-5-1-Historique :

Le développement d'ANSYS a commencé en 1970 à la Pennsylvanie State Université, lorsque le professeur John Swanson et ses étudiants ont commencé à travailler sur des méthodes numériques pour résoudre des problèmes d'ingénierie. En 1971, Swanson fonde la société Swanson Analysais System, Inc. pour commercialiser le logiciel qu'ils ont développé, et il l'a renommée plus tard ANSYS, Inc.

Le logiciel ANSYS a connu une croissance significative au fil des ans et est devenu l'un des logiciels de simulation les plus populaires et les plus puissants sur le marché. Il est utilisé par des ingénieurs et des scientifiques du monde entier pour résoudre des problèmes d'ingénierie complexes et pour simuler le comportement de systèmes physiques dans des conditions réelles.

III-5-2-Définition :

ANSYS est un logiciel de simulation numérique basé sur la méthode des éléments finis. Il permet aux ingénieurs et aux chercheurs de modéliser, simuler et analyser des systèmes physiques dans un environnement virtuel. Le logiciel fournit une large gamme de fonctionnalités pour résoudre des problèmes de mécanique des structures, de dynamique des fluides, de transfert de chaleur, d'électromagnétisme et d'autres domaines de l'ingénierie.

Grâce à ANSYS, les utilisateurs peuvent créer des modèles virtuels de composants ou de systèmes réels, définir les propriétés matérielles et les conditions aux limites, puis effectuer des simulations pour prédire le comportement du système dans différentes conditions. Cela permet de réduire le besoin de prototypes physiques coûteux, d'optimiser les conceptions, d'améliorer les performances et de réduire les risques liés au développement de produits.

ANSYS offre une large gamme de modules et d'extensions spécialisés pour des domaines spécifiques tels que l'analyse structurelle, l'analyse thermique,

l'analyse électromagnétique, l'analyse des fluides, la simulation multiphysique, l'optimisation de conception, etc. Ces fonctionnalités avancées font d'ANSYS un outil polyvalent et puissant pour la simulation et l'analyse de systèmes complexes.

III-6-PRINCIPES FONDAMENTAUX D'ANSYS :

ANSYS : est un logiciel de simulation et d'analyse de pointe utilisé dans de nombreux domaines de l'ingénierie, tels que la mécanique, la dynamique des fluides, l'électromagnétisme et l'analyse des systèmes. Voici quelques principes fondamentaux d'ANSYS :

Méthode des éléments finis (MEF) : ANSYS utilise la méthode des éléments finis pour résoudre les problèmes d'ingénierie. La MEF divise une géométrie complexe en petits éléments (tels que des triangles ou des tétraèdres en 3D) et résout les équations mathématiques pour chaque élément. Les résultats sont ensuite assemblés pour obtenir une solution globale.

Modélisation géométrique : ANSYS permet de créer des modèles géométriques complexes à l'aide d'outils de modélisation 2D et 3D. Ces modèles peuvent être importés à partir de logiciels de CAO (conception assistée par ordinateur) ou créés directement dans ANSYS.

Attribution de matériaux : Pour effectuer une simulation précise, il est important d'attribuer des propriétés matérielles aux modèles. ANSYS permet de définir des matériaux avec leurs propriétés physiques telles que la densité, l'élasticité, la conductivité thermique, etc.

Définition des conditions aux limites : Les conditions aux limites décrivent les interactions entre le modèle et son environnement. Cela inclut les contraintes, les forces, les températures, les flux, etc., appliqués aux surfaces ou aux points spécifiques du modèle. ANSYS offre des fonctionnalités pour définir ces conditions et les appliquer aux simulations.

Maillage : Avant d'effectuer une simulation, il est nécessaire de mailler le modèle, c'est-à-dire de le diviser en petits éléments pour la résolution

numérique. ANSYS propose des outils de maillage automatique et manuel pour générer des maillages de haute qualité.

Résolution des équations : Une fois le modèle maillé, ANSYS résout les équations mathématiques basées sur les lois physiques appropriées. Cela peut inclure des équations de la mécanique des structures, des équations de Navier-Stokes pour la dynamique des fluides, des équations de Maxwell pour l'électromagnétisme, etc.

Visualisation des résultats : Une fois la simulation terminée, ANSYS offre des outils de visualisation pour analyser et interpréter les résultats. Cela peut inclure des graphiques, des animations, des profils, des sections transversales, etc.

Ces principes fondamentaux d'ANSYS permettent aux ingénieurs d'effectuer des analyses avancées et de simuler le comportement des systèmes réels avant leur fabrication, ce qui contribue à une meilleure compréhension du fonctionnement des produits et à une optimisation de leur performance.

III-7-Conclusion :

L'ANSYS est un programme de simulation numérique qui nous a facilité les méthodes et les résultats obtenus seront dans le chapitre suivant.

CHAPITRE IV

IV-1-INTRODUCTION :

Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans une variété d'applications industrielles et commerciales, alors dans chapitre on va étudier l'échangeur tubulaire pour connaitre sa géométrie ses caractéristiques thermo physique, la vitesse d'écoulement des fluides, les profils de température et de pression Et créer d'autres modèles d'échangeurs en jouant sur la géométrie pour enfin les comparer.

IV-2-IDENTIFICATION :

Dans cette partie, la même simulation doit être répétée avec les mêmes méthodes que la thèse soumise pour l'obtention d'un diplôme de doctorat au niveau de l'Université **Dr. Yahya Farès** en méthodes d'ingénierie, afin de comparer nos résultats avec les résultats de la thèse précédente.

IV-2-1-LES DEMONIONEMMET DE L'ECHANGEUR TUBULAIRE SIMULE AU PROGRAMME ANSYS :

	X (m)		Y(m)		E(m)	
Tube extérieur	0	4	0	0.08	/	
Tube intérieur	0	4	0.015	0 .065	0.014	0.015

Tableau (IV.1) : la géométrie de l'échangeur

IV-3-PROPRIETE THERMOPHYSIQUE :

	EAU	**NANOPARTICULES Al2O3**	**ACIER**
Densité(ρ)	997.1 kg/m3	3970 kg/m3	7850 kg / m3
Viscosité dynamique(μ)	880.637x10-6 Pa.s	/	/
Capacité calorifique spécifique(cp)	4178 J/kg.k	750 J/kg.K	475 J /(kg K)
Conductivité	0.606 W/kg.K	42.34 W/m.K	44.5 W / (m. K)

thermique(k)			

Tableau (IV.2) : propriété thermique d'eau, nanoparticules et l'acier

D'après les lois suivantes :

- $\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_{np}$
- $cp_{nf} = (1 - \varphi)(cP_{bf} + \varphi)(cP_{np})$
- $\mu_{nf} = \mu_{bf}(533.9\varphi^2 + 39.11\varphi + 1)$
- $k_{nf} = [k_{np}+2k_{bf}-2\varphi(k_{bf}-knp)/k_{np}+2k_{bf}+\varphi(k_{bf}-k_{np})]\ k_{bf}$

les propriétés thermiques de nanofluide sont :

Pour φ=0.025 :

Densité(ρ)	1091.325 kg/m3
Viscosité dynamique(μ)	0.002 Pa.s
Capacité calorifique spécifique(cp)	4092.3 J/kg.k
Conductivité thermique(k)	0.74 W/kg.K

Tableau (IV.3) : propriété thermique de nanofluide

IV-4-Les étapes du travail sur ANSYS :

1-La géométrie :

a-Créer les points :

Preprocessor/Modeling/Create/Keypoints/In active CS (tableau pour le numéro du chaque point avec sa position (x,y)).

b-Créer les lignes entre les points :

Keypoints/Lines/Lines/Straight line/Tru KPt (tableau pour créer des lignes entre chaque deux point)

c-Créer la surface entre les lignes :

Keypoints/Area/Arbitrary/By lines (sélectionner les lignes pour créer la surface).

Create/Operate/Booleens/Overlap/Area/Glue.

avant le maillage il faut entre ses propriété

Elément type/(Add/Edit/Delete)/(tableau)/Add/FLOTRAN CFD/2D FLOTRAN 141/ok/Option/(number of spicies(K1=2))/ok/close./Elément type/material props/material models(tableau)/material/new/tableau(=2)/mat1=le fluide(créer ses propriétés(CFD/conduction par exemple/Iso(tableau pour créer la valeur) et la même chose pour mat2(le materiau(acier dans notre cas).

d)-Le maillage :

Modeling/Meshing/Mesh tool (tableau à droite)/set global (tableau(=1))/Sélectionner la surface des deux fluides (ok(tableau à gauche(0,001)(ok)/set area/Mesh/reselectionner la surface/ok(maillage du surface de circulations des deux fluides)/Set global(tableau(=2))/sélectionner la surface des parois/(ok(tableau à gauche(0.001)ok/set area/Mesh/reselectionner la surface/ok(maillage de surface des parois.

Pour confirmer le maillage :Plot Ctrl/Numbering/tableau(selectionner Area,Element devient materials number et [NUM] devient Color only)/ok./plot/Area.

2)-Les conditions limitent :

Loads/Define loads/Apply/thermal/température/on lines/Sélectionner l'entré de l'eau/ok(87°C)ok/température/on lines/sélectionner l'entrée de nanofluide/ok(27°C)ok.

(Fluid/CFD)/Velocity/By lines/sélectionner l'entrée de l'eau(0. 2m/s)ok/Velocity/By lines/Sélectionner l'entrée de nanofluide (-0.03m/s car il circule au sens inverse)/ok.

Velocity/PressureDOF/On lines/sélectionner la sortie de l'eau et de nanofluide /tableau (P=0 car c'est la pression atmosphérique).

Fluid CFD/species/on lines/tableau(ok)/selectioner l'entrée de l'eau(species1=1(100% eau) et species2=0(0% nanofluide) et la même chose avec le nanofluide mais l'inverse(1=0 et 2=1).

Flotran det up/fluid prop/(tout=CMIX)/ok/ok.

Flotran set up/multi species/ok

On a : species1 :General/ok/eau/ok et species2 = nanofluide

Species1/propriétés/tableau/la même chose avec species2 (nanofluide).

Flotran set up/solution option/(multispecies+thermal(selectionner) et laminaire devient turbulent)/ok.

Exécution ctrl/1000 itérations/solution option/flotran set up/Run (patientez jusqu'à le programmes resoudre le max des équations)/Solution done/General post/plot results/read results/last set/plot/contour plot/Nodal/DOF et choisir le profile (temperature, pression et vitesse).

IV-4-1- La géométrie et la diminution de l'échangeur

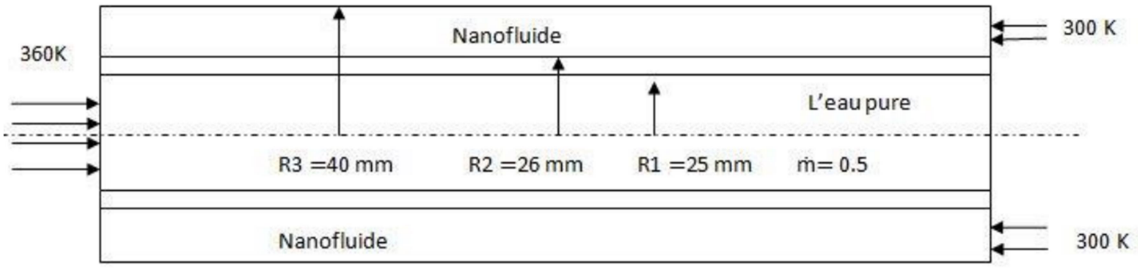


Figure (IV.16) La géométrie et la diminution de l'échangeur [9]

IV-5-L'ECHANGEUR SIMPLE :

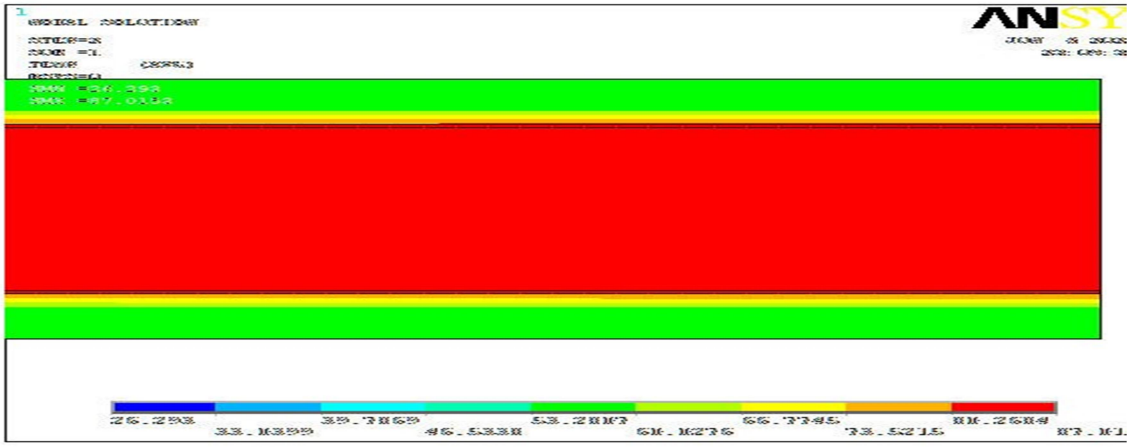


Figure (IV.2) : représentation spatiale du champ de température côté droit (l'entrée de l'eau)

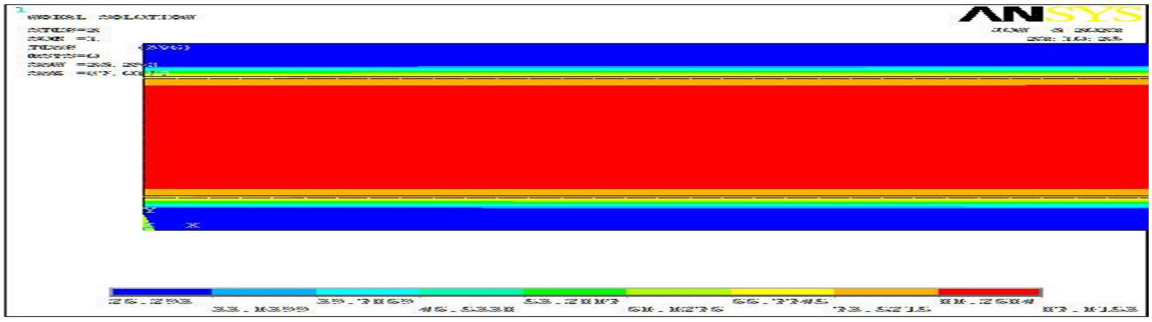


Figure (IV.17) : représentation spatiale du champ de température côté droit (sortie d'eau)

IV-5-2-identification et comparaison :

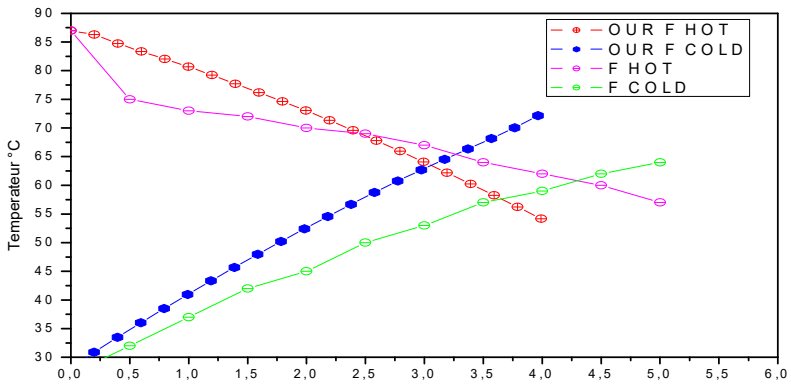


Figure (IV.4) : Distribution des températures des fluides le long de l'échangeur (10m et 4m)

D'après la **Figure (IV.19)**, qui représente la distribution des température des fluides le long de l'échangeur de chaleur, les résultats de la simulation numérique étaient meilleurs pour l'échangeur de 10 mètres, car la température du Nanofluid est augmenté de 27 à 65°C tandis que la température du Nanofluid augmentait dans l'échangeur de chaleur de 4 mètres passait de 27 à 56.675 °c. Pour l'échangeur de 4métres la température est diminuée à 85.675°c et pour l'échangeur de 10métres la température est diminuée à 54°c

IV-5-3-L'explication physique :

La distance de l'échangeur est importante pour évacuer rapidement le flux de chaleur

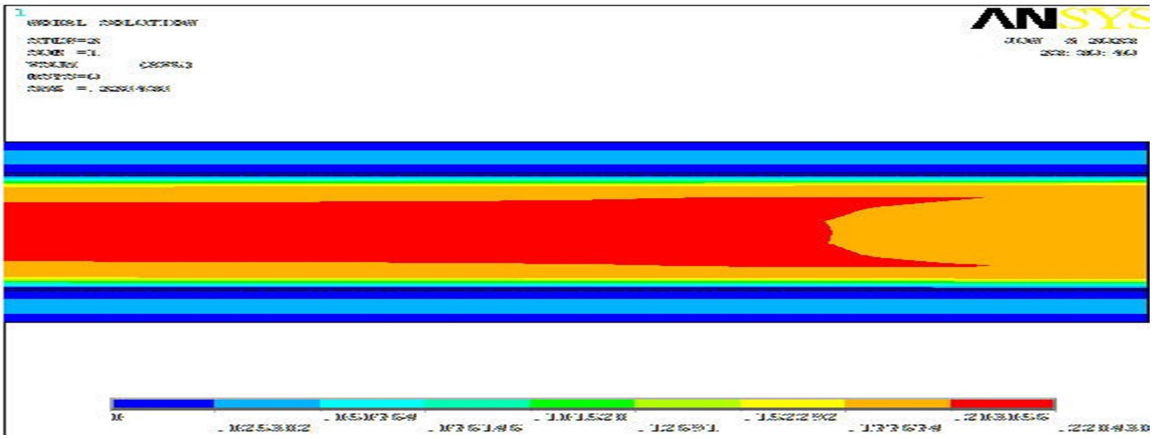


Figure (IV.5) : représentation spatiale du champ de vitesse côté gauche (entrée d'eau)

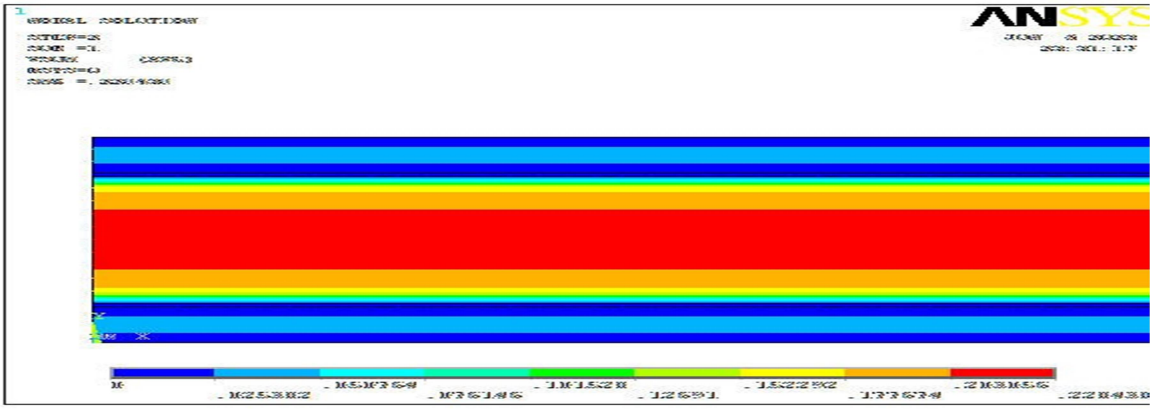


Figure (IV.6) : représentation spatiale du champ de vitesse côté droit (sortie d'eau)

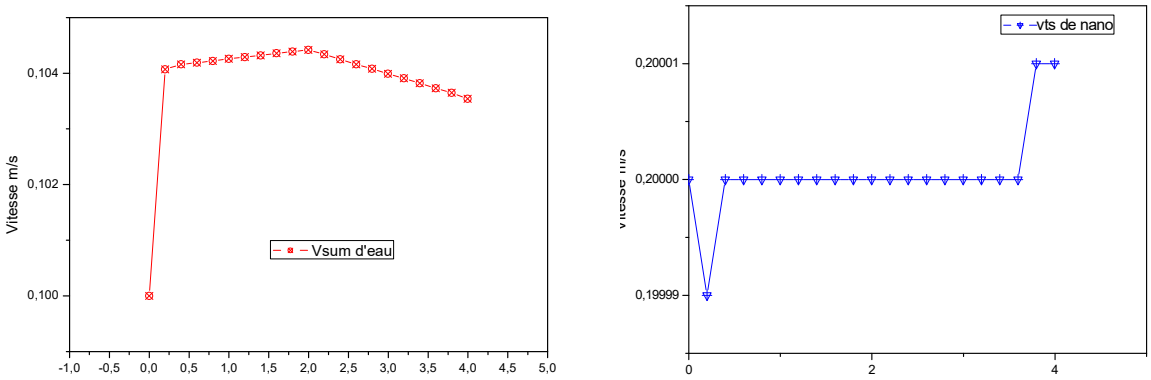


Figure (IV.6) : La vitesse des fluides le long de l'échangeur simple

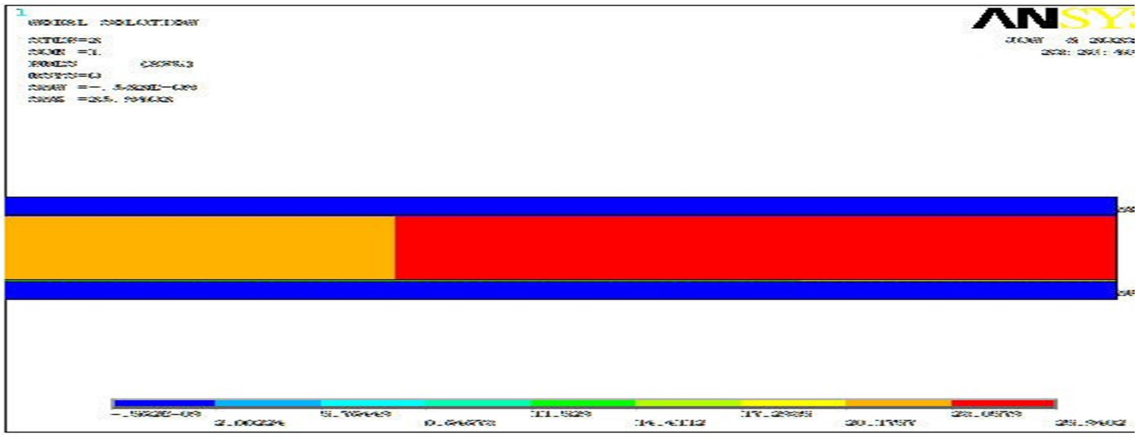


Figure (IV.7) : représentation spatiale du champ de pression côté gauche (sortie d'eau)

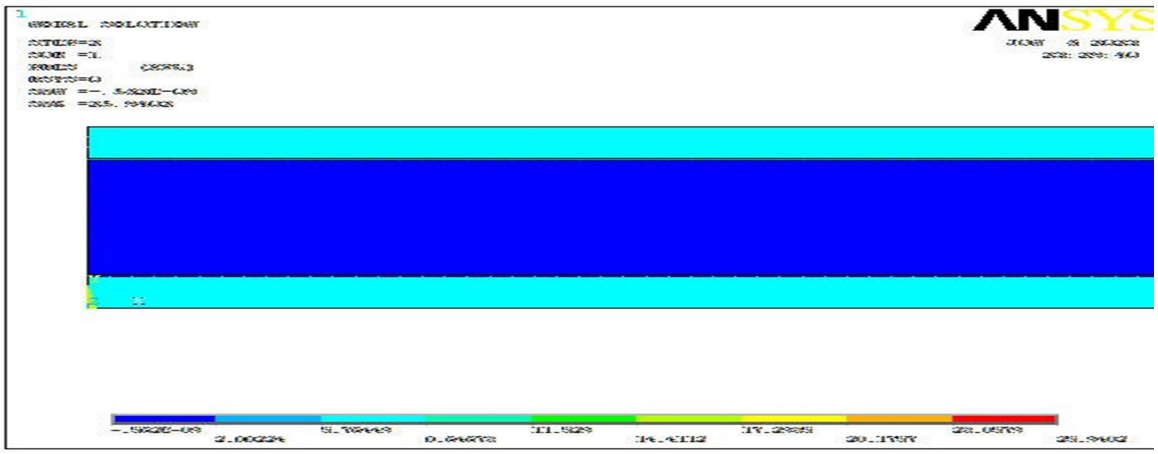


Figure (IV.8) : représentation spatiale du champ de pression côté droit (entrée d'eau)

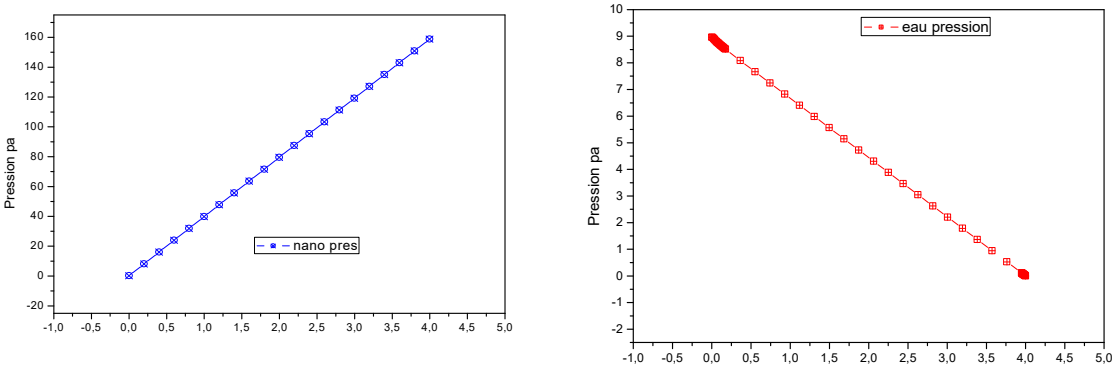


Figure (IV.9) : La pression des fluides le long de l'échangeur simple

Selon les **Figures (IV.25),** On remarque que la pression diminue jusqu'à 0.6 progressivement entre l'entrée et la sortie de l'eau. Par contre pour le nanofluide dans lequel la pression est augmenté jusqu'à 158 pa

IV-5-6-Calcule C_{min} :

$$\boldsymbol{Cmin} = \min(\dot{m}c.Cpc; \dot{m}f.Cpf)$$

- $Cc = \dot{m}c.Cpc = 0.5X4178 = 2089$
- $Cf = \dot{m}f.Cpf = 0.25X4092.3 = 1023.75$

Donc $C_{min}=C_f$

IV-5-7-Calcule l'efficacité de cet échangeur (contrecourant) :

- $E = \frac{\text{Tfs}-\text{Tfe}}{\text{Tce}-\text{Tfe}}$ $\qquad E = \frac{57.319-27}{87-27} = 0.505$

IV-6-Echangeur avec 8 déflecteurs de H=0.025 :

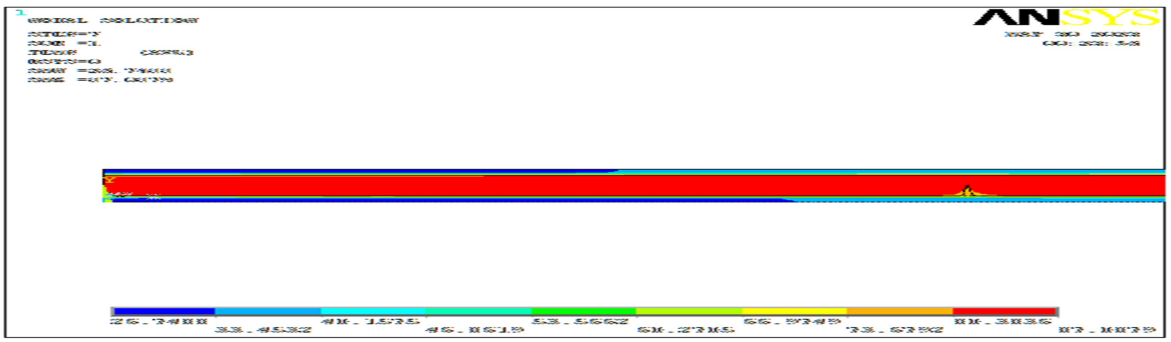


Figure (IV.10) : représentation spatiale du champ de température côté gauche (l'entrée de nanofluide)

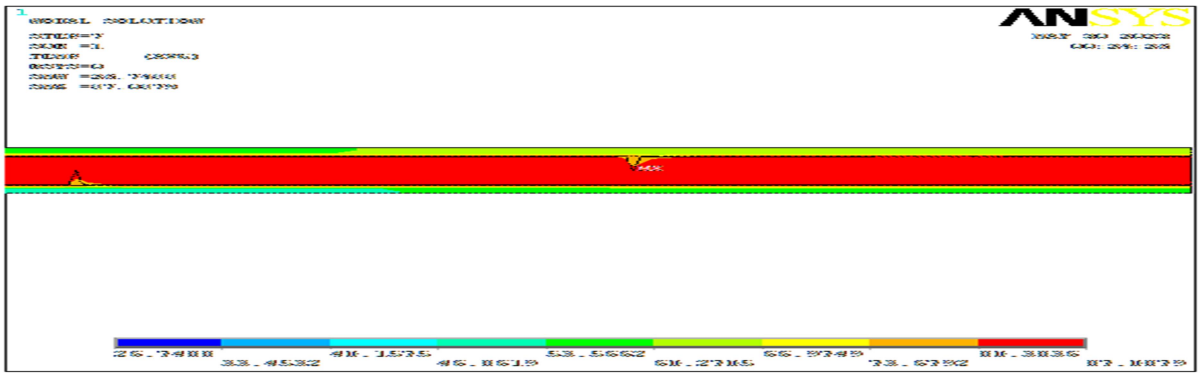


Figure (IV.11) : représentation spatiale du champ de pression côté droit (sortie de nanofluide)

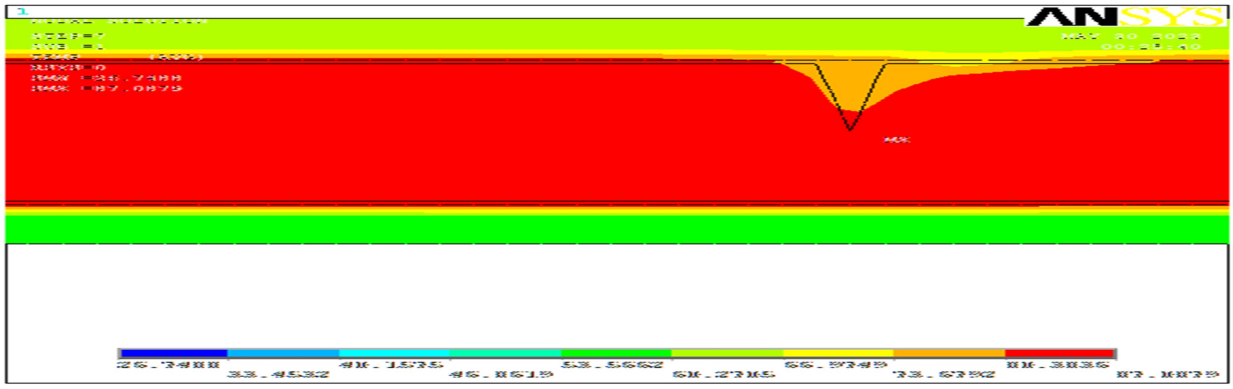


Figure (IV.12) : représentation spatiale du champ de température (sur le déflecteur)

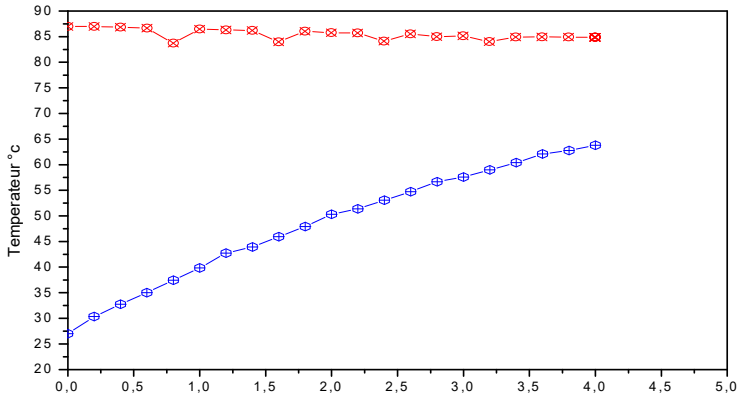


Figure (IV.13) : Distribution des températures des fluides le long de l'échangeur avec 8 déflecteurs (H=0.025)

Selon la **Figure (IV.29),** qui représente la distribution des températures des fluides le long de l'échangeur de chaleur à 8 déflecteurs, on constate que la température du nanofluide a augmenté à 63°c, tandis que la température de l'eau a diminué à 84°c.

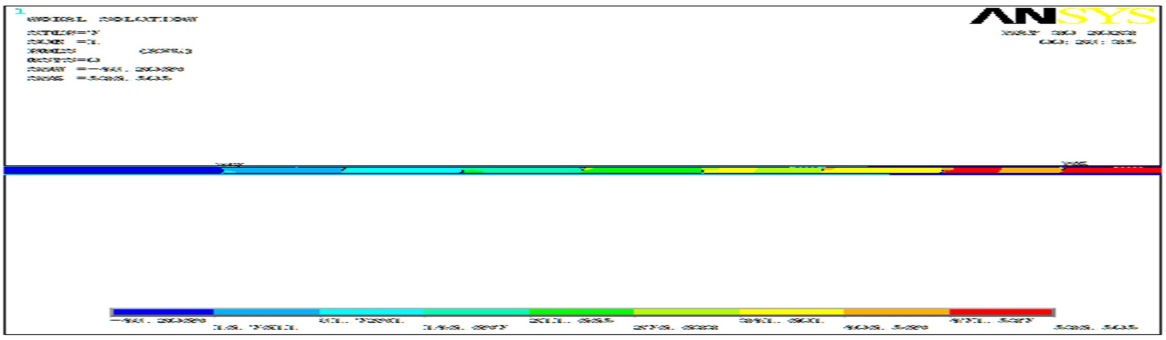


Figure (IV.14) : représentation spatiale du champ de température le long de l'échangeur

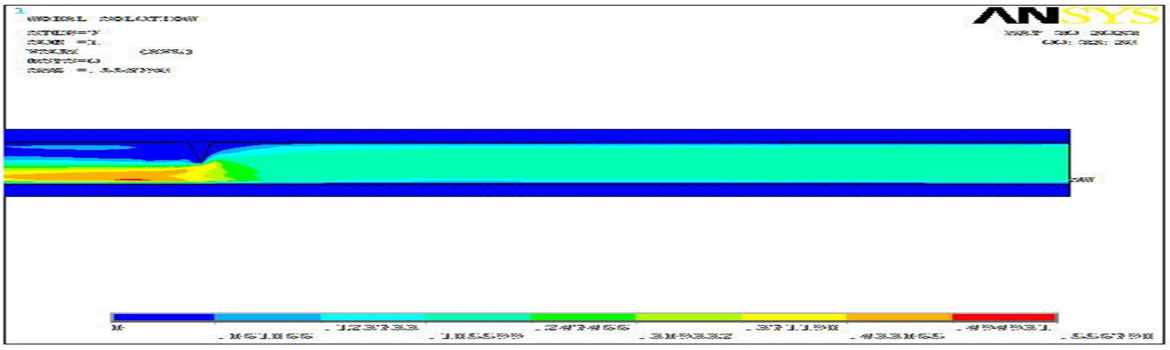


Figure (IV.15) : représentation spatiale du champ de vitesse côté droit (l'entrée de l'eau)

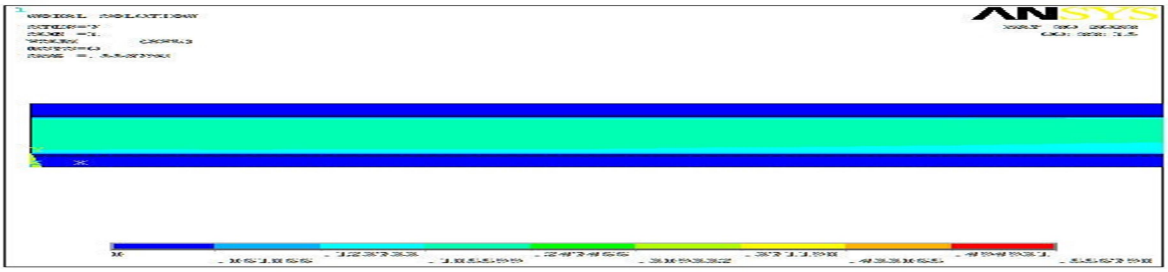
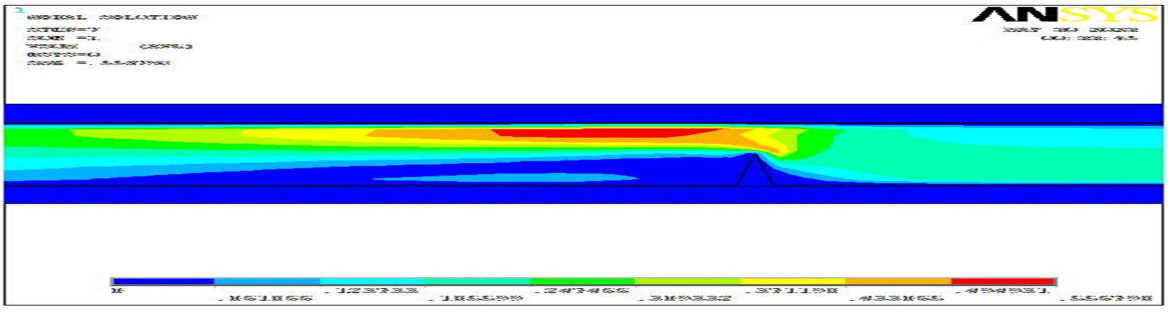


Figure (IV.16) : représentation spatiale du champ de vitesse coté gauche (la sortie de l'eau)



Figure(IV.17 : représentation spatiale du champ de vitesse (sur le déflecteur)

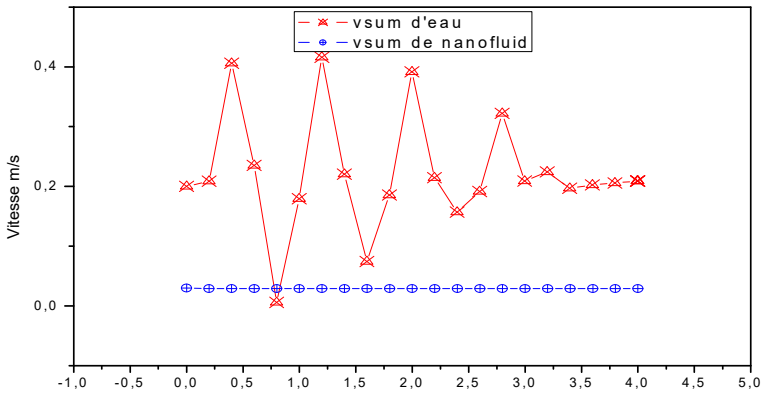


Figure (IV.18) : La vitesse des fluides le long de l'échangeur avec 8 déflecteurs de H=0.025

D'après la **Figure (IV.34),** On remarque que la vitesse de nanofluid est presque constante et les déflecteurs ralentit la vitesse de l'eau

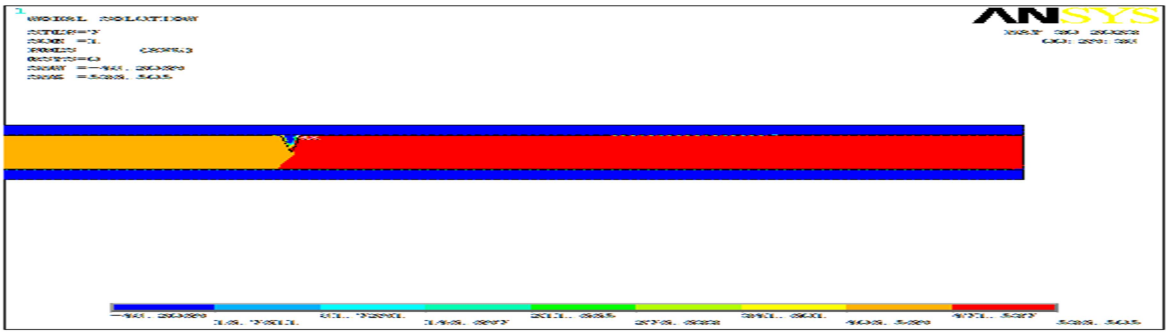
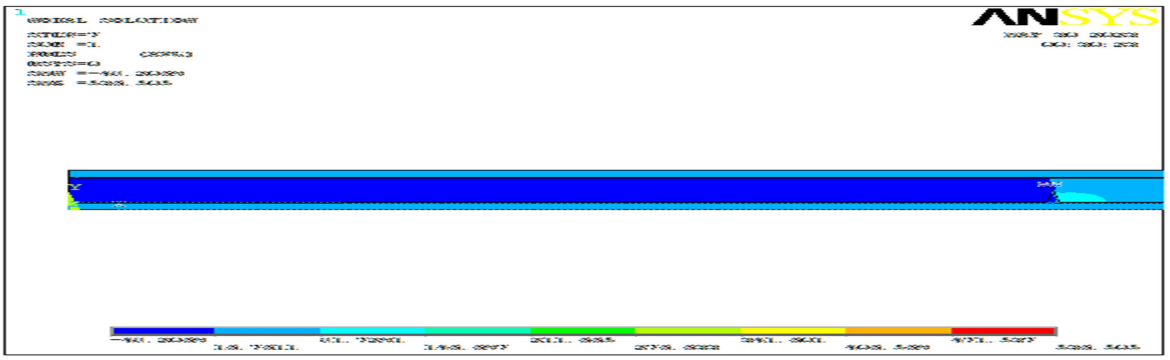


Figure (IV.19) : représentation spatiale du champ de pression coté droit (l'entrée de l'eau)



Figure(IV.20) : représentation spatiale du champ de vitesse côté gauche (la sortie de l'eau)

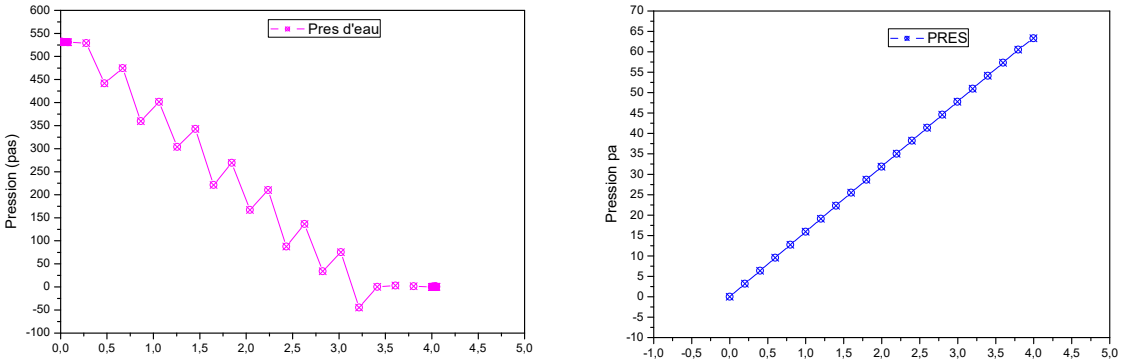


Figure (IV.21) : La pression des fluides le long de l'échangeur avec 8 déflecteur de H=0.025

D'après les **Figures (IV.37),** On remarque que la pression diminue jusqu'à 0.7 pa progressivement entre l'entrée et la sortie de l'eau. Par contre pour le nanofluide dans lequel la pression est augmenté jusqu'à 63 pa.

IV-6-1-Calcule l'efficacité de cet échangeur (contrecourant) :

Cmin=C_f

- $E = \frac{Tsf-Tef}{Tec-Tef} = \frac{63.798-27}{87-27} = 0.613 = 61.3\%$

IV-6-2-Identification et comparaison entre les deux échangeurs :

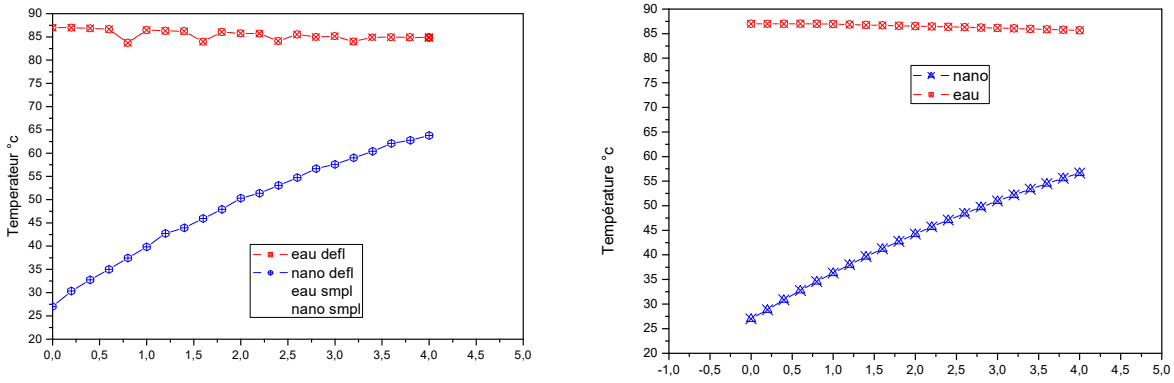
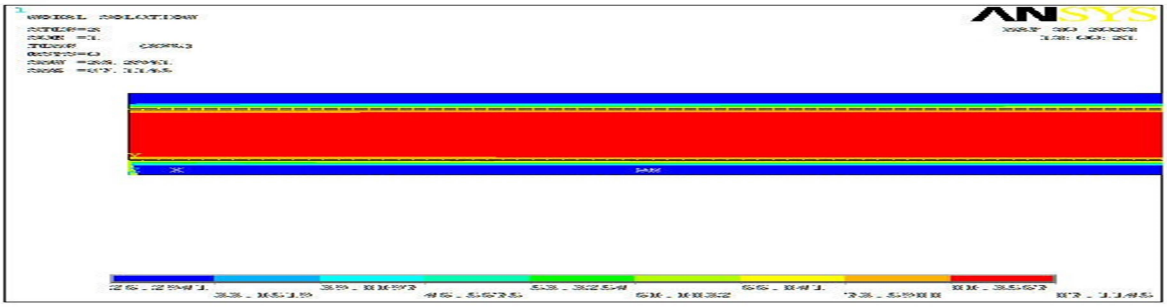


Figure (IV.22) : la distribution de température (entre l'échangeur simple et avec 8 déflecteurs de H=0.025

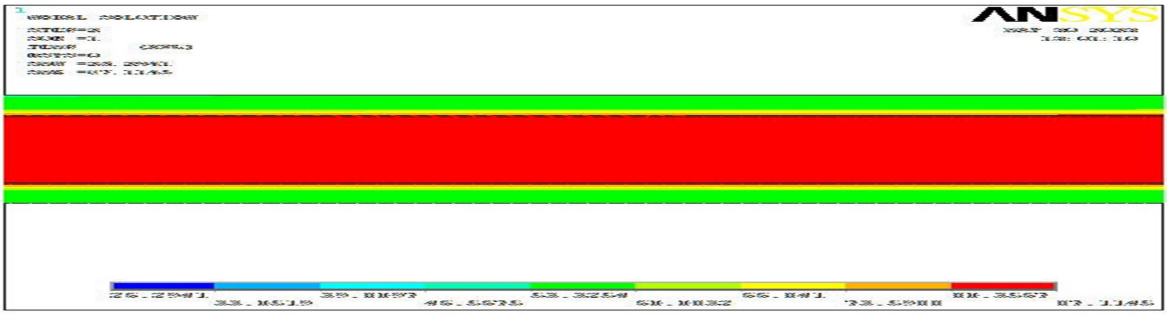
Selon les **Figures (IV.38),** les résultats de simulation de l'échangeur de chaleur avec déflecteur étaient meilleurs que l'échangeur simple, car une diminution de la température de l'eau de 4 °C était suffisante pour augmenter la température du nanofluide de 36 °C.

En termes d'efficacité, l'échangeur de chaleur avec déflecteur donné meilleurs résultat.

IV-7-Echangeur avec 8 déflecteurs de H=0.035 :



Figure(IV.23) : représentation spatiale du champ de température côté gauche (l'entrée de nanofluide)



Figure(IV.24) : représentation spatiale du champ de température côté droit (la sortie de nanofuid)

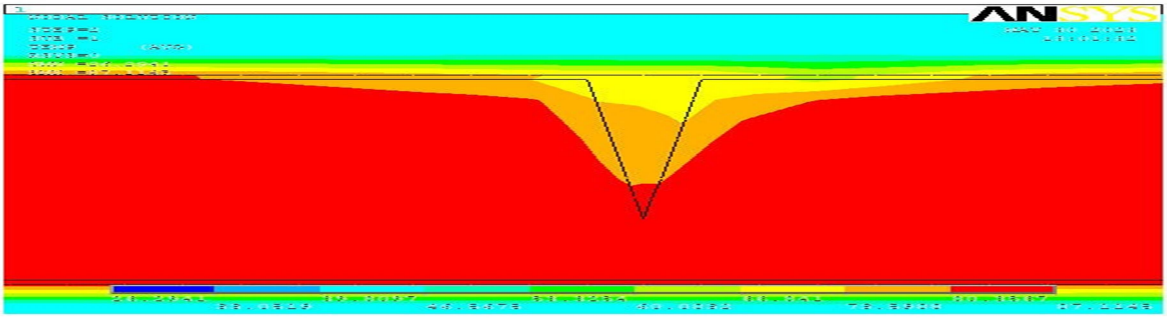


Figure (IV.25) : représentation spatiale du champ de température sur la déflecteur

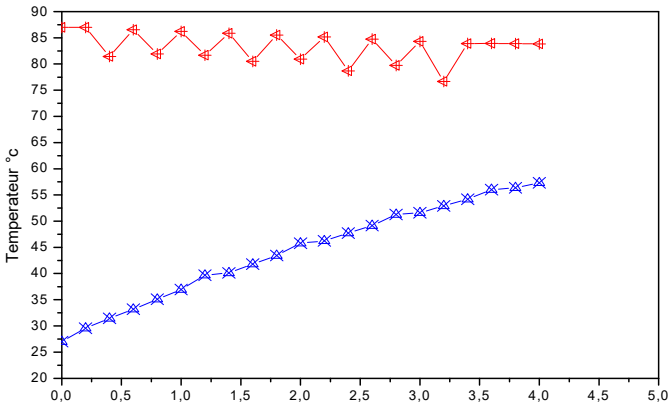
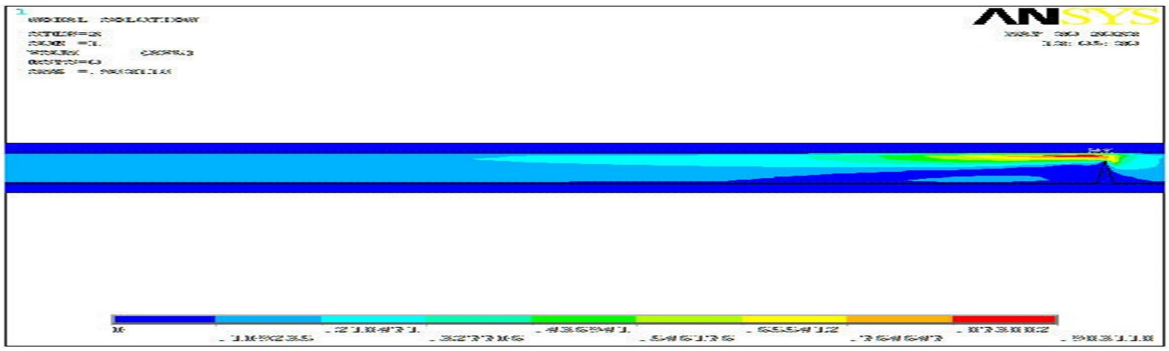
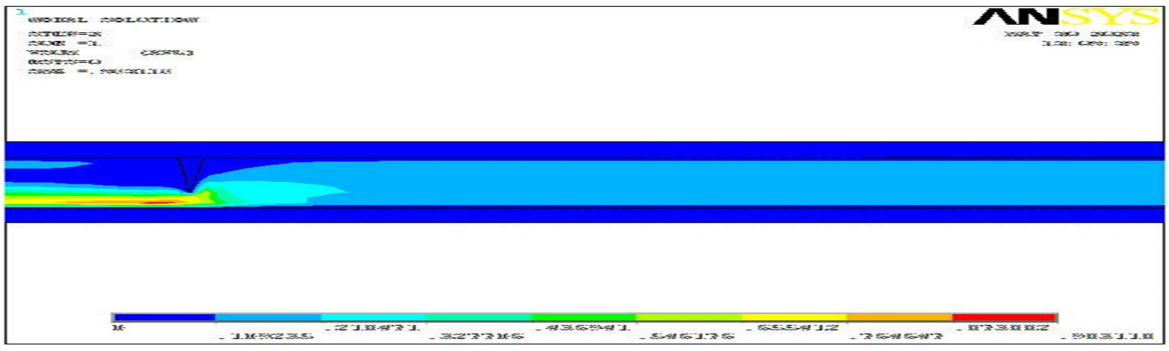


Figure (IV.26) : Distribution des températures des fluides le long de l'échangeur avec 8 déflecteurs de H=0.035

Les résultats obtenus à partir de la simulation **(Figure IV.42)** montrent une diminution remarquable du la distribution de température par a pour l'échangeur de H=0.025.



Figure(IV.27) : représentation spatiale du champ de vitesse côté gauche (l'entrée de nanofluide)



Figure(IV.28) : représentation spatiale du champ de vitesse côté droit (la sortie de nanofluide)

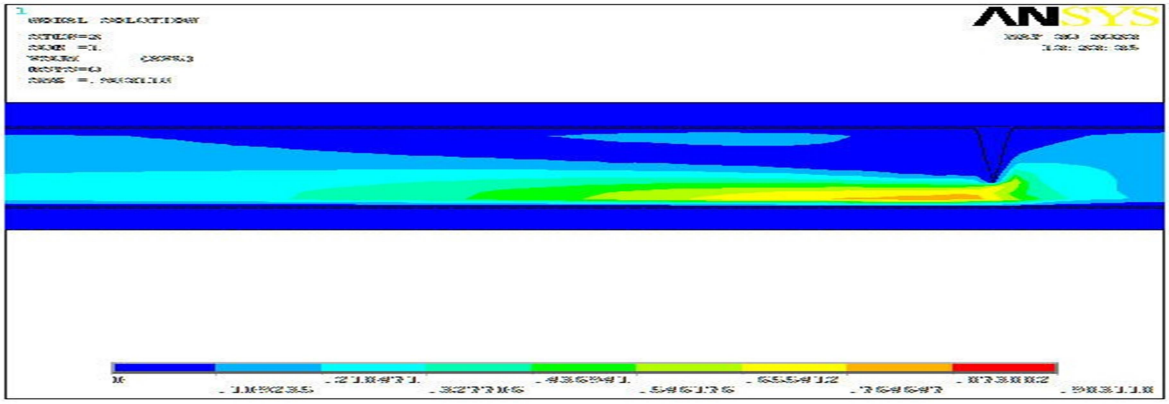


Figure (IV.29) : représentation spatiale du champ de vitesse (sur le déflecteur)

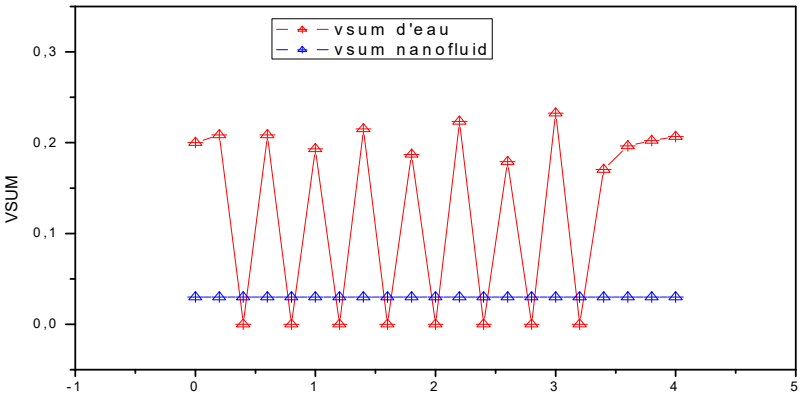


Figure (IV.30) : la vitesse des fluides le long de l'échangeur avec 8 déflecteurs de H=0.035

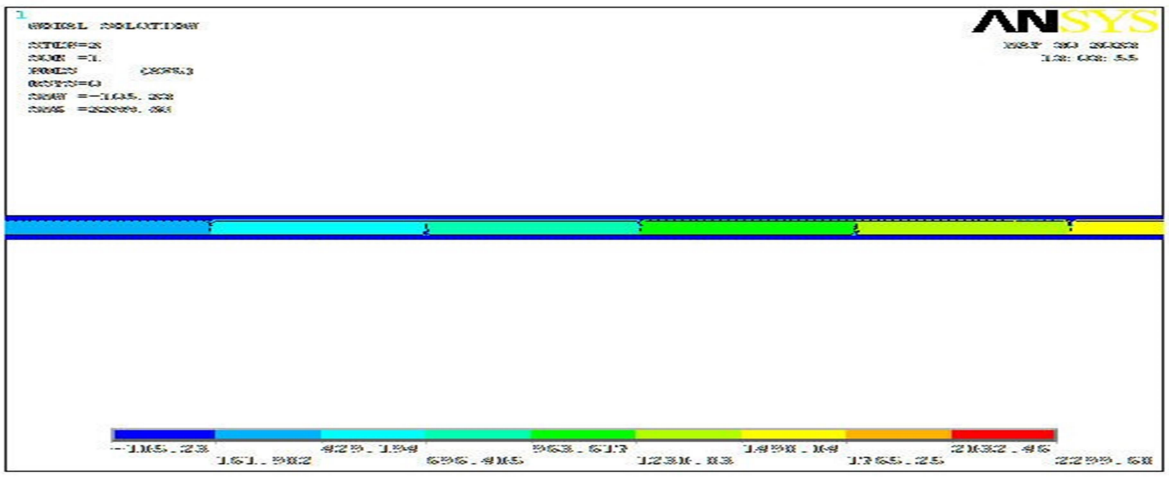
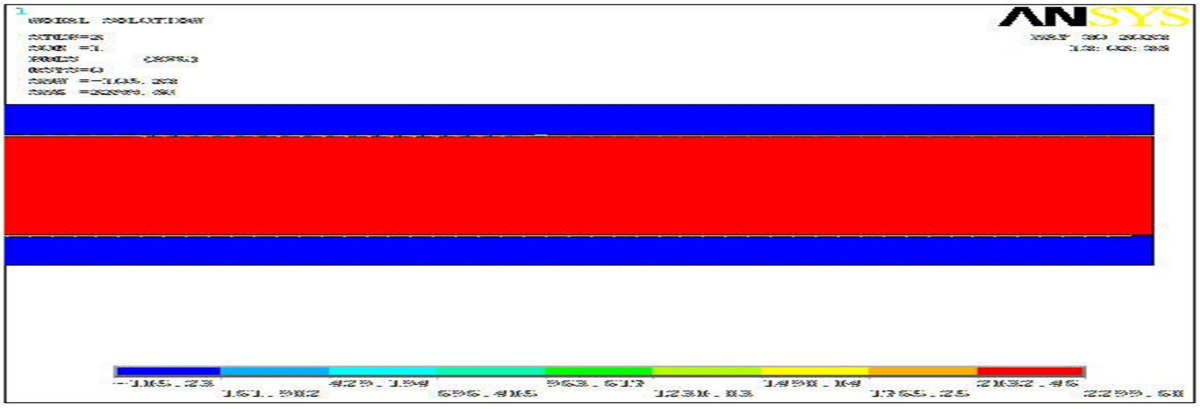
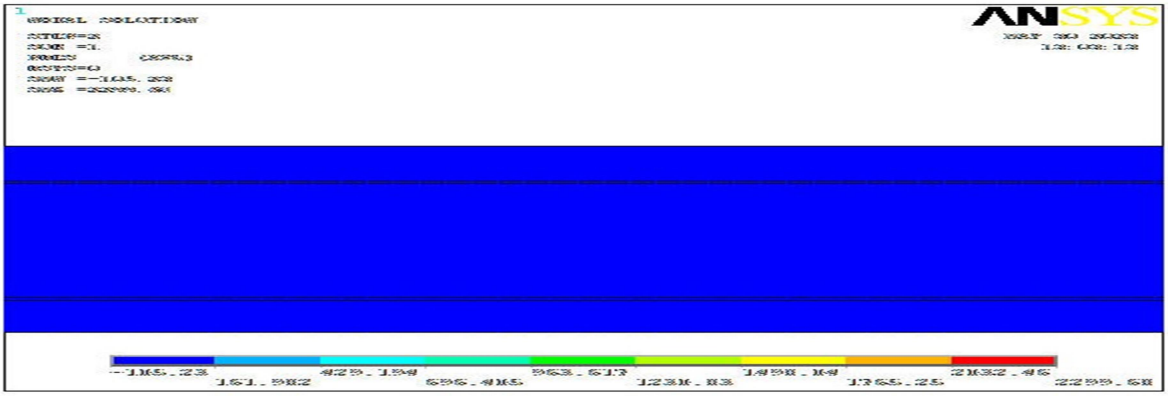


Figure (IV.31) : représentation spatiale du champ de pression le long de l'échangeur



Figure(IV.32) : représentation spatiale du champ de vitesse côté droit (l'entrée d'eau)



Figure(IV.33) : représentation spatiale du champ de vitesse côté gauche (la sortie d'eau)

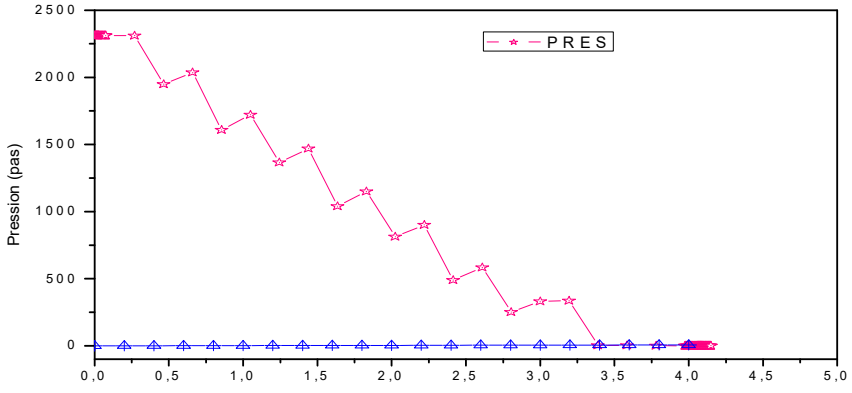


Figure (IV.34) : La pression des fluides le long de l'échangeur avec 8 déflecteur de H=0.035

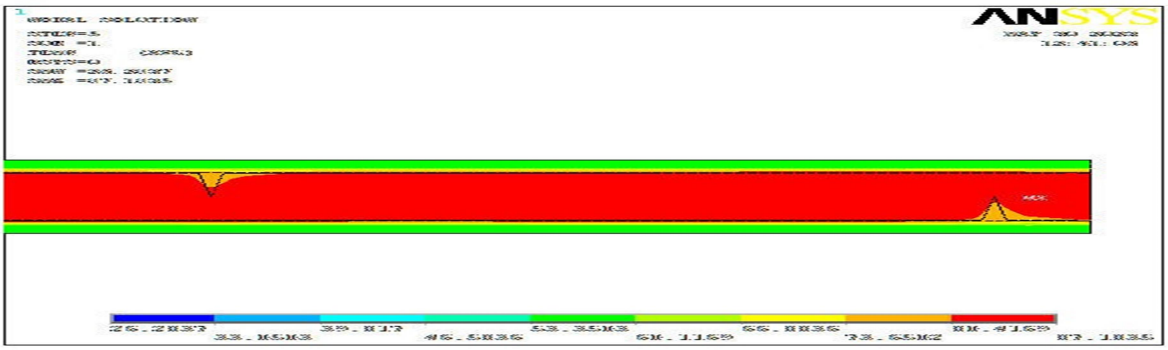
Les résultats obtenus à partir de la simulation **(Figure IV.50)** On remarque que la pression de l'eau est diminue et la pression de nanofluide est constant.

IV-6-3-L'efficacité de cet échangeur :

Donc $C_{min}=C_f$

- $E = \frac{\text{Tfs}-\text{Tfe}}{\text{Tc}}$ $\quad E = \frac{57.326-27}{87} = 0.505$

IV-7-Echangeur avec 12 déflecteurs de H=0.025 :



Figure(IV.35) : représentation spatiale du champ de température côté droit (l'entrée d'eau)

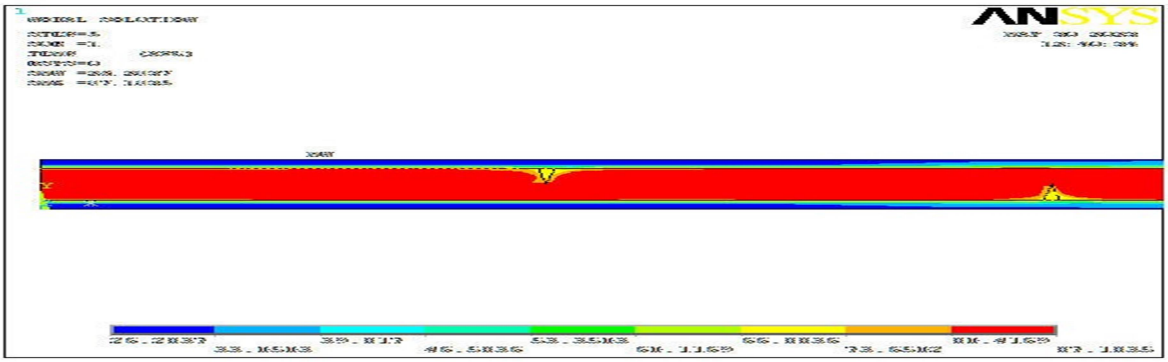


Figure (IV.36) : représentation spatiale du champ de température côté gauche (la sortie d'eau)

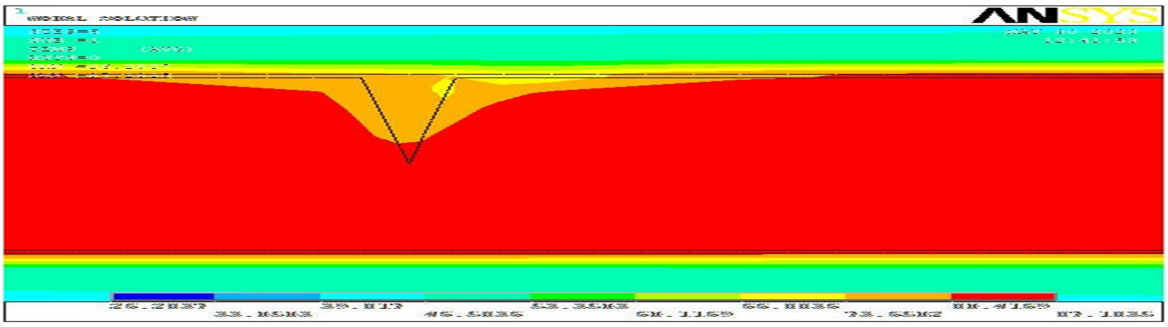


Figure (IV.37) : représentation spatiale du champ de température (sur la déflecteur)

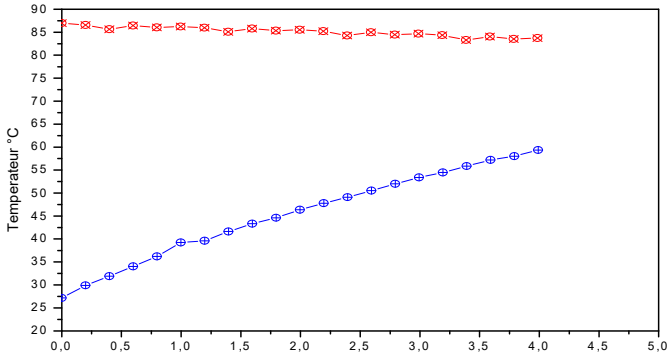


Figure (IV.38) : La pression des fluides le long de l'échangeur avec 8 déflecteur de H=0.035

Les résultats obtenus à partir de la simulation**(Figure IV.54)** montrent une diminution remarquable du la distribution de température par a pour l'échangeur de H=0.025, et presque juste pour l'échangeur de H=0.035 on constate que la température du nanofluide a augmenté à 59.36°c, tandis que la température de l'eau a diminué à 83.7°c.

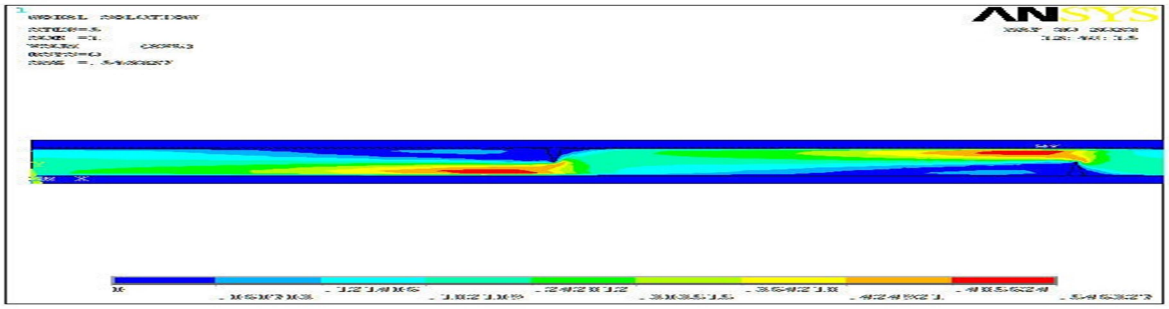


Figure (IV.39) : représentation spatiale du champ de vitesse coté droit (l'entrée d'eau)

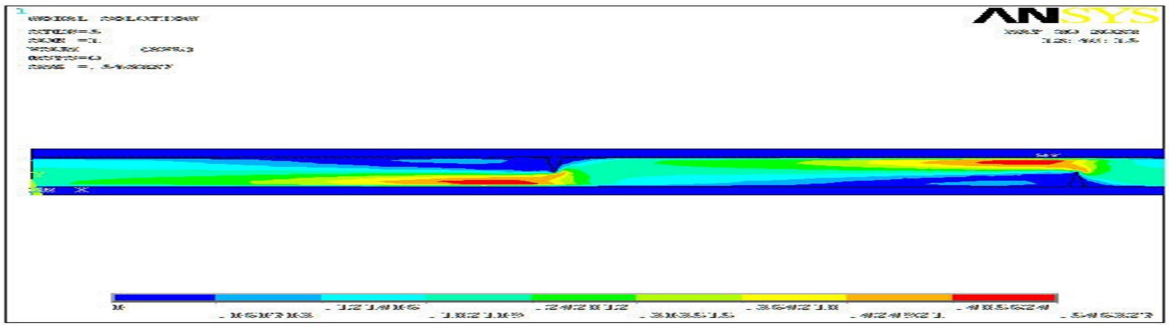
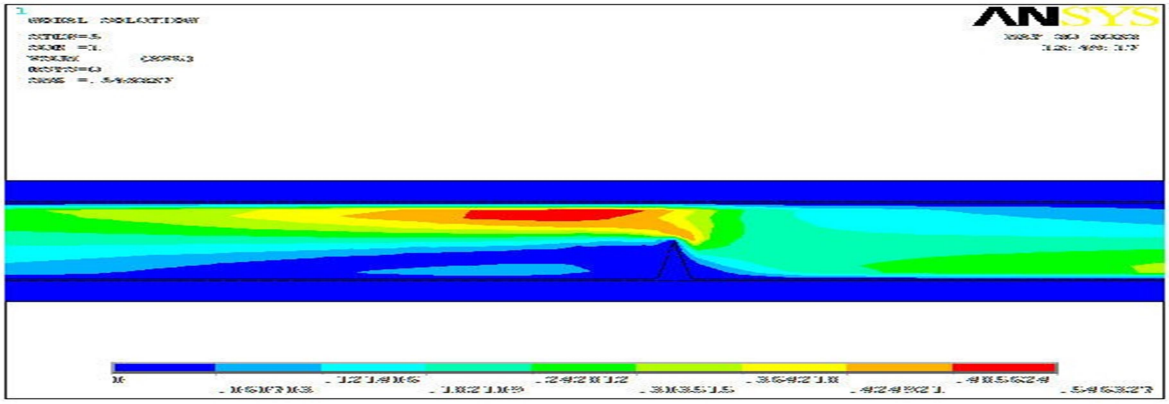
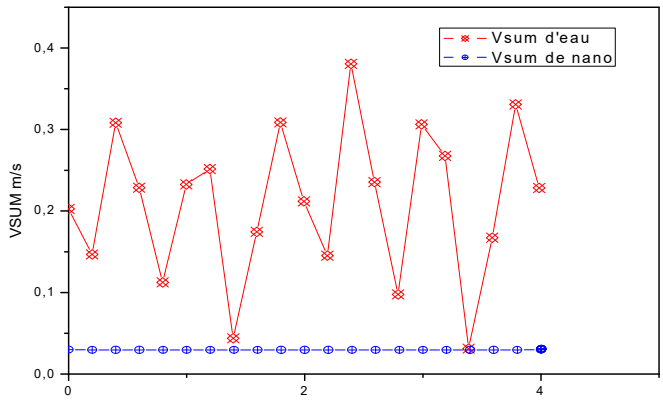


Figure (IV.40) : représentation spatiale du champ de vitesse côté gauche (la sortie d'eau)

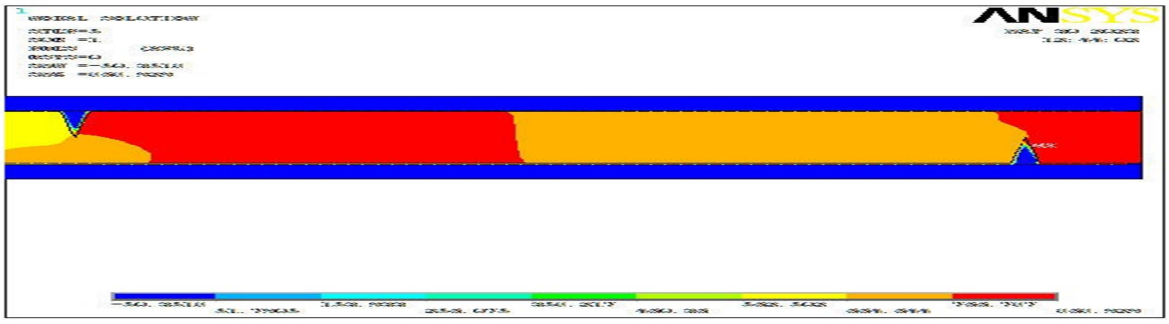


Figure(IV.41) : représentation spatiale du champ de vitesse (sur le déflecteur)

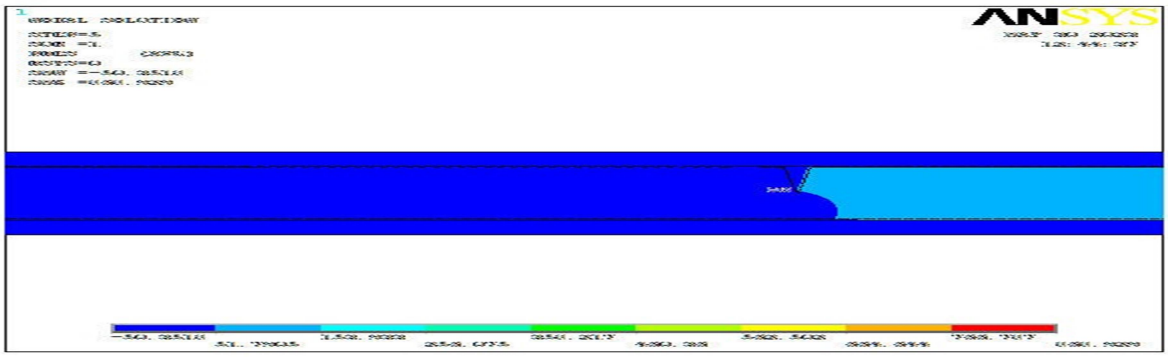


Figure(IV.42) : La vitesse des fluides le long de l'échangeur avec 12 déflecteurs de H=0.025

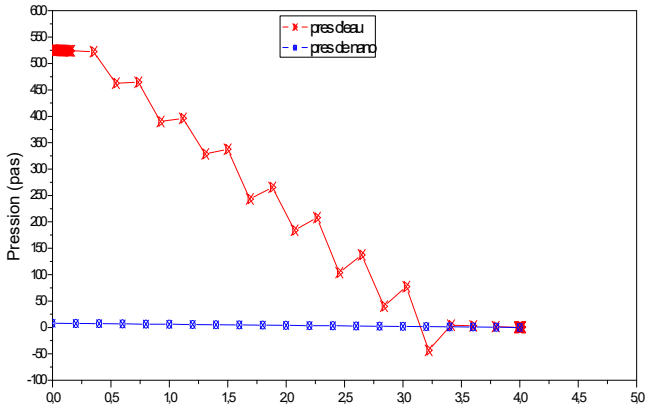
Les résultats obtenus à partir de la simulation **(Figure IV.57)** On remarque que la vitesse de nanofluide est constante et la vitesse de l'eau est cassé sur le long de l'échangeur.



Figure(IV.43) : représentation spatiale du champ de pression côté droit (l'entrée d'eau)



Figure(IV.44) : représentation spatiale du champ de pression coté gauche (la sortie d'eau)



Figure(IV.45) : La pression des fluides le long de l'échangeur avec 12 déflecteurs de H=0.025

Les résultats obtenus à partir de la simulation **(Figure IV.60)** On remarque que la pression de nanofluide est constante et la pression de l'eau est diminuait sur le long de l'échangeur.

IV-8-Conclusion :

En conclusion, les échangeurs de chaleur sont des équipements essentiels largement utilisés dans diverses applications industrielles et commerciales. Dans ce chapitre, nous avons étudié plus spécifiquement l'échangeur de chaleur tubulaire afin de comprendre sa géométrie, ses propriétés thermophysiques et la vitesse d'écoulement du fluide. De plus, nous avons créé d'autres modèles d'échangeurs en modifiant leur géométrie en ajoutant des déflecteurs de tailles et de nombres différents. . Cette approche nous a permis d'évaluer la performance des différents échanges et d'identifier les avantages et les inconvénients de

chacun. Cette évolution a contribué à améliorer son efficacité. En augmentant la vitesse d'écoulement du fluide et donc en augmentant l'échange de chaleur.

IV-8-Déflecteur flexible :

IV-8-1-Champ de température :

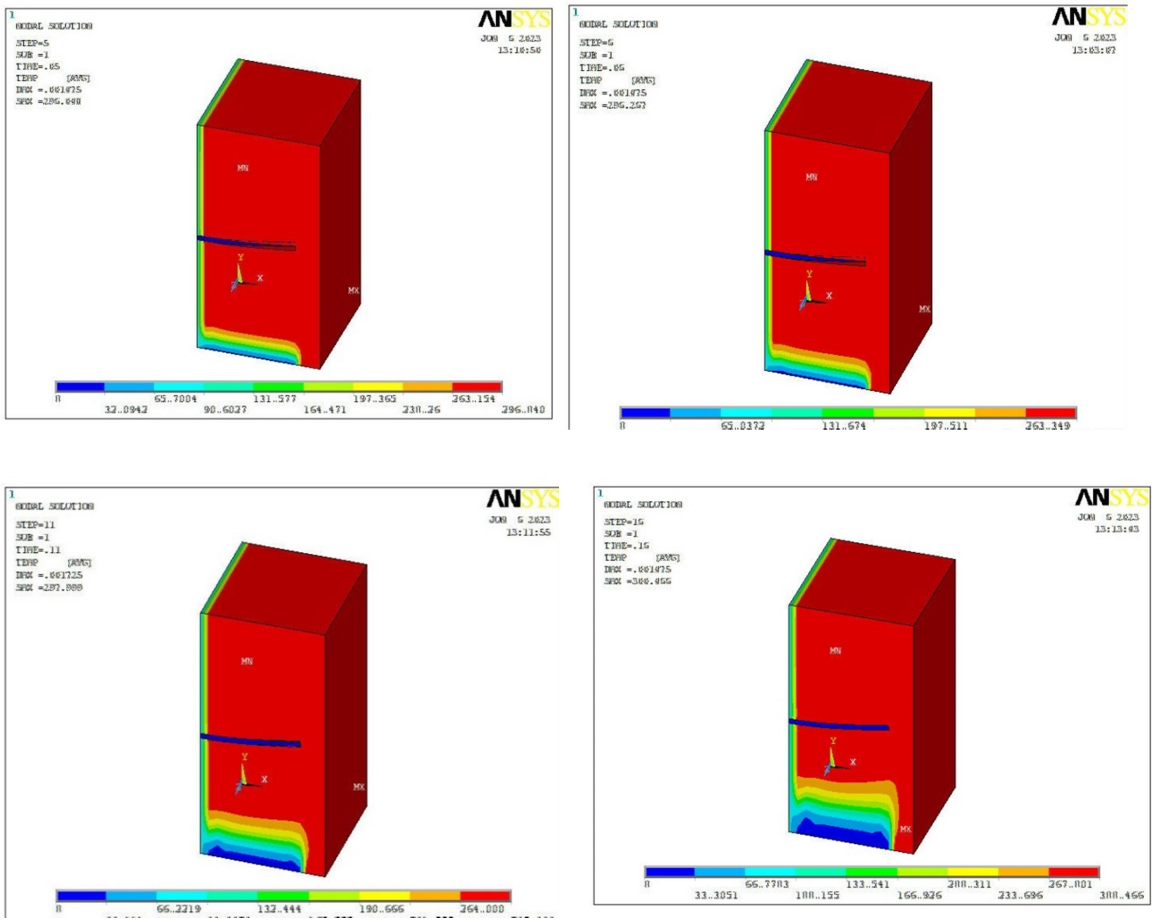


Figure (IV.18) : représentation spatiale du champ de température

en règle générale, une déflecteur flexible peut favoriser une meilleure répartition de la chaleur entre les fluides en circulation, ce qui peut se traduire par une température plus uniforme le long du tube de l'échangeur de chaleur.

IV-8-2-Champ de vitesse :

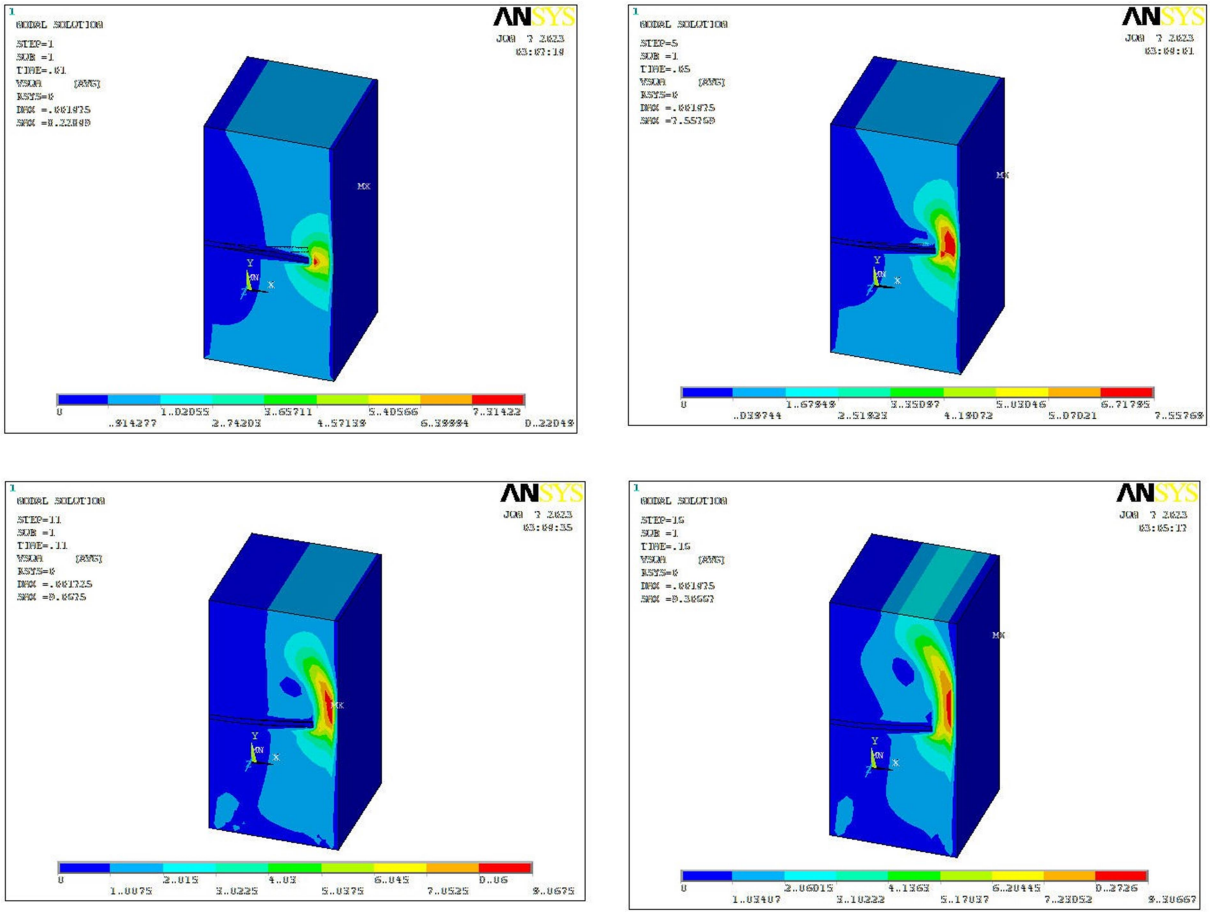


Figure (IV.19) : représentation spatiale du champ de vitesse

La vitesse d'écoulement du fluide varie en présence du déflecteur flexible entre l'entrée et la sortie en raison de la présence de turbulences dans le déflecteur .

Dans certains cas, cela peut entraîner une augmentation de la vitesse d'écoulement locale du fluide à proximité du déflecteur,Les turbulences peuvent accélérer localement le fluide et augmenter sa vitesse,Les turbulences générées par le déflecteur peuvent entraîner une perte de charge supplémentaire, ce qui signifie que le fluide rencontre une résistance accrue lors de son passage à travers l'échangeur de chaleur. Cela peut entraîner une diminution de la vitesse d'écoulement moyenne du fluide à travers l'échangeur de chaleur.

IV-8-3- Champ de pression :

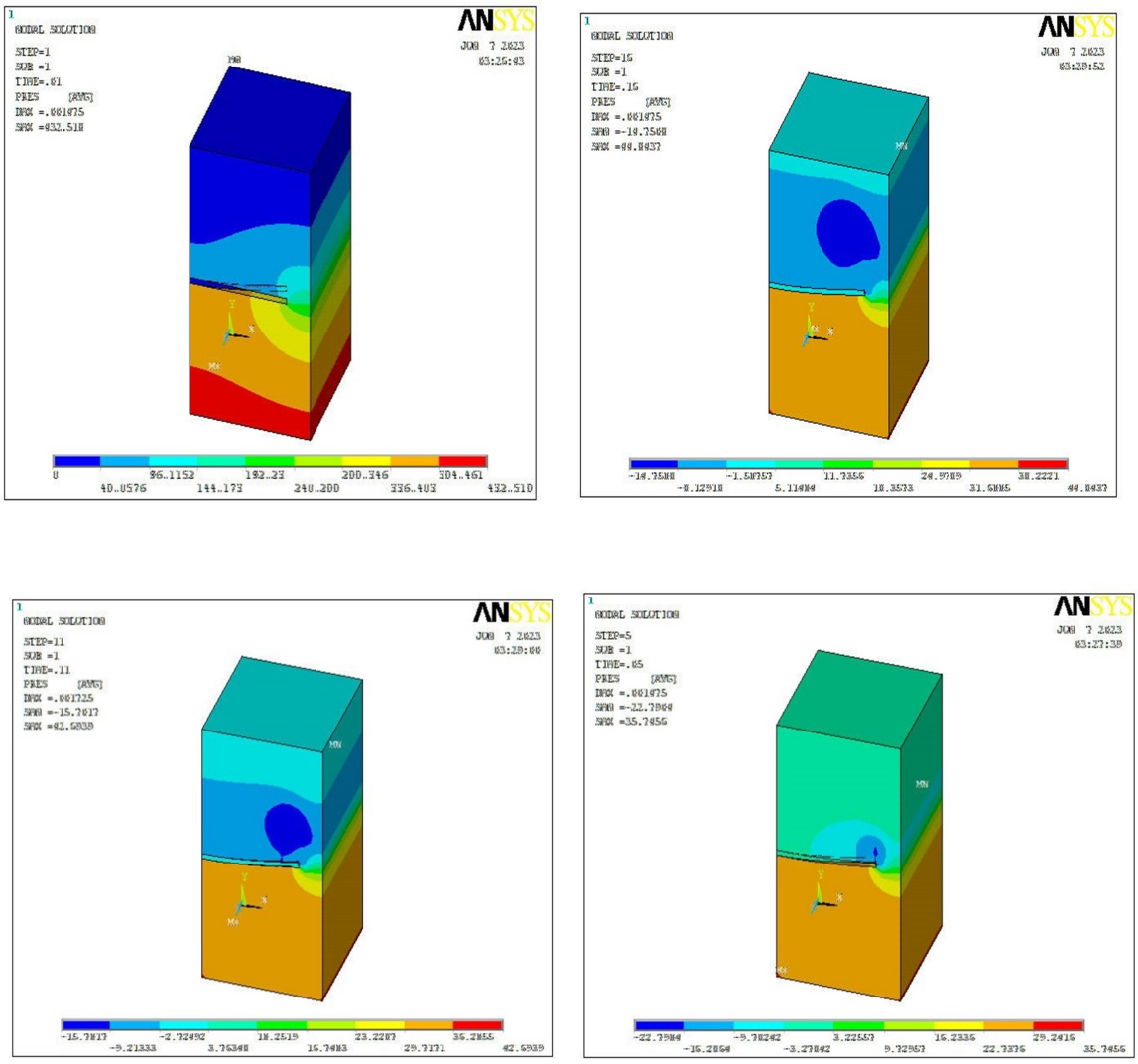


Figure (IV.20) : représentation spatiale du champ de vitesse

Dans certains cas, l'utilisation d'un déflecteur flexible peut entraîner une augmentation de la pression à l'intérieur de l'échangeur. Cela peut se produire si le déflecteur est positionné de manière à obstruer partiellement le passage du fluide. En réduisant la section transversale disponible pour le fluide, le déflecteur peut augmenter la vitesse du flux, ce qui à son tour entraîne une augmentation de la pression.

Cependant, dans d'autres cas, l'utilisation d'un déflecteur flexible peut réduire la pression à l'intérieur de l'échangeur. Cela peut se produire si le déflecteur est utilisé pour redistribuer le flux de manière plus uniforme à travers les tubes de l'échangeur. En répartissant le fluide de manière plus équilibrée, le déflecteur peut réduire les pertes de charge locales et donc la pression globale à l'intérieur de l'échangeur.

IV-8-4-Lignes de courant :

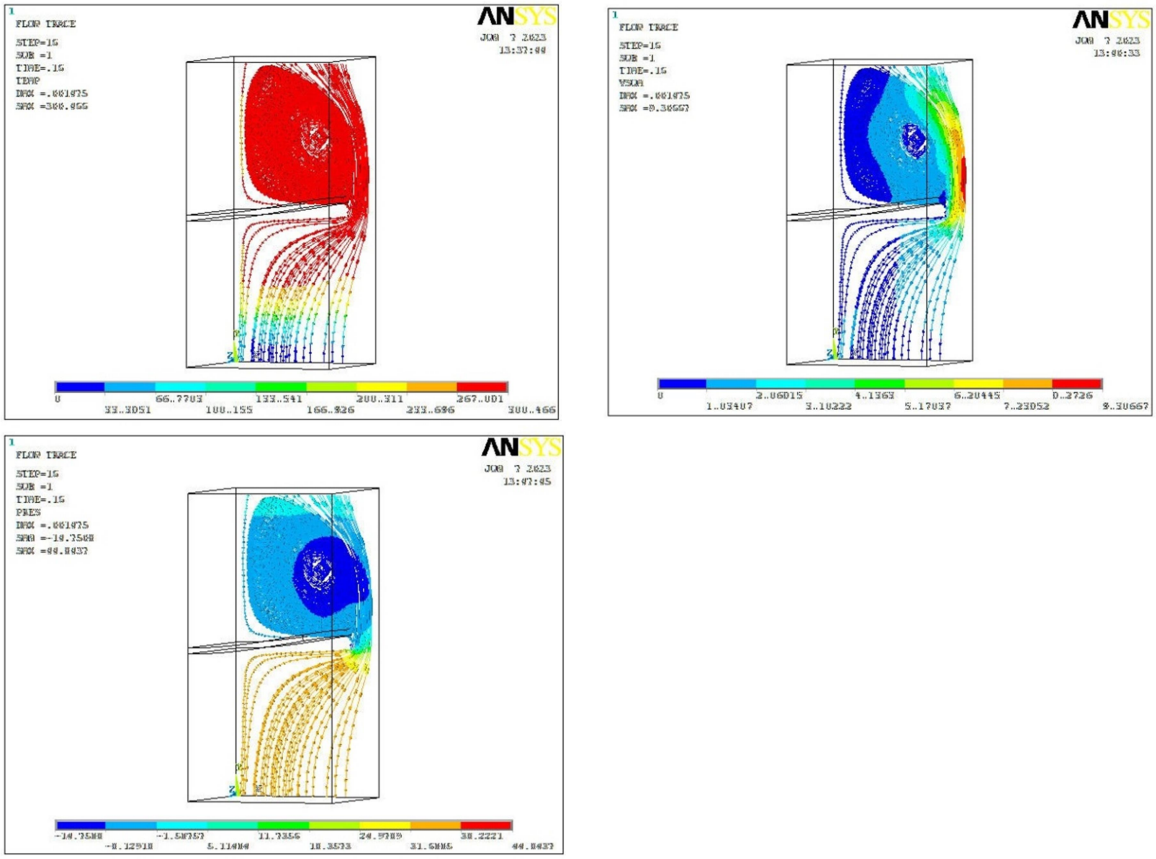


Figure (IV.21) : représentation spatiale les lignes de courant

Les lignes de courant à l'intérieur d'un échangeur de chaleur en présence d'un déflecteur flexible influencées par la conception du déflecteur, les conditions de fonctionnement et les objectifs spécifiques visés en termes d'efficacité de transfert de chaleur.

IV-8-5-Champ stress intensité de Déflecteur flexible

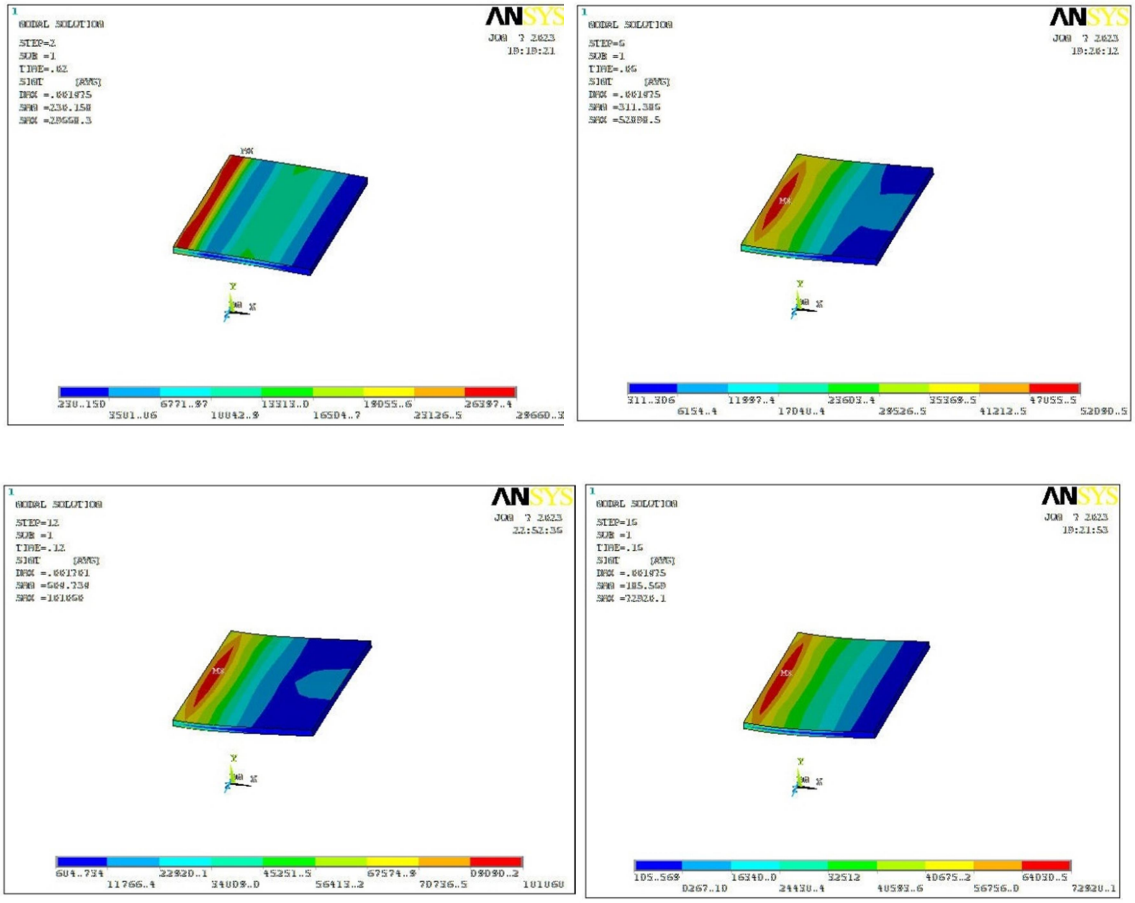


Figure (IV.22) : représentation spatiale le stress intensité de Déflecteur flexible

Les figures indiquent l'effet de stress intensité d'un déflecteur flexible et la concentration de tension qui se produit le long du déflecteur lorsqu'il est soumis à des charges ou des forces extérieures, et qui peut influencer sa résistance et sa durabilité.

IV-9-Conclusion :

L'étude de la fonction d'un déflecteur flexible à différents instants implique l'analyse de l'écoulement des fluides à travers l'échangeur dans des conditions variables. Cela inclure l'examen de la pression, de la vitesse, de la température

déflecteur flexible présente plusieurs avantages. Tout d'abord, elle permet de capturer les effets bidirectionnels entre les chicanes et le fluide, ce qui est essentiel pour obtenir une prédiction précise du transfert de chaleur et de la perte de pression. De plus, elle permet d'étudier l'impact des différentes configurations de chicanes flexibles sur la performance de l'échangeur, ce qui conduire à des améliorations significatives de l'efficacité d'échange.

Conclusion générale

La recherche et le développement de nouvelles formes d'énergies propres et abordables sont essentiels pour répondre aux besoins énergétiques mondiaux, réduire l'impact environnemental et assurer la durabilité à long terme. La transition vers ces sources d'énergie alternatives est une stratégie clé pour les pays du monde entier.

Plusieurs études de recherches ont été effectuées sur les échangeurs thermiques tubulaire afin de connaitre ces phénomènes physiques. La compréhension de ceux ci nous a permet d'avoir une idée pour améliorer les performances de ces types d'échangeurs de chaleur. Cette idée consiste à ajoute déflecteur pour produire des recirculations d'écoulement. ou on a mené une étude comparative entre les chicanes solide et flexible.

Alors on pu tirer les constations suivants :

Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui conviens a la configuration étudie.

L'analyse des résultats obtenus a permis d'associer élévations de température du fluide caloporteur par l'effet des chicanes et les tubes à la sortie par rapport à l'entré. Ces résultats constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur la convection forcée à l'intérieur des échangeurs.

Les profils et la distribution de la vitesse montrent des zones de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de chaque chicanes, ces zones de recirculations sont responsables à l'augmentation de la température du fluide caloporteur

Une proportionnalité directe entre la vitesse d'entre de fluide caloporteur et l'évacuation de chaleur.

La quantité de la chaleur échangée entre les deux fluides (chaud et froid) est bien faite dans le cas de déflecteur flexible.

CONCLUSION GÉNÉRALE

On conclut également que cas on peut diminuer l'allongement pour attendre les même résultats que dans le cas d'une section constante. Cette étude a montré que l'usage des ailettes dans la veine dynamique demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances. L'ensemble des résultats présentés montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des déflecteurs.

Enfin, plusieurs développements futurs basés sur ce travail sont donc envisageables. Parmi les plus importants, en perspective, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

Pour déterminer des valeurs optimales, on recommande de compléter le présent travail par une étude technico-économique bien détaillée.

La présence des ailettes réduit la région d'entrée (zone de développement). C'est dans cette partie où les échanges thermiques sont les plus importants. Il n'est donc pas intéressant de prolonger la longueur de la conduite au-delà d'une certaine valeur.

Pour ce type de système, on recommande d'approfondir l'étude pour déterminer la meilleure disposition des chicanes sur les parois de l'échangeur ainsi que les paramètres optimaux de la géométrie (tel que : la largeur, la hauteur, l'épaisseur, le pas entre les chicanes, Nombre de chicanes, etc.).

Référence :

1- W.J. Marner et al. Augmentation of highly viscous laminar heat transfer inside tubes with constant wall temperature

2- W.J. Marner et al. Augmentation of highly viscous laminar heat transfer inside tubes with constant wall temperature

3- W.J. Marner et al. Augmentation of highly viscous laminar heat transfer inside tubes with constant wall temperature

4-sitte web: https://www.totalenergies.fr/particuliers/parlons-energie/dossiers-energie/chauffage-et-climatisation/echangeur-thermique-fonctionnement-types-et-efficacite

5- S. Eiamsa-ard et al. Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts

6- cours de D.r : Younes Chiba génie mécanique université Yahia Farès

7- cours de D.r : Bouaziz Amel génie mécanique université Yahia Farès

8- cours de D.r : Azizou génie mécanique université Yahia Farès

9- Étude de l'écoulement des nanofluides dans une conduite circulaire aspects thermiques et hydrodynamiques mémoire de doctorat de D.r : Kribi Saliha génie procédé université Yahia Farès

10-W.J. Marner et al. Augmentation of highly viscous laminar heat transfer inside tubes with constant wall temperature

11- S. Nain, V. Ahlawat, S. Kajal, P. Anuradha, A. Sharma, T. Singh Performance analysis of different U-shaped heat exchangers in parabolic trough solar collector for air heating applications

12- R.M. Sarviya et al. Heat transfer and pressure drop in a circular tube fitted with twisted tape insert having continuous cut edges

13- A. Hasanpour et al. Experimental heat transfer and pressure drop study on typical, perforated, V-cut and U-cut twisted tapes in a helically corrugated heat exchanger

14- L.D. Tijing et al. A study on heat transfer enhancement using straight and twisted internal fin inserts

15- Smith Eiamsa-ard et al. Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows

16- Panida Seemawute et al. Thermohydraulics of turbulent flow through a round tube by a peripherally-cut twisted tape with an alternate axis

17- Changzhong Man et al. The experimental study on the heat transfer and friction factor characteristics in tube with a new kind of twisted tape insert

18-B.C. Pak, Y.I. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, Exp. Heat Transf

19- BEKKOUCHE Mohamed Ismail, TRARI Mansour. (2013). Etude numérique comparative entre deux conditions thermiques symétriques (Flux, Température) appliquée, dans les échangeurs de chaleur. [Memoire de MASTER, Université Abou Bekr Belkaïd -- Tlemcen].

20- livre de H.K. Versteeg et W. Malalasekera

21- livre de Olek C. Zienkiewicz, Robert L. Taylor et J. Z. Zhu

22- Liu, Huiling, and Hiroshi Motoda. "Feature selection for knowledge discovery and data mining." Springer Science & Business Media, 1998.