RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ Dr. YAHIA FARES DE MÉDÉA

FACULTÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DU GÉNIE DE LA MATIÈRE

Mémoire de Projet de Fin d'Etude

En vue de l'obtention du diplôme Master en Génie Climatique

Option: Énergie et Froid Industriel

Thème :

Initiation sur la Simulation Numérique des Ecoulements Diphasiques dans les Echangeurs

Encadrer par :

Mr. KHAZRANE Mohamed

Co-encadreur :

Dr. ZIRARI Mounir

Préparé par :

SERRAH Noureddine

BENHAMDI Bilal

Promotion (2011-2012)

Remerciements

Nous remercions ALLAH de nous avoir donné la volonté et le courage afin d'arriver de ce modeste travaille.

Nous tenons à exprimer vivement notre profonde gratitude à notre promoteur DOCTEUR: zirari Mounire .est

M .R khzeran Mohamed

Et chef département DR. Bachene mourad .

pour sa confiance, ses encouragements, son suivit et pour les conseils qu'il a apporté pour l'achèvement de ce projet.

Nous remercions également tous les enseignants qui ont contribué de prés ou de loin à notre formation et à cette thèse.

Nous tenons également à remercier l'ensemble de membres de jury qui nous avons fait l'honneur de juger notre travail.

mercie .

Dédicace

Je dédie ce travail

A mes très cher parents pour toute l'affection, tendresse et

1 attention qu'ils mont témoignes et les sacrifices qu'ils ont bien voulu me consentir pour la réussite dans mes études.

A mes très chers frères et très chers sœurs.

A toute la famille « serrah »

A mon encadreur Dr. ZIRARI Monir pour ça conseil et soutient.

A tous mes amis de la promotion enparticulier,Benhamdi Amour,

Amine, Lamirie.

A madame Souad T

A tout mes professeurs et enseignants et maîtres du primaire jusqu'à

L'universitaire

A tous mes collègues et mes amis on la protection civile partout

A toute la promotion de département de génie mécanique sans

Exception

noureddine

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail

A me cher mère

A mes frères et mes sœurs

A tous ma famille

A madame Souad -T

A toute la promotion de département de génie mécanique

option « E F J »

A mon encadreur Dr : Zirari Mounir est

Mr : Khazeran med

A tout enseignants qui dirige est qui donne les

informations pour termine ce modeste travaille

A tous mes collègues et mes amis partout

A tous ceux qui ont sacrifié leur temps pour la science

Et à tous ceux qui utilisent la science pour le bien

Et la prospérité de l'humanité.

Bilal benhamdi

Résumé

La connaissance détaillée des écoulements dans les échangeurs de chaleur de l'industrie nucléaire, agroalimentaire et domaine géothermique que sont les échangeurs à plaque et joints a pour but d'amélioré la sureté et le fonctionnement de ces composants .On cherche notamment la fatigue des plaques soumis à des forces hydrauliques dues au caractère diphasique et turbulent de l'écoulement.

Les écoulements turbulents confinés ou libres interagirent avec les phénomènes de transfert de chaleur trouve des applications dans plusieurs systèmes. Un examen approfondi d'un écoulement hydraulique, est réalisé en utilisant le modèle de fermeture à deux équations k-ε .Dans ce projet on propose d'une étude numériquement d'un écoulement turbulent a l'intérieur de l'échangeur à plaque, On propose trois formes de plaque, dans le but de facilité de transfert de chaleur et par conséquent d'amélioré la consommation d'énergie.

Le calcul est fait à l'aide d'un code ANSYS.

ملخص

معرفة تفصيلية في تدفقات المبادلات الحرارية في الصناعة النووية، والصناعات الزراعية ومجال الطاقة الحرارية الأرضية التي هي لوحة مبادلات حرارية الحشايا ويهدف إلى تحسين سلامة وتشغيل هذه المكونات. نحن نبحث بما في ذلك خصوصا تعب اللوحات نظرا لطبيعة التدفق. وعلى مرحلتين التدفق المضطرب .

التدفقات المضطربة المحبوسة أو الحرة تتفاعل مع ظاهرة انتقال الحرارة نجد هذه التطبيقات في العديد من النظم. ويتحقق استعراض شامل للتدفق الهيدروليكي، وذلك باستخدام نموذج إغلاق لاثنين من المعادلات k-ε . في هذا المشروع نقترح دراسة عددية للتدفق المضطرب في المناطق الداخلية من لوحة مبادل حراري،ونقترح ثلاث لوحات مختلفة في الشكل (مربع، مثلث وبسيطة) ، من أجل تسريع نقل الحرارة وتحسن بالتالي من استهلاك الطاقة.

ويتم الحساب باستخدام رمز ANSYS .

Abstract

Detailed knowledge of flows in heat exchangers in the nuclear industry, agribusiness and geothermal field that are plate heat exchangers gaskets and aims to improve the safety and operation of these components. We search including fatigue plates subjected to hydraulic forces due to the character and two phase turbulent flow.

Turbulent flows confined or free interacted with the phenomena of heat transfer finds applications in several systems. A thorough review of a hydraulic flow is achieved using the closure model to two equations k-ε. In this project we propose a numerical study of turbulent flow in the interior of the plate heat exchanger, it offers three surveyors plate, in order to ease heat transfer and consequently improved energy consumption.

The calculation is done using ANSYS code.

Nomenclature

Notation	Signification	Unité
$a_{i1}, a_{i2}, a_{i3}, a_{i4}, b_i$	Coefficient dans le système d'équation algébrique	
$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Coefficient du mode k-ε	
C_s, C_1, C_2	Constantes du modèle RSM	
$C'_{1,} C'_2$	Constantes du modèle ASM	
D_e, D_n, D_s, D_w	Flux diffusif à travers les faces e, n, s et w	
F_e, F_n, F_s, F_w	Flux convectif à travers les faces e, n, s et w	
J_X, J_Y	La densité de flux par convection et par diffusion	
D_{ij} :	Diffusion visqueuse.	
F	Distances équivalentes représente la proximité de surface Solide	
K	énergie cinétique turbulente	J/Kg
L_m	Longueur de mélange	m
T	Température	$°K$
P	Pression instantanée	N/m^2
p	Fluctuation de pression	N/m^2
$\bar{P}$	Pression moyenne	N/m^2
P_k	Production de l`énergie turbulente	
$S_\emptyset$	Terme source	
t	temps	s
$\overline{R_{ij}}$	Tenseur de Reynolds	
u, v	Fluctuation de vitesse	
U	Composante de la vitesse moyenne dans la direction X	
V	Composante de la vitesse moyenne dans la direction Y	

$\overline{u_i u_j}$	Tension de Reynolds	
$\overline{U_i U_j U_k}$	Terme de diffusion	m/s
h	Coefficient d`échange de convection	

Symboles grecs

α	La diffusivité thermique	
δ_{ij}	Symboles de Kronecker	
ε	Taux de dissipation de l`énergie cinétique turbulente	m^2/s^2
λ	La conductivité thermique	j/s. m. k
μ	La viscosité dynamique	Kg/m. s
μ_t	La viscosité dynamique turbulente	Kg/m. s
μ_{eff}	La viscosité dynamique effective	Kg/m. s
ν	La viscosité cinématique	m^2/s^2
ν_t	La viscosité cinématique turbulente	m^2/s^2
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Constante numérique dans le modèle k- ε	
ρ	La masse volumique	kg/m^3
τ	Contrainte de cisaillement	N/m^2
τ_{ij}	Tenseur des contraintes de cisaillement	N/m^2
τ_p	Frottement pariétal	N/m. s^2
ϕ	Variable généralisée par unité de masse	
ϕ'	Composition de fluctuation	
$\bar{\phi}$	Grandeur moyenne	
Γ	Coefficient d`échange dans les termes de transport	
Γ_ϕ	Coefficient de diffusion	
L_s	Échelle de longueur des grandes structures	

Q`	flux de chaleur par unité de volume
C_p	Chaleur massique

Abréviation

2D	Deux dimensions
PNC	Plug and cool
ASM	algebriric stress model
EDP	Equation aux dérivées partielles
RSM	Reynolds stress model
LES	large eddy simulation
COLG	colloquées de Galerkin
MSU	monotone Streamupwind
SUPG	Stream line Upwind/Petro-Galerkin
COLG	Colloquée De Galerkin

Sommaire :

Introduction générale……1

Chapitre I: Etudes bibliographiques……..…4

Introduction……....4

I-1 Types et classifications des échangeurs de chaleur……..….4

I.1.1 Type des échangeurs de chaleur……4

I.1.1.1 Les échangeurs tubulaires……4

I.1.1.1.1 Échangeur monotube……4

I.1.1.1.2 Échangeur coaxial……5

I.1.1.2 Échangeur multitubulaire……...5

I.1.1.2.1 Échangeur à tubes séparés……5

I.1.1.2.2 Échangeur à tubes rapprochés ……..5

I.1.1.2.3 Échangeur à tubes ailettes……..6

I.1.1.3 Echangeur à tube et calendre ……8

I.1.1.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante……8

I.1.1.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes ……..8

I.1.1.3.3 Echangeur à tubes en U ……..9

I.1.1.4 Echangeur à plaque ……9

I.1.1.4.1 Échangeurs à surface primaire……9

I.1.1.4.2 Échangeurs à plaques et joints……..10

I.1.1.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasé……....10

I.1.1.4.3.1 Échangeur platulaire ……10

I.1.1.4.3.2 Échangeur Compabloc……11

I.1.1.4.3.3 Échangeur Packinox……...11

I.1.1.4.3.4 Échangeur lamellaire……..12

I.1.1.4.3.5 Échangeur à spirale……13

I.1.1.4.3.6 Échangeur brasé……13

Sommaire :

I.1.1.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase……...14
I.1.1.5.1 Évaporateurs tubulaires……....14
I.1.1.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes……14
a) Évaporations à tubes verticaux……..14
b) Évaporateurs à tubes horizontaux……...15
I.1.1.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes……..16
I.1.1.5.2.2 Condenseurs tubulaires……...16
I.1.2 Classification des échangeurs …….....17
I.1.2.1 Classement technologique……17
I.1.2.2Classement suivant le mode de transfert de chaleur……...17
I.1.2.3Classement suivant le procédé de transfert de chaleur……...18
I.1.2.4 Classement fonctionnel……..18
I. 1.2.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange……18
I-2 Généralités sur les écoulements diphasiques……19
I-2-1 Domaines d'applications ……19
I-2-2 Les différents types de l'écoulement gaz-liquide ……..21
I-3 Description technologique des échangeurs étudie ……...23
I-3-1 Technologie des plaques…….. 23
I-3-1-1 Plaque à canal large ……24
I-3-1-2 Plaque à double paroi ……24
I-3-1-3 Plaque semi-soudée……25
I-3-2 Profil d'écoulement ……..25
I-3-3 Optimisation de l'échange de chaleur ……..26
I-3-4 Principe de fonctionnement ……..26
Conclusion……..27

Chapitre II : modélisation mathématique……28

II-1Introduction…….28

II-2 Modélisation de L'écoulement Diphasique des Fluides ……28

II-2-1 Equation de Navier-Stokes ……28

II-2-2 Equation de continuité ……28

II-2-3 La décomposition statique (La décomposition de Reynolds) ……...28

II-2-4 Les équation des mouvements moyennes ……29

II-2-4-1 Équation de continuité de mouvement moyen ……29

II-2-4-2 Équation de Navier-stocks moyenne ……29

II-2-4-3Equation de transport des tensions de Reynolds……30

II-2-4-4Équation de l'énergie cinétique fluctuante ……...31

II-2-4-5Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante…….32

II-2-5 Problème de fermeture des équations…….32

II-2-6 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence ……..34

II-2-6-1 Hypothèse de chou ……..34

II-2-6-2Hypothèse de viscosité turbulente de bousines ……34

II-2-6-3hypothèse de longueur de mélange de Prandtl…… 34

II-2-6-4 Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov ……34

II-2-7 Les modèles de turbulence et leurs classifications ……..34

II-2-7-1Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) ……..34

II-2-7-2 Les modèles à une équation de transport ……35

II-2-7-3 le modèle k-ε et RNG (modele a deux équations de transport) ….35

II-2-7-4 Le modèle k-ε deux couches ……36

II-2-7-5 Le modèle k-ε étendu ……..37

II-2-7-6 Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM)……37

II-3 Modélisation du transfert de chaleur ……41

II-3-1 Equation d'énergie ……41

II-3-1-1Transferts de chaleur en écoulements incompressibles ……...41

II-4 conclusion ……..42

Chapitre III : méthode numérique…….43

III-1-Introduction ……..43

III-2 Les méthodes numérique ……...43

III-2-1méthode des différences finies ……...43

III-2-2 méthode des éléments finis ……43

III-2-3 méthode des volumes finis ……....44

III-3 Résolution des équations par éléments finis ……44

III-3-1Introduction : Méthodes des éléments finis……44

III-3-2Mise en œuvre de la méthode des éléments finis ……....45

III-3-2-1Formulation variationnelle forte…….. …45

III-3-2-2Formulation variationelle faible……45

III-3-3 forme générale des équations du système ……46

III-4Choix d'un maillage ……..47

III-4-1 Discrétisation ……....48

III-4-1-1Terme temporelle……..48

III-4-1-2 Terme d'advection……49

III-4-1-2-1 Monotone Streamline Upwind Approach (MSU)……49

III-4-1-2-2 La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) ….51

III-4-1-2-3 Approche Colloquée De Galerkin (COLG)……...52

III-4-1-3 Terme de Diffusion …….52

III-4-1-4 Termes source ……53

III-5 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini ……53

III-5-1 Bilan Thermique : Equation De Chaleur……...53

III-5-2 Forme discrétisée : éléments finis ……....54

III-5-2-1Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures ……54

III-5-2-2 Représentation globale du champ de températures ……....55

III-5-3 Discrétisation de la forme intégrale faible ……55

III-5-4Exemple de calcul élémentaire……56

III-6 Conclusion **……58**

Chapitre IV : Résultats et discussion……59

IV-I Introduction……59

IV-2 Conditions de fonctionnement et description du domaine ……...59

IV-3 Les Conditions initiales et Les conditions aux limites ……62

IV-3-1Les conditions initiales ……62

IV-3-2Les conditions aux limites……62

IV-4 résultats et intréprétation ……63

IV-4-1 champs de vitesse …….....63

IV -4-2 champs de température ……...69

IV-5conclusion……...74

Conclusion générale……75

introduction générale

Introduction générale

Dans l'industrie, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement.

Une grande part de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ceux-ci. Ils sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, …etc.), du transport (automobile, aéronautique) et dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, …etc.). Ils constituent donc un des dispositifs clé du thermicien, et sont un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie.

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

Les principaux types d'échangeurs de chaleur rencontrés sont les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques. Le concept de ces derniers date du début du siècle, ils ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière, puis utilisés ensuite dans divers branches de l'industrie (chimie, nucléaire, …etc.)

On regroupe, sous ce vocable d'échangeur à plaques, différentes technologies dont certaines sont d'un développement assez récent. On peut distinguer, suivant le type de géométrie du canal utilisé, les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

De création plus récente que les échangeurs tubulaires, les échangeurs à plaques ont subi depuis leur création, des améliorations substantielles. Ils sont formés par l'empilement d'un ensemble de plaques métalliques embouties, au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides. S'ils ne peuvent pas toujours être utilisés pour les températures élevées et les fortes pressions, les échangeurs à plaques bénéficient d'avantages tenant notamment à leur meilleur rendement et à leur compacité. Plusieurs technologies sont en concurrence dont la principale voire la plus ancienne, est celle des échangeurs à plaques avec joints. Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques

Ces échangeurs ne peuvent être utilisés que pour des pressions maximales de 30 bars et des températures maximales de 200 degrés Celsius.

D'autres technologies plus récentes permettent de remédier aux inconvénients de l'existence de joints, tels que les échangeurs à plaques soudées. Ces derniers sont adaptés à l'utilisation de fluides encrassant, corrosifs, chauds, sous pression et présentant des débits très différents de part et d'autre de la surface d'échange.

Il existe d'autres échangeurs à plaques dont la diffusion est moins importante tels que les échangeurs à spirales et les échangeurs à plaques brasées. Les échangeurs à plaques brasées sont formés de plaques embouties, mais sans joints, qui forment ainsi un appareil compact et résistant aux hautes pressions. Les échangeurs à spirales sont constitués de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles et où la circulation du fluide est de type monocanal à courants parallèles ou croisés.

Reste encore les échangeurs à plaques serties qui sont constitués d'un assemblage de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes.

Le souci technologique majeur de ces échangeurs est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges possibles ou de les réduire à leur plus bas niveau possible. Ce travail de mémoire s'inscrit dans l'optique de l'amélioration des échanges thermiques avec une réduction des pertes de charges. En effet la résolution des équations de Navier-Stokes permet de simuler les écoulements turbulents de fluide incompressible et de modéliser le transfert de chaleur par convection le long d'une paroi ondulée.

De nos jours, l'étude des écoulements le long des parois non planes reste toujours non résolue de façon analytique, sauf dans des cas simplifiés. Certaines méthodes numériques pourraient donner des résultats acceptables dans des cas bien précis pour de tels écoulements. Plusieurs études expérimentales avec plusieurs stratégies de modélisation du phénomène ont été proposées, surtout dans le cadre des écoulements turbulents ; car ces écoulements de fluides interviennent dans un grand nombre de phénomènes physiques rencontrés dans des procédés industriels.

Ce souci d'efficacité dans les échangeurs a rendu nécessaire l'essai de nombreux dispositifs : ailettes, obstacles divers, rugosités, ondulations… etc. Dans ce contexte, le présent mémoire porte sur l'étude du dispositif des parois de formes ondulées. Les performances de ces dernières sont bien meilleures que celles des parois planes. Les résultats obtenus dans cette étude montrent que la forme ondulée est favorable au transfert de chaleur par la présence des deux effets suivants :

Un accroissement sensible de la surface d'échange par rapport à une surface plane, qui engendre une augmentation du transfert convectif de part et d'autre de la paroi ondulée.

Des changements alternés de courbure dans le sens de l'écoulement favorisent la création de mouvements secondaires du fluide qui reste en perpétuelle restructuration d'une courbure à l'autre.

Notre travail est axé sur la simulation numérique d'un écoulement supposé incompressible avec transfert thermique dans les trois modèles de plaque d'un échangeur à plaque et joint. Pour La résolution des équations régissant cet écoulement en utilise le logiciel code ANSYS.

L'objectif essentiel de ce travail est étudier l'effet de la forme de la surface de contacte sur la propriété thermique entre deux fluide diphasique de même type ou sein d'un échangeur à plaque.

Les propriétés étudient :

- La vitesse d'écoulement d'échange thermique
- La température

Ce travail est réparti en quatre chapitres :

- Le premier chapitre est consacré à une étude bibliographique.
- Modélisation mathématique des écoulements dans le second chapitre.
- Les déférentes méthodes de discrétisation et choix de La méthode des éléments finis et en particulier la discrétisation des équations sont exposées au troisième chapitre.
- Les différents résultats obtenus sont présentés au quatrième chapitre.
- Pour finir, une conclusion générale relatant les principaux résultats et le choix du modèle adapté pour ce type de géométrie.

Etude bibliografique

Introduction :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

I-1Types et classifications des échangeurs de chaleur :

I.1 .1Type des échangeurs de chaleur :

I.1.1 .1Les échangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

I.1.1.1.1 Échangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure au dessous.

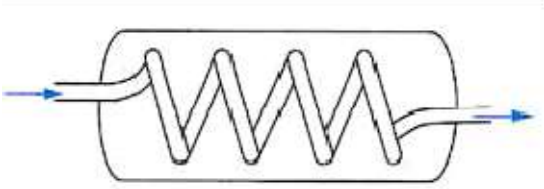


Figure I.1: Échangeur monotube en serpentin [1].

I.1.1.1.2 Échangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au dessous.

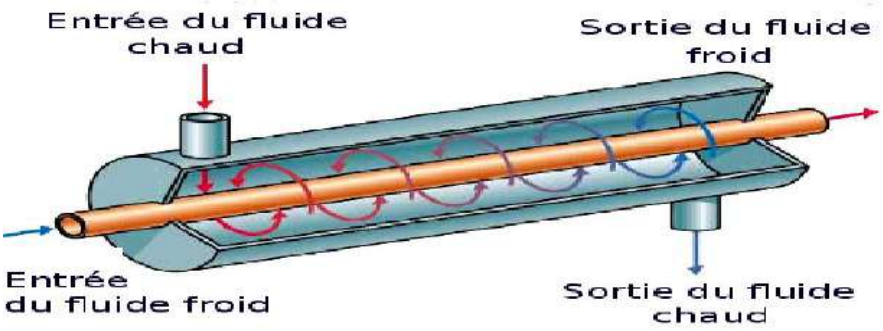


Figure I.2: Échangeur coaxial [2].

I.1.1.2 Échangeur multitubulaire :

Existant sous quatre formes :

I.1.1.2.1 Échangeur à tubes séparés :

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

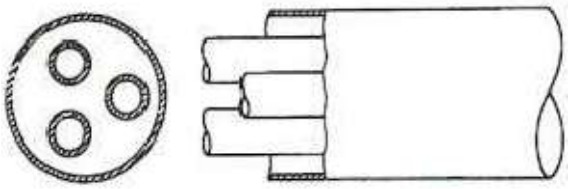


Figure I.3: Échangeur à tube séparé [1].

I.1.1.2.2 Échangeur à tubes rapprochés :

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

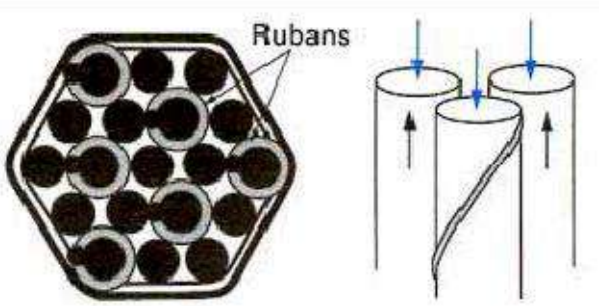


Figure I.4: Échangeur à tube rapproché [1].

I.1.1.2.3 Échangeur à tubes ailettes :

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique Différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

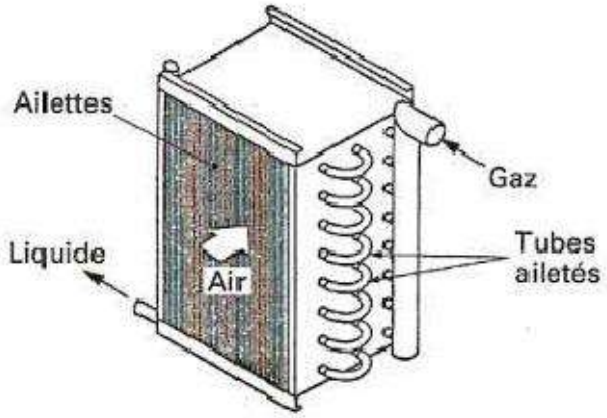
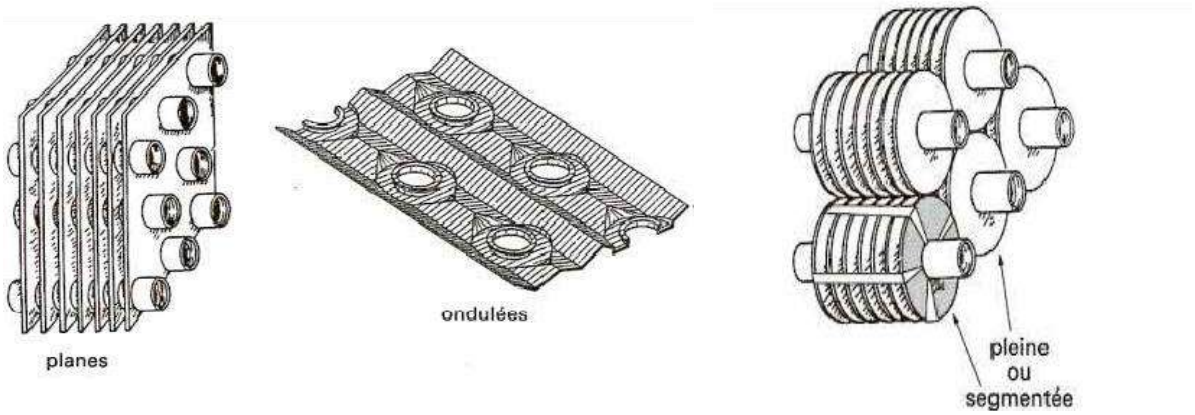
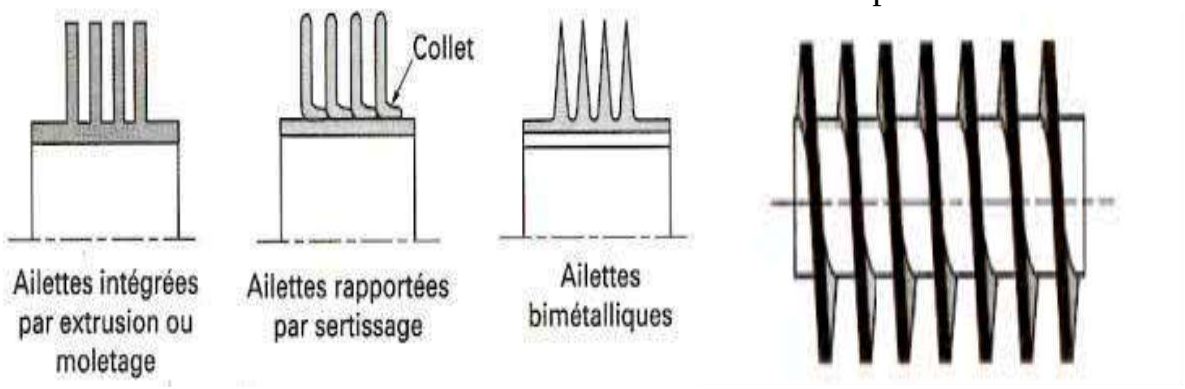


Figure I.5: Échangeur à tube ailette [1].

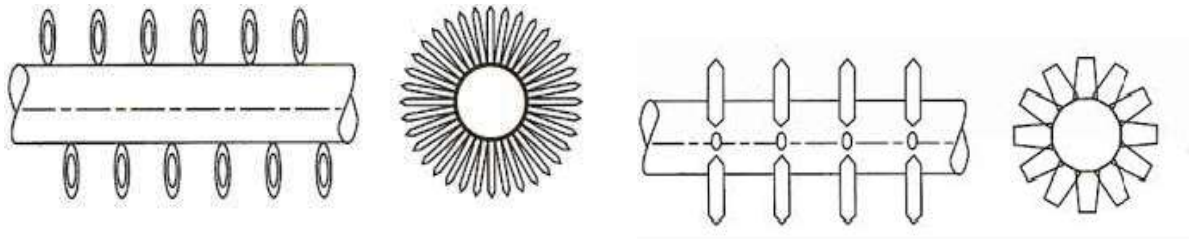
Ailettes transversales :



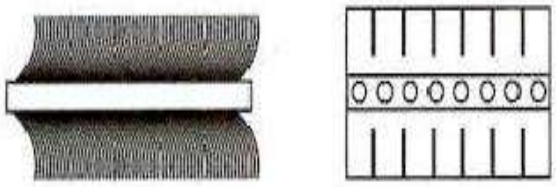
Ailettes continue. Ailettes indépendant.



Ailettes annulaire Ailettes spirale

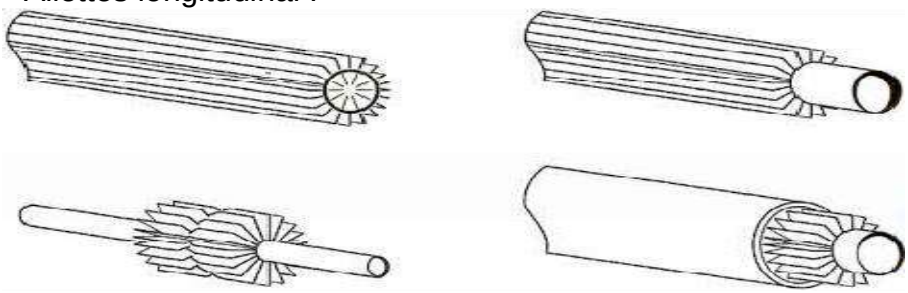


Ailettes à fils préformés Ailettes poinçonnées



Ailettes en brosse.

Ailettes longitudinal :



Type d'ailettes longitudinal.

Figure I.6: Autre différent type d'ailette [1].

I.1.1.3 Echangeur à tube et calendre :

I.1.1.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

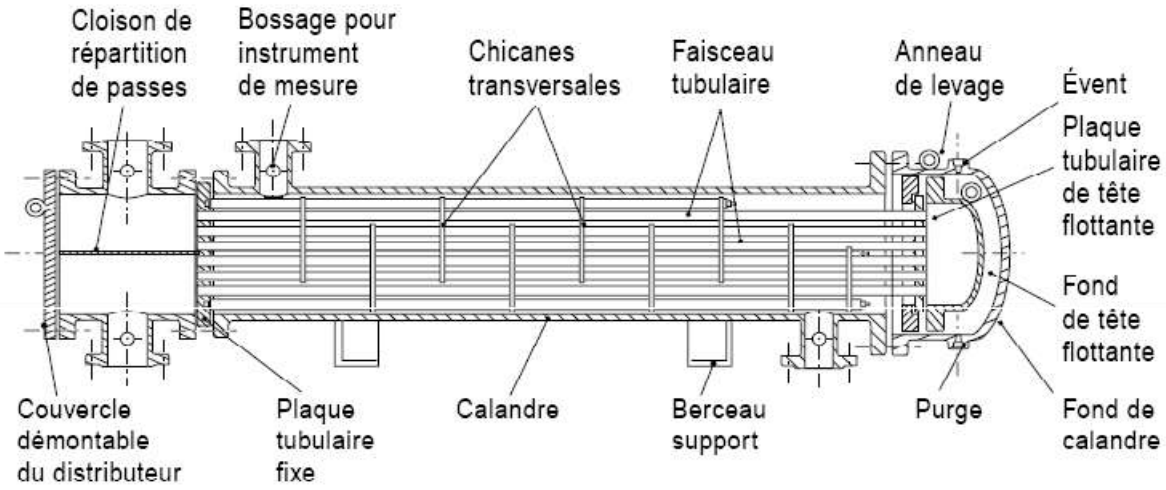


Figure I.7: Échangeur à tête flottante [3].

I.1.1.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.

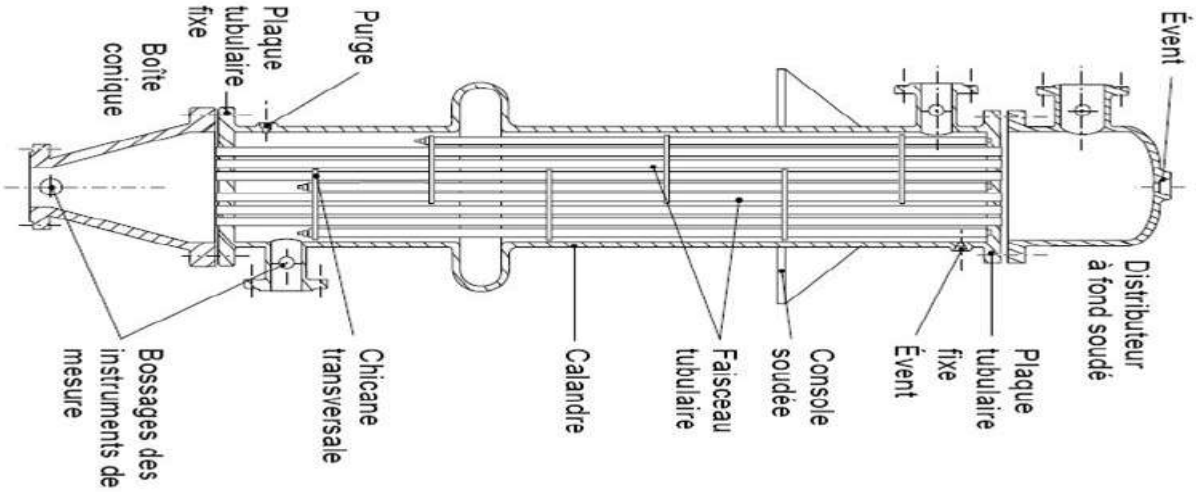


Figure I.8 : Échangeur à plaque tubulaire fixe [3].

I.1.1.3.3 Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

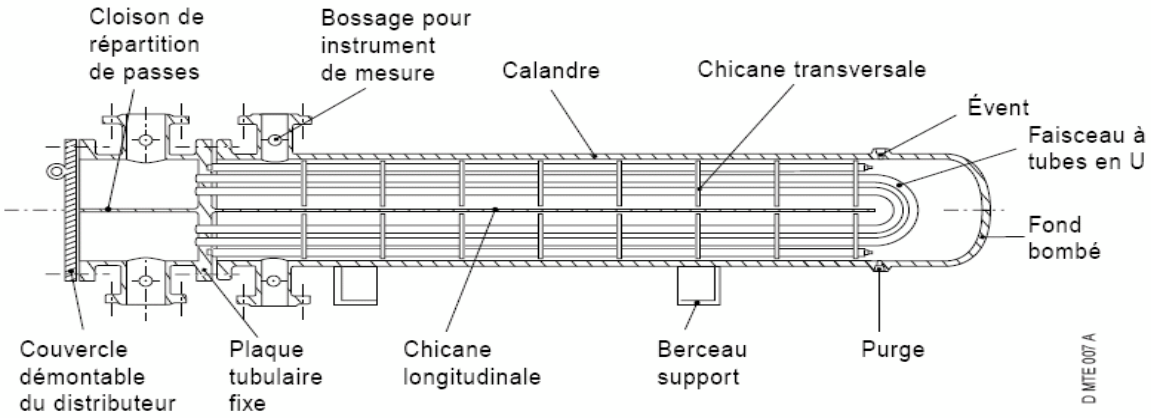


Figure I.9: Échangeur à tube en U [3].

I.1.1.4 Echangeur à plaque :

I.1.1.4.1 Échangeurs à surface primaire :

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

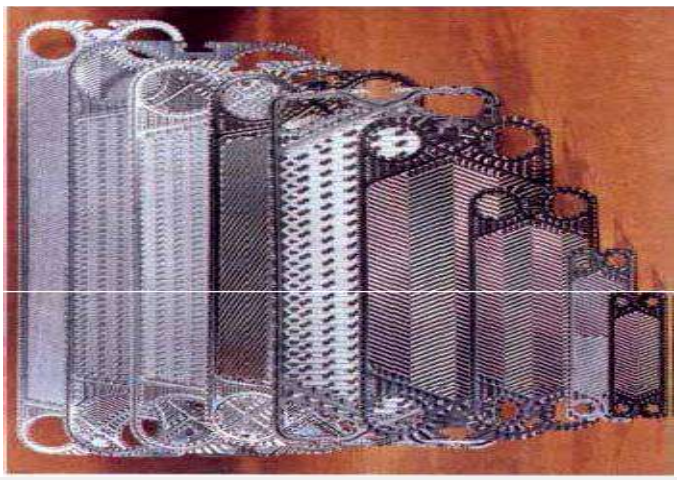


Figure I.10: Différentes géométries de plaques D'échangeurs à surface primaire [1]

I.1.1.4.2 Échangeurs à plaques et joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile.

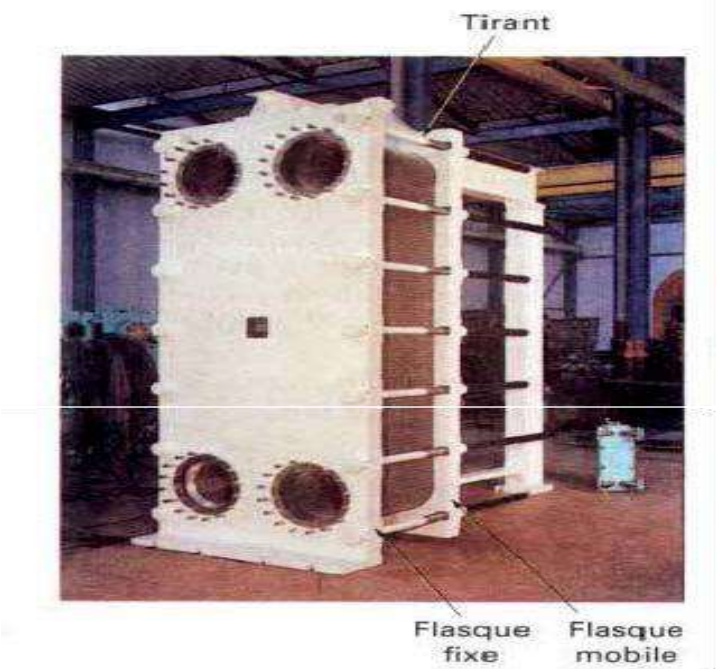


Figure I.11: Échangeur à plaque et joint [1].

I.1.1.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées :

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agroalimentaire, etc. Parmi leur différent type.

I.1.1.4.3.1 Échangeur platulaire :

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés.

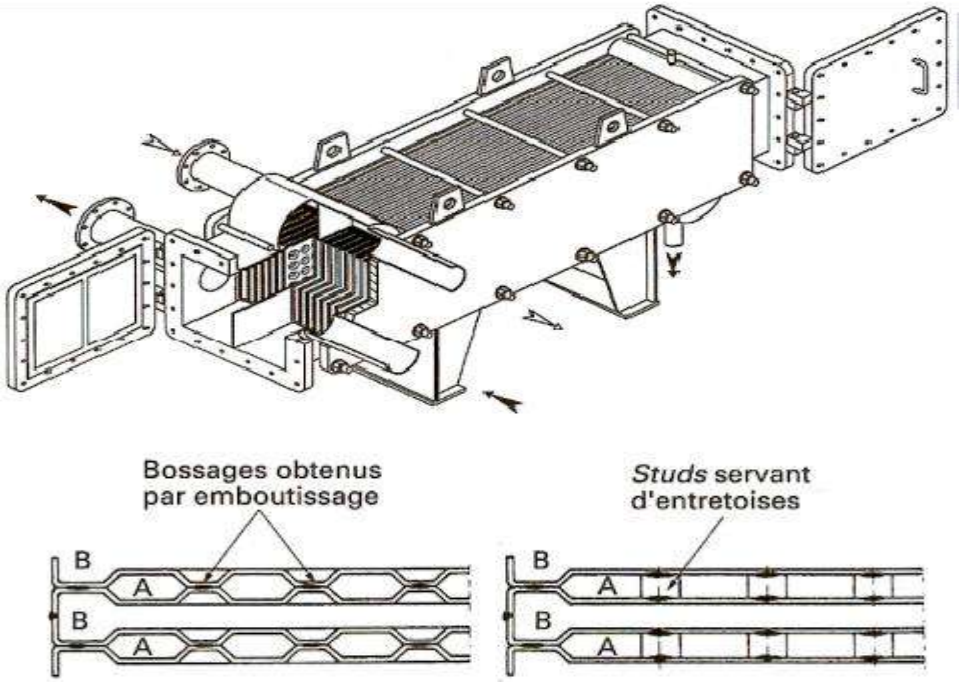


Figure I.12: Échangeur platulaire et schéma canaux [1].

I.1.1.4.3.2 Échangeur Compabloc :

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés.

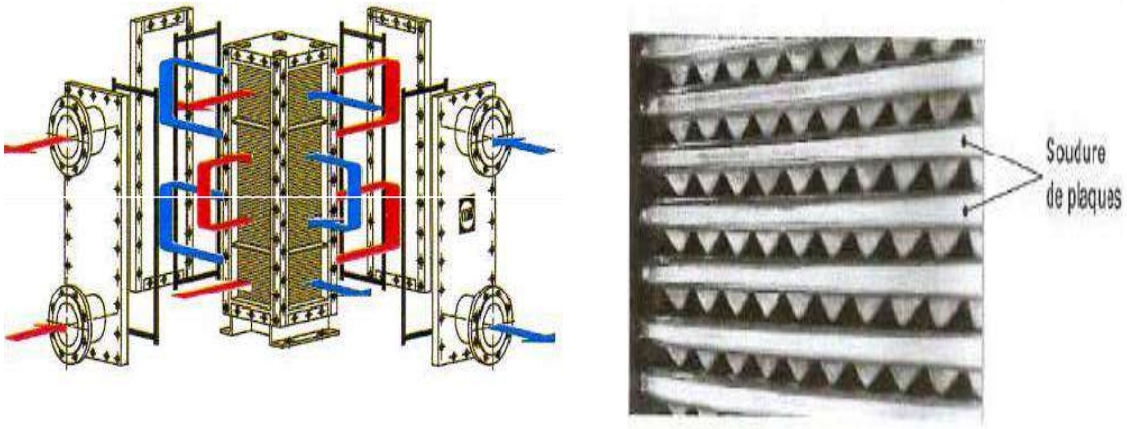


Figure I.13: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [1].

I.1.1.4.3.3 Échangeur Packinox :

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre

pouvant atteindre une longueur de plus de **10 m**. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar [1].

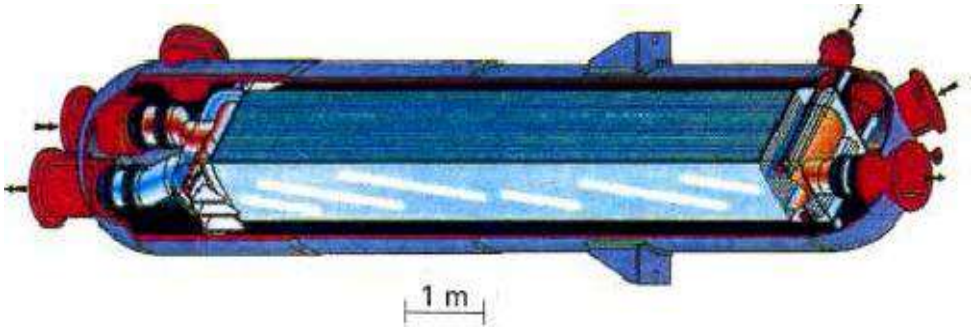


Figure I.14: Échangeur Packinox [1].

I.1.1.4.3.4 Échangeur lamellaire :

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.



Figure I.15: Échangeur lamellaire [1].

I.1.1.4.3.5 Échangeur à spirale :

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C.

La figure suivante représente l'échangeur à spirale :

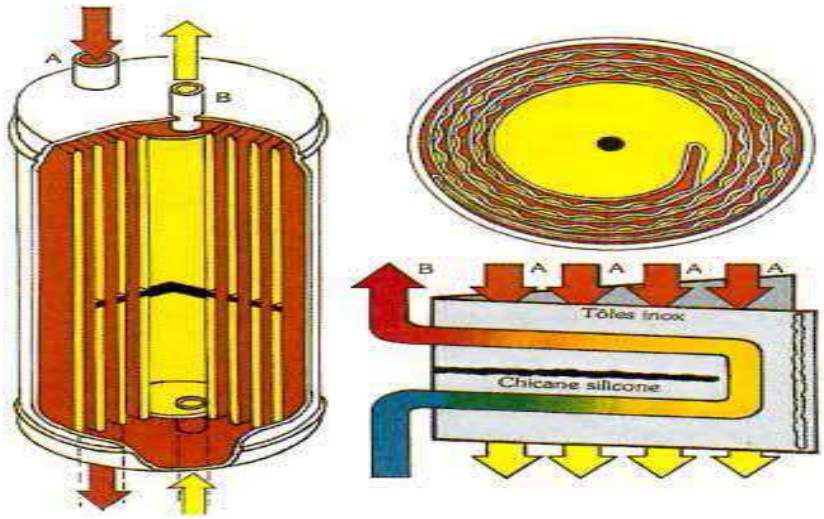


Figure I.16: Échangeur à spirale [1].

I.1.1.4.3.6 Échangeur brasé :

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées.

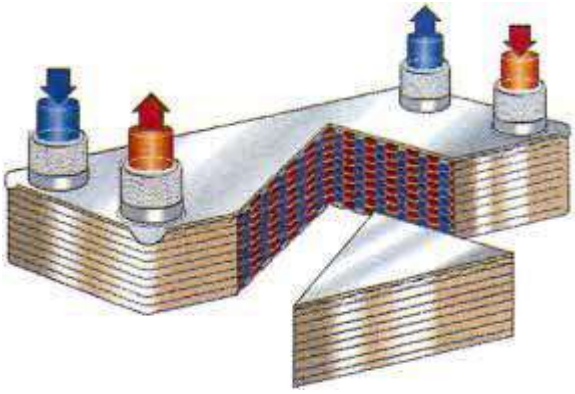


Figure I.17 Échangeur brasé [1].

I.1.1.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase :

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des évaporateurs si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des condenseurs si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

I.1.1.5.1 Évaporateurs tubulaires :

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi.

Il existe deux types d'évaporateurs, qui sont :

I.1.1.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes :

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

a) Évaporations à tubes verticaux :

Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense.

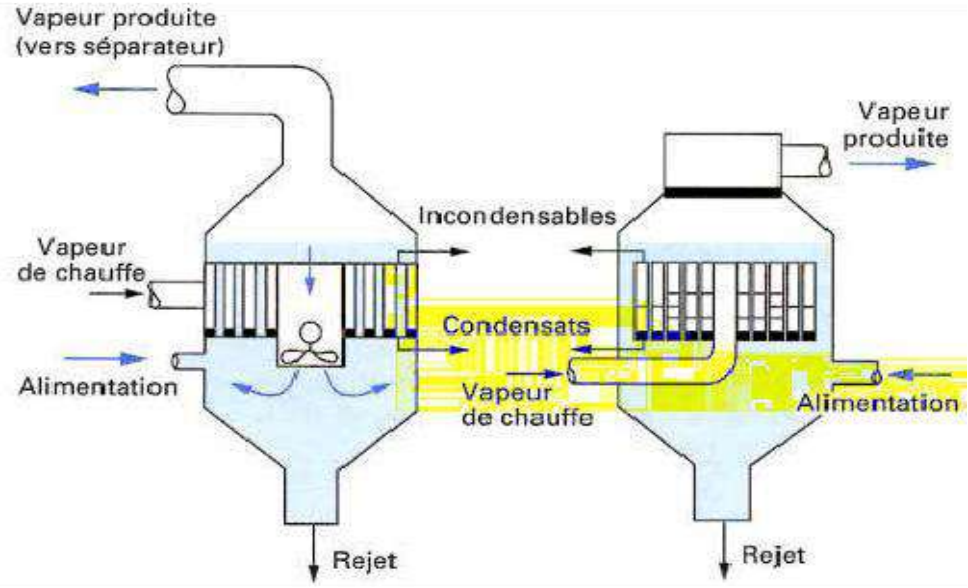


Figure I.18: Évaporateur à tubes cours et à panier [1].

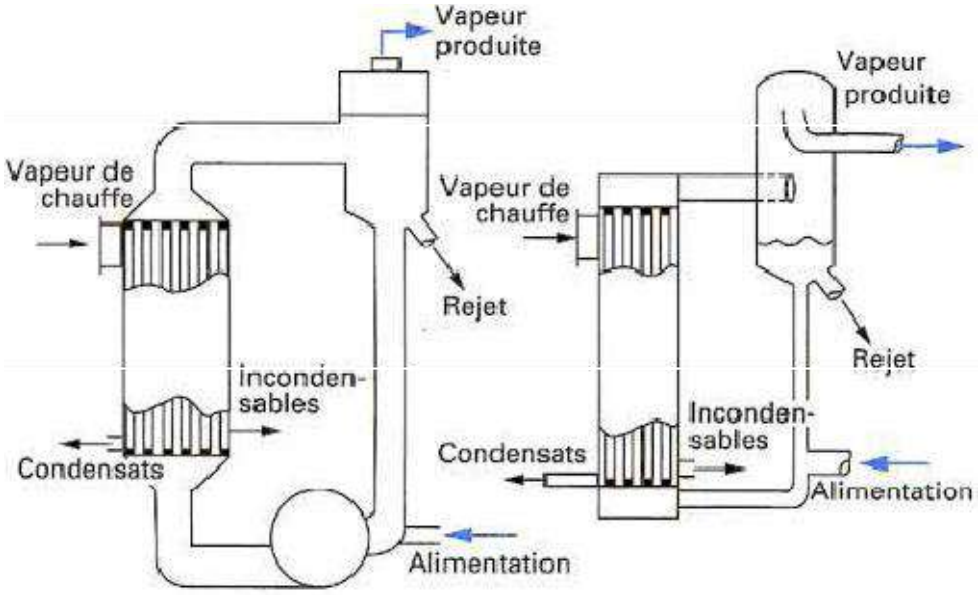


Figure I.19: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage

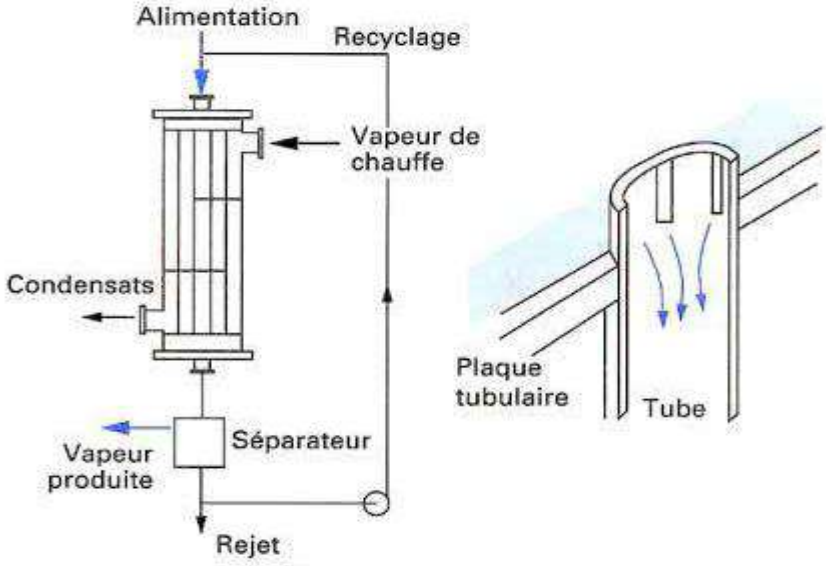


Figure I.20: Évaporateur à tube tombant [1].

b) Évaporateurs à tubes horizontaux:

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes.

I.1.1.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes:

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types: les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés).

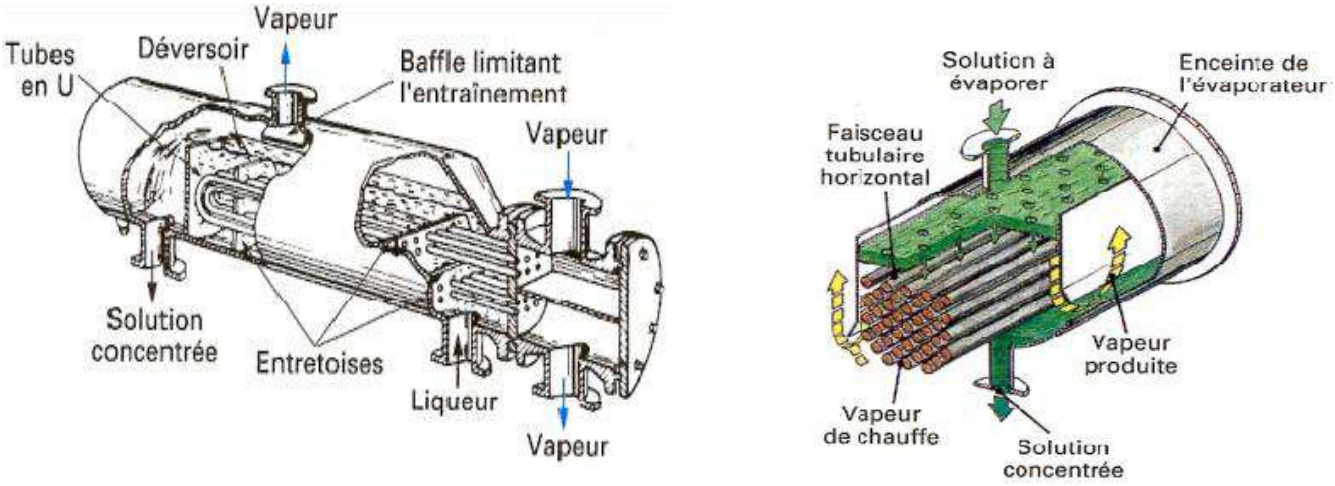


Figure I.21: Évaporateur noyés et arrosés [1].

I.1.1.5.2.2 Condenseurs tubulaires :

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agroalimentaire, du séchage, etc.

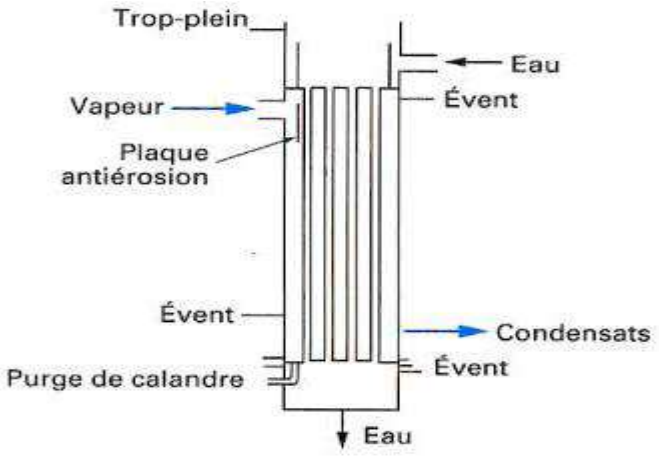


Figure I.22: Condensation extérieur aux tubes [1].

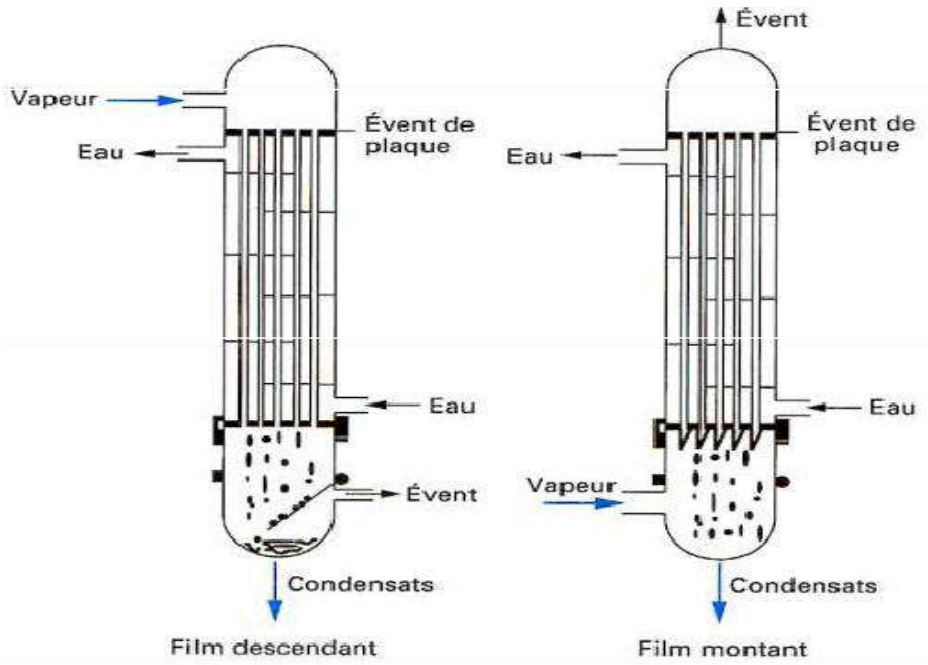


Figure I.23: Condensation intérieur aux tubes [1].

I.1.2 Classification des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On cite les plus importants.

I.1.2.1 Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

I.1.2.2 Classement 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.

I.1.2.3 Classement 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.1.2.4 Classement 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.

I.1.2.5 Classement 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.

I-2Généralités sur les écoulements diphasiques :

Les écoulements diphasiques ou multiphasiques sont présents dans de multiples situations. Celles-ci concernent aussi bien l'industrie que la biologie ou encore les échanges océan-atmosphère.

La complexité de ces écoulements est double, d'une part la dynamique des interfaces (déformation, rupture, coalescence) qui varie d'une manière brusque. D'autre part ces interfaces peuvent évoluer à des échelles très variées allant de quelques microns dans le cas de la micro fluidique diphasiques jusqu'à des échelles de quelques mètres dans le cas de vagues déferlantes **(figure I.24)**.

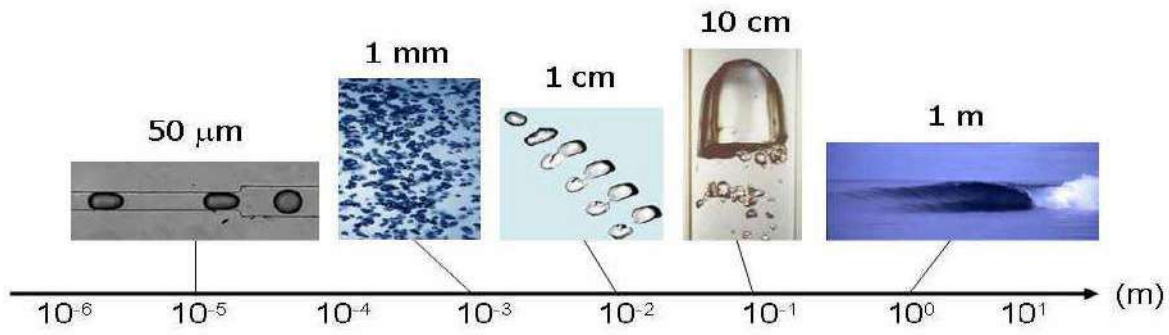
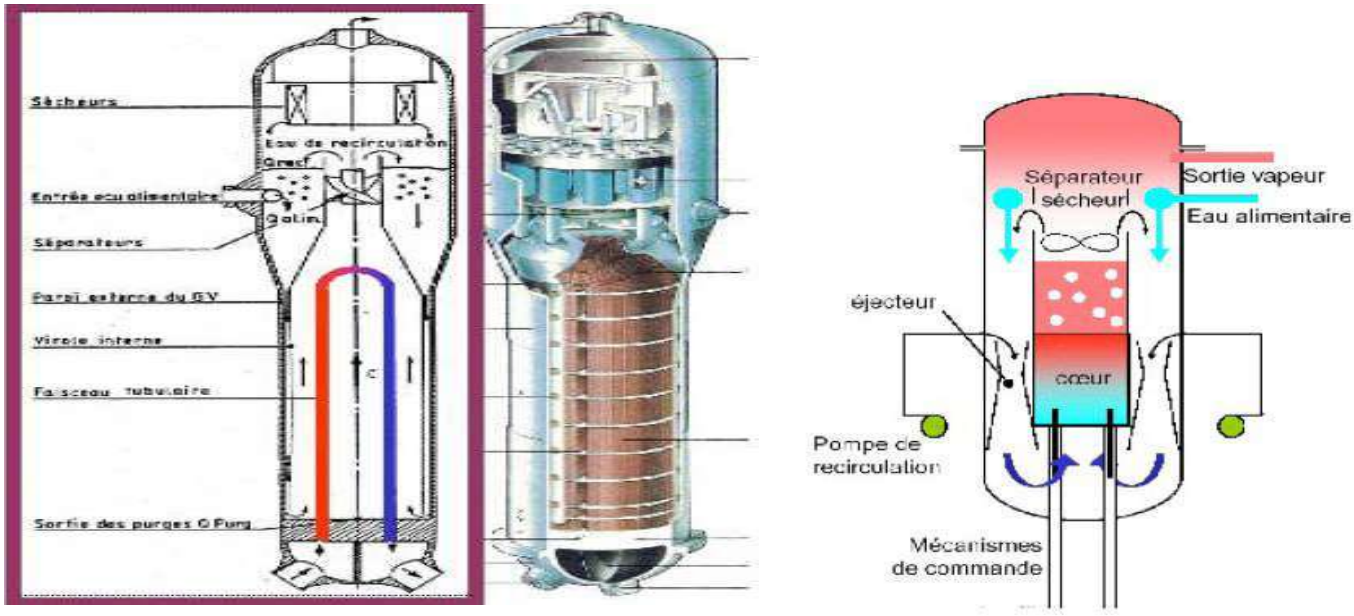


Figure I.24: Quelques écoulements à topologie complexe. [1]

La figure ci-dessus illustre les différentes échelles des écoulements diphasiques. De gauche à droite : train de gouttes dans un micro-canal ; écoulement à bulles dans un tube; rupture d'une bulle ; bulle de Taylor dans un tube vertical ; vague déferlante.

I-2-1 Domaines d'applications :

Trois principaux domaines où les processus industriels ont suscité un développement important sont concernés par les écoulements diphasiques gaz-liquide. Le génie chimique génie de procédés qui vise à augmenter les surfaces d'échanges pour favoriser les réactions chimiques. En génie nucléaire les applications de cet écoulement sont d'une envergure importante, car pour prévoir le comportement des circuits de refroidissement des réacteurs nucléaires en fonctionnement nominal (en régime transitoire ou en évolution accidentelle), la connaissance approfondie de la thermo- hydraulique des écoulements diphasiques est nécessaire. Les écoulements diphasiques observés dans ces systèmes sont du type **Eau Vapeur (Figure I.25).**



a) b)

Figure I.25 : a) Générateur de vapeur (REP).
b) Schéma de fonctionnement d'un Réacteur nucléaire (BWR).

En génie pétrolier, les écoulements gaz-liquide sont fréquemment rencontrés surtout dans. L'exploitation des gisements. La configuration de cet écoulement qui est du type écoulement à poches, est le sujet de notre travail. En exploitation naturelle, le pétrole est extrait sous l'effet de la pression exercée par le gaz sur le liquide, et en exploitation assistée on injecte du gaz sous pression dans la poche du gisement **(Figure I.26)**.

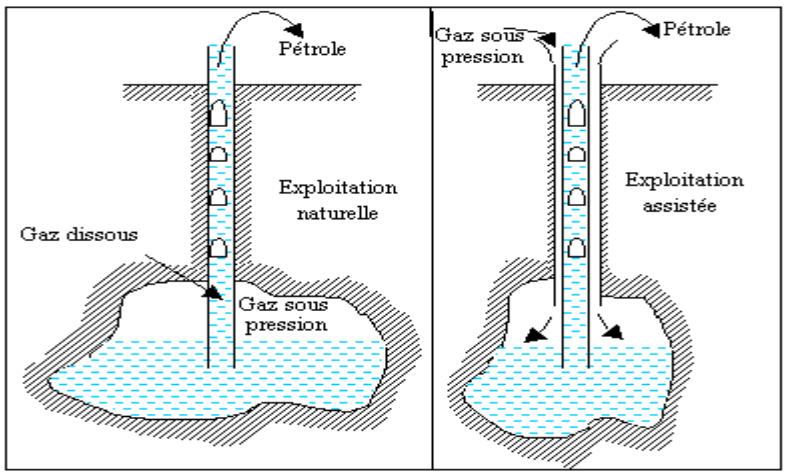


Figure I.26: Exploitation des gisements de pétrole.

Dans d'autres nombreux secteurs industriels ces écoulements interviennent comme par

exemple, les échangeurs à chaleur, machines frigorifiques ou les pompes de type gaz lift et même dans l'industrie automobile.

I-2-2Les différents types de l'écoulement gaz-liquide :

Lors d'un écoulement diphasique gaz-liquide interne dans un tube vertical où la phase Continue est le liquide, on distingue trois configurations principales **(Figure I.27).**

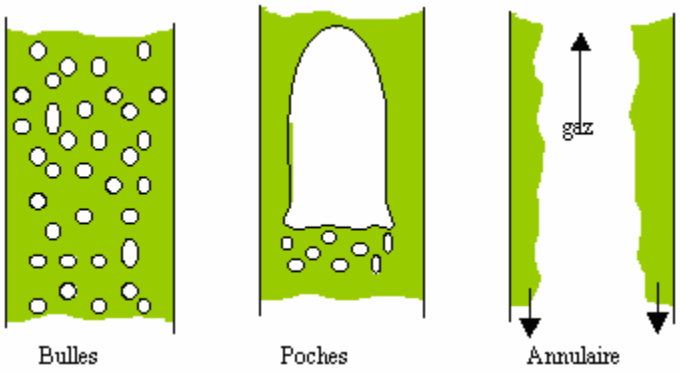


Figure I.27 : Régimes d'écoulement gaz-liquide.

L'écoulement à bulles, l'écoulement à poches et l'écoulement annulaire. Le passage de l'écoulement d'une configuration à une autre est considéré comme régime de transition qui se caractérise par des variations de vitesses de chaque phase. Les trois configurations principales ainsi que leurs transitions sont représentées ci-dessous.

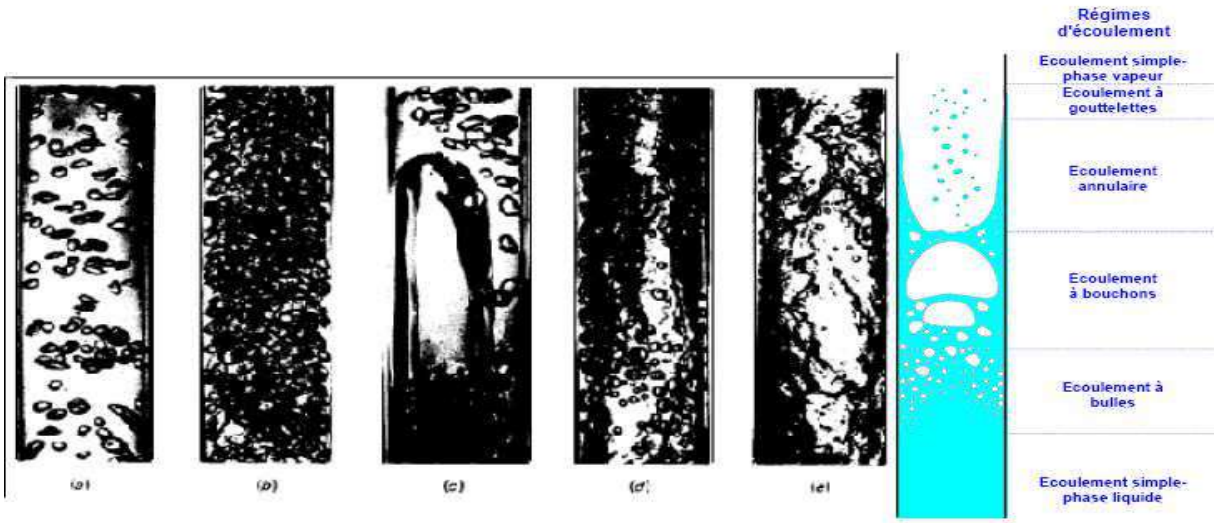


Figure I.28 : Topologie des différentes configurations de l'écoulement [2]

Ci-dessous sont décris les différents type de configurations illustrés dans la figure **(I.28) :**

a) L'écoulement à bulles (Bubbly flow) : En arrivant typiquement aux très hautes vitesses liquides et des vitesses basses du gaz, ce régime est caractérisé par la présence des bulles rapides naissantes avec un diamètre égal au diamètre capillaire.

b) Régime de transition (Slug-bubbly) : C'est un régime de transition qui se situe entre l'écoulement à bulles et l'écoulement de Taylor. Cette transition du régime est obtenue suite à l'augmentation du débit liquide (avec le débit du gaz tenu constant).

c) L'écoulements à poches ou écoulement de Taylor (Taylor flow) : est caractérisé par des poches du gaz avec des longueurs plus grand que le diamètre du canal qui se déplace le long du tube, séparées l'une de l'autre par des bouchons liquides. Selon les débits du gaz et du liquide et des propriétés, les poches ont souvent des sommets hémisphériques, ces poches sont appelées : Bulles de Taylor.

d) L'écoulement Churn (Churn flow) : Cet écoulement est caractérisé par des très hautes vitesses du gaz et des très longues bulles du gaz avec des bouchons liquides relativement petits. En raison des vitesses élevées du gaz, le mouvement d'ondulation est souvent observé à la queue de bulle. Plus loin l'augmentation du débit du gaz aboutit au flux annulaire.

e) L'écoulement annulaire (Annular flow) : A des très hautes vitesses du gaz et vitesses très basses liquides résulte l'écoulement annulaires. Une phase continue du gaz est présente dans le cœur central du capillaire avec la phase liquide déplacée pour former un annulas entre les parois du tube et la phase gazeuse.

La variation topologique de cet écoulement à pousser les chercheurs à établir une représentation graphique bidimensionnelle des domaines d'existence des différents régimes. Les paramètres qui sont souvent employés sont ceux utilisés par l'expérimentateur pour contrôler l'écoulement ; à savoir les vitesses superficielles du liquide et du gaz, etc. Les frontières entre les différents régimes n'ont jamais été bien définies et les zones de transition sont relativement étendues, d'où le caractère subjectif de ces cartes d'écoulement.

La première carte fut celle de Baker(1954) proposée pour un écoulement horizontal. Mandhane et al, (1974) ont établi une carte pour un écoulement horizontal gaz liquide en conduite cylindrique.

En écoulement diphasique Co courant Vertical ascendant, Mac Quillan et Whalley (1985) ont établi une carte définissant les différents régimes (Figure I.29). Dans cette dernière, les chercheurs ont convenablement définis les frontières des différentes zones de transition.

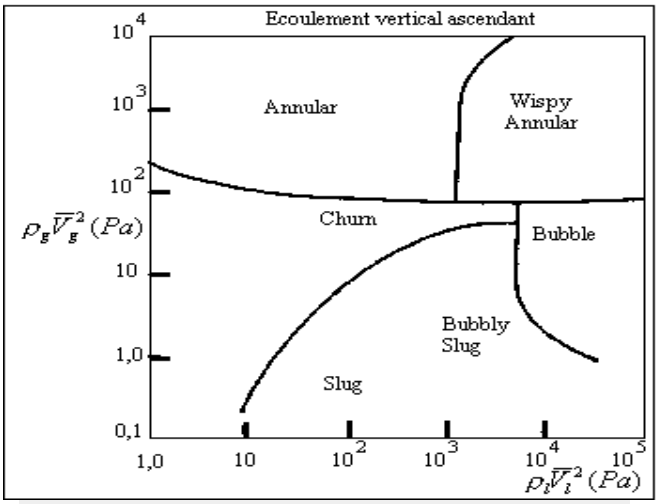


Figure I.29 : Carte des différents régimes D'écoulement vertical Co-courant eau air.

Ces frontières sont généralement représentées à partir des relations analytiques adimensionnelles ou dimensionnelles, faisant intervenir les débits et les propriétés de chaque phase ainsi que les caractéristiques de l'installation expérimentale.

I-3Description technologique des échangeurs étudie :

Les échangeurs à plaques et joints sont très utilisés dans la géothermie car. La performance de l'échangeur placé dans une installation de géothermie est caractérisée par la différence entre les températures à l'entrée de la boucle géothermale et la sortie du circuit géothermique. Les meilleures performances sont obtenues avec des échangeurs à plaques et joints.

Ils se distinguent par une compacité remarquable due en partie à leur coefficient de transfert de chaleur élevé, une grande facilité de nettoyage et la possibilité d'ajuster leur surface à la demande.

I-3-1 Technologie des plaques:

Les plaques d'un échangeur de chaleur sont en général en forme de chevron pour augmenter la turbulence et ménager des points d'appuis pour résister à la pression.

Leur faible épaisseur permet d'utiliser des matériaux de bonne qualité ayant une bonne tenue à la corrosion (acier inox, titane, etc.). De plus, les joints en polymères assurent un double rôle dans l'échangeur de chaleur à plaque jointé:

- Etanchéité.
- répartition des fluides dans l'échangeur.

Parmi les techniques de fabrication des plaques d'un échangeur de chaleur, nous citons les plus répondus dans le marché.

I-3-1-1 Plaque à canal large :

Avec des canaux de 12 mm sans points de contact, cette plaque est idéale pour les fluides contenant des fibres ou des particules de grande taille. Chaque canal a été conçu pour éliminer le passage des solides dans la zone d'entrée.

La figure ci contre représente une plaque à canal large.

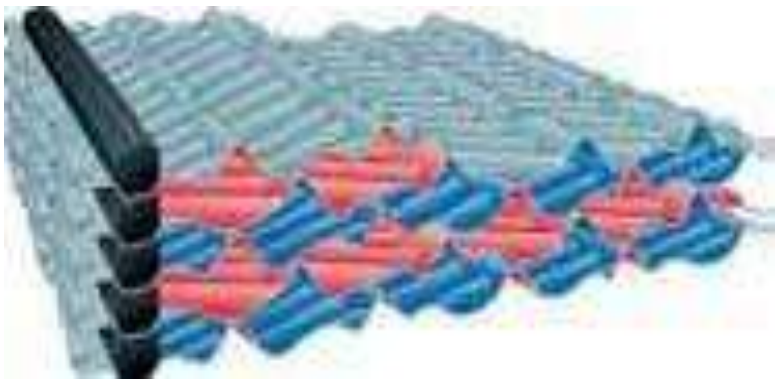


Figure I.30: Plaque à canal large

I-3-1-2 Plaque à double paroi :

Composée de plaques comprimées simultanément et soudées au laser sur le port, cette plaque est conçue pour les applications nécessitant une fiabilité totale contre le brassage la défaillance d'une plaque entraîne une détection externe sans fuite interne.

La seconde paroi assure une double barrière entre les fluides, répondant aux normes sanitaires locales.

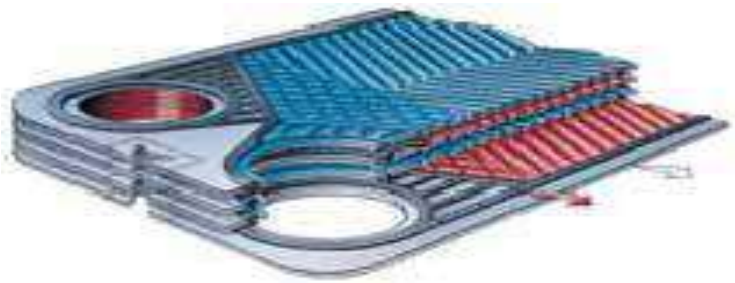


Figure I.31: Plaque à double paroi [6].

I-3-1-3 Plaque semi-soudée :

La Figure suivante présente deux plaques semi-soudée, séparés avec des joints.

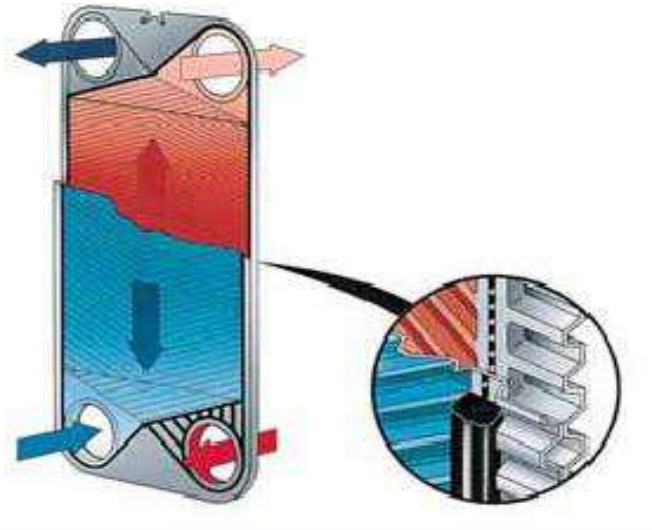


Figure I.32: Plaque semi-soudée

I-3-2Profil d'écoulement :

Le profil optimisé assure une bonne répartition des fluides sur toute l'épaisseur de la plaque. Ceci conduit aux meilleurs taux de transfert de chaleur pour la plus faible perte de charge.



Figure I.33: Profil d'écoulement d'une plaque

I-3-3 Optimisation de l'échange de chaleur :

Les échangeurs de chaleur à plaques sont conçus pour optimiser le transfert de chaleur, car les plaques cannelées fournissent de loin la plus importante surface à travers laquelle la chaleur peut être transférée d'un gaz ou d'un liquide à un autre. Malgré l'importance de cette zone de transfert thermique, les échangeurs de chaleur à plaques sont généralement assez compacts.

La conception des canaux assure également une turbulence maximale lors de chaque passage de fluide, ce qui permet d'obtenir une efficacité maximale dans le transfert de chaleur d'un milieu à l'autre.

I-3-4 Principe de fonctionnement :

Un échangeur de chaleur à plaques consiste pour l'essentiel en une série de fines plaques cannelées assemblées et/ou soudées, en fonction des liquides qui circuleront dans les plaques et de l'éventuelle possibilité de séparer les plaques pour une raison quelconque. Les plaques sont ensuite embouties ensemble dans un bâti rigide afin de créer une circulation de flux parallèles. L'un des fluides se déplace dans les canaux impairs, l'autre fluide dans les canaux pairs.

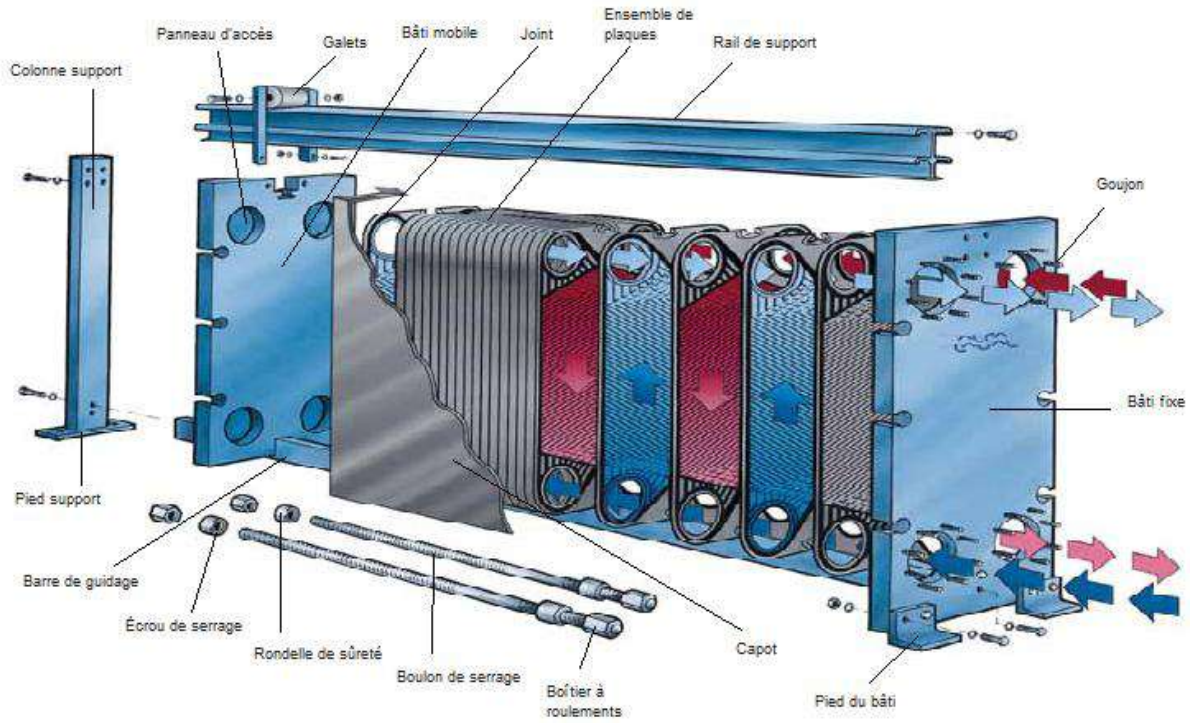
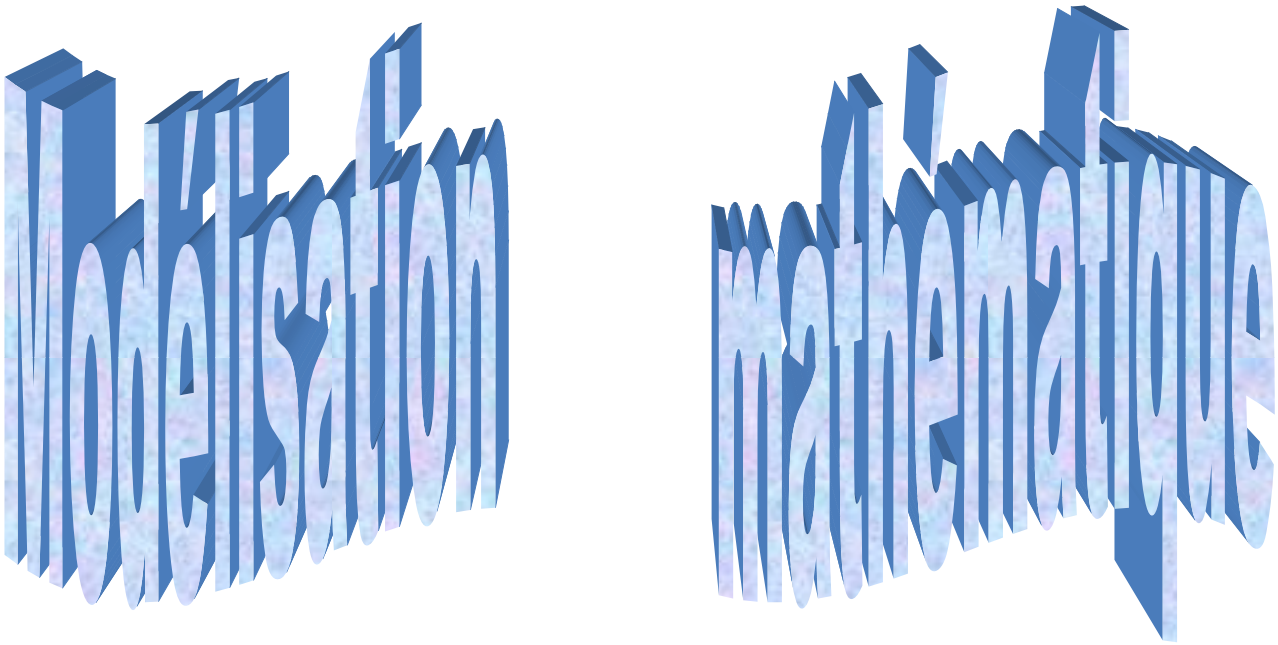


Figure I.34: Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaques jointé ALFA LAVAL

Conclusion :

Vu l'importance industrielles des échangeurs de chaleur, il existe une diversité des différents types des échangeurs de chaleur qui ont de nombreuse applications dans les différentes domaines.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs à plaques et joints . L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsque des puissances importantes. Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire et dans le domaine géothermique. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement.


Modélisation mathématique

II-1 Introduction :

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

Depuis quelque décennies, Prandtl, Navier-stockes et Reynolds ont pu découvrir les lois fondamentales de la mécanique des fluides, il restait aux ingénieurs et l'homme de science exploiter ces loi et les mètres au service de l'homme.

Dans son ensemble, 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 Modélisation de L'écoulement des Fluides :

II-2-1 Equation de Navier-Stokes :

On considère l'écoulement de deux fluides incompressibles, newtoniens et non-miscibles. La dynamique de chaque phase k est déterminée par les équations de Navier-Stokes [5]:

$$\frac{\partial \rho_k V_k}{\partial t} + \nabla (\rho_k V_k V_k) = \rho_k g - \nabla \rho_k + \nabla(2\mu_k s_k) \qquad \text{(II-1)}$$

II-2-2 Equation de 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 la quantité de fluide pendant le même temps.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \qquad \text{(II-2)}$$

II-2-3 La décomposition statique (La décomposition de Reynolds) :

Elle consiste à décomposé chaque grandeur instantané φ des équations des Navier-Stokes en une grandeur moyenne $\bar{\varphi}$ et une fluctuation turbulente$\dot{\varphi}$. Les équations de Navier - Stokes étant non linéaires, l'opération de moyenne fait apparaître de nouveaux termes qui traduisent l'influence de la turbulence sur l'écoulement moyen.

$$\varphi = \bar{\varphi} + \dot{\varphi} \qquad \text{(II-3)}$$

Avec la valeur moyenne de φ est exprimée par la relation suivante :

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{T}\int_0^T \varphi \, dt \qquad \text{(II-3-a)}$$

Dans le cadre de la modélisation en un point de la turbulence, on ne s'intéresse qu'aux moyennes statiques de la vitesse et de la pression. On décomposé ainsi les grandeurs instantanées selon la règle de Reynolds :

$$U_i = \overline{U_i} + u_i$$

$$P = \bar{P} + p \qquad \text{(II-4)}$$

II-2-4 Les équation des mouvements moyennes :

II-2-4-1 Équation de continuité de mouvement moyen :

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par moyenne de l'équation [3]:

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \qquad \text{(II-5)}$$

II-2-4-2 Équation de Navier-stocks moyenne :

Toutes les opérations de l'équation (II-1) sont linéaires à l'exception de celui du terme d'advection donc on obtient immédiatement l'équation moyenne suivante [3]:

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \bar{U_j}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu\frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \qquad \text{(II-6)}$$

Après avoir introduise la décomposition de **Reynolds** on écrit finalement :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\tau_{ij}} + R_{IJ}\right) \qquad \text{(II-7)}$$

L'effet de la moyenne engendre bien entendu une perte d'information, caractérisée ici par l'apparition d'une corrélation inconnue $\overline{\dot{U}_i \dot{U}_j}$ appelé tenseur de Reynolds.
La condition d'incompressibilité implique :

$$U_i\frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_j} = \frac{\overline{\partial U_i U_j}}{\partial x_j} \qquad \text{(II-8)}$$

Les tensions de **Reynolds** ou les contraintes de **Reynolds** $\overline{U_i U_j}$ peuvent être s'écrit sous la forme suivante :

$$[R_{ij}] = -\rho \begin{bmatrix} \overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW} \\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW} \\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW} \end{bmatrix} \qquad \text{(II-9)}$$

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

$$[\tau_{ij}] = \Gamma \left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \qquad \text{(II-9-a)}$$

Avec $$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_{ij}} = \Gamma \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \qquad \text{(II-9-b)}$$

II-2-4-3 Equation de transport des tensions de Reynolds :

Les équations de transport sont de la forme générale [6] : $R_{ij}=\overline{u_i u_j}$

$\frac{d\phi}{dt}$ = Production+ diffusion –dissipation+sources additionnelles

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

Les équations de départ sont les équations (II.1) et (II.2) dans lesquelles on a introduit l'équation (II.3) et (II.4). On part de l'équation de [6] :

$$\frac{\partial(\overline{U_i}+U_i)}{\partial t} + (\overline{U_k} + U_k) \frac{\partial(\overline{U_i}+U_i)}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{p}+p)}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2(\overline{U_i}+U_i)}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \text{(II-10)}$$

On fait la différence (II.11)-(II.7) en tendent compte de (II.8):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \overline{U_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + u_k \frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_k} + \frac{\partial(u_k u_i - \overline{u_k u_i})}{\partial x_i} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \text{(II-11)}$$

On peut écrire (II.12) pour l'indice j :

$$\frac{\partial u_j}{\partial t} + \overline{U_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + u_k \frac{\overline{\partial U_j}}{\partial x_k} + \frac{\partial(u_k u_j - \overline{u_k u_j})}{\partial x_k} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \text{(II-12)}$$

On multiple (II-12) par u_j et (II-13) par u_i et on somme les deux équations obtenus. En regroupant certains termes, il vient [6]:

$$\frac{\partial u_j}{\partial t}+U_k\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k}=-R_{ik}\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial X_K}-R_{jk}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_K}+\frac{\bar{P}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_J}+\frac{\partial U_i}{\partial x_i}\right)-\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{U_iU_jU_k}\right)-$$

$$\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\frac{\bar{p}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right]-2v\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\frac{\partial U_j}{\partial x_k}+v\frac{\partial^2 R_{ij}}{x\partial_k\partial x_k} \qquad \text{(II-13)}$$

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 dance une redistribution d`énergie sur les composantes des tenseurs de Reynolds.

Schématiquement on écrira :

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k}=p_{ij}+T_{ij}+D_{ij}-\varepsilon_{ij}+v\frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_k\partial x_k} \qquad \text{(II-14)}$$

T_{ij} : Transport diffusif du à la fluctuation de vitesse et aux fluctuations de pression

P : production.

ε_{ij} : Dissipation visqueuse (car il constitue un puits du a la viscosité' moléculaire).

D_{ij} : Diffusion visqueuse.

L'équation (II.12) est appelée équation de tension de Reynolds ou équation des corrélations doubles $R_{ij}=\overline{U_iU_j}$

II-2-4-4 Équation de l'énergie cinétique fluctuante [8]: K=$\frac{1}{2}R_{ij}$

$$\frac{\partial k}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial k}{\partial x_j}=-\overline{u_iu_k}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_k}-\frac{1}{2}\frac{\partial \overline{u_iu_ju_k}}{\partial x_k}-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{U_kp}}{\partial x_k}+v\frac{\partial^2 k}{\partial x_k\partial x_k}-v\frac{\overline{\partial U_i\partial U_j}}{\partial x_k\partial x_k} \qquad \text{(II-15)}$$

Cette équation que l'on peut obtenir par contraction tensorielle de l'équation aux tensions de Reynolds, exprimé 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 moyenne sur la turbulence, transport par diffusion sous l'action des fluctuations de vitesse et de pression ; dissipation visqueuse et enfin diffusion visqueuse.

Schématiquement on écrira [8]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial k}{\partial x_k} = P + D - \varepsilon + v\frac{\partial^2 k}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \text{(II.16)}$$

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

II-2-4-5 Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante :

Multipliant l'équation (II.11) par $\left(-2v\frac{\overline{u_k u_i}}{\partial x_j \partial x_j}\right)$ et prenant la moyenne, on obtient le résultat final après quelques regroupements simple [7]:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_j}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = -2v\left[\frac{\partial \overline{U_k}\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j \partial x_k} + \frac{\overline{\partial U_k \partial U_i}\partial U_i}{\partial x_j \partial x_j \partial x_k} + \frac{\overline{U_j U_j}\partial \overline{U_k}}{\partial x_j \partial x_j \partial x_k}\right] \qquad \text{(II-17)}$$

L'équation du taux 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. Cette équation est analogie à celle citée par Biesel [4] en 1972.

II-2-5 Problème de fermeture des équations:

Le système à résoudre comporte alors plus d'inconnues que d'équation, d'où la nécessite d'utiliser des modèles de fermeture pour le fermer.

On pourrait poursuivre la démarche, on trouve de nouvelles équations qui introduiraient à leur tour de nouvelles inconnues, ainsi que l'équation exacte d'un moment d'ordre n ($\overline{u_{i,1}u_{i,2}u_{i,3}\ldots\ldots u_{i,n}}$) implique nécessairement un moment d'ordre supérieur.

Il est donc nécessaire de modéliser les inconnues supplémentaires à l'aide de lois complémentaire n'introduisant pas de nouvelle inconnue : modèle de fermeture.

Tableau II-1 : la décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes.

Inconnue à calculer	Equation disponible	Nombre des équation	Inconnues supplémentaires	Nombre total Des inconnues
Champ de Vitesse Moyenne u_i (3) **Pression Moyenne (1)**	(1) Continuité (3)N_ S moyenne	(4)	Tension de Reynolds $\overline{u_i u_j}$ (6)	10
Champ de Vitesse Moyenne u_i (3) **Pression Moyenne (1)** **Tension de Reynolds $\overline{u_i u_j}$ (6)**	(1) Continuité (3)N_ S Moyenne (6)Tension de Reynolds	10	Corrélation Triple $\overline{u_i u_j u_k}$ (10) Corrélation Pression Vitesse $\overline{u_i \frac{\partial p}{\partial x_j}}$ (9) Corrélation Gradient de Vitesse $\overline{\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\frac{\partial U_j}{\partial x_k}}$ (6)	(35)

Le problème donc est celui de la liaison entre les tensions de Reynolds et le champ moyen. Pour réaliser la fermeture, des hypothèses et des modèles supplémentaires seront nécessaires pour traduire le comportement du milieu turbulent, il permet alors d'obtenir un nombre d'équation égale à celui des inconnues et ces équations peuvent ensuite être résolues par voie numérique.

II-2-6 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence :

II-2-6-1 Hypothèse de chou :

$$v_t = c_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad \text{(II.18)}$$

II-2-6-2Hypothèse de viscosité turbulente de bousines :

$$-\overline{u_i u_j} = v\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}k\delta_{ij} \quad \text{(II.19)}$$

II-2-6-3hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$$v_t = L^2{}_m \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) \quad \text{(II.20)}$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L^2{}_m \frac{\partial U_1}{\partial U_2} \quad \text{(II.21)}$$

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

II-2-6-4 Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov :

$$v_t = C_v\sqrt{KL}$$

II-2-7 Les modèles de turbulence et leurs classifications :

II-2-7-1Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports)

Aucune équation de transport n'est utilisée dans ce modèle, les tensions de Reynolds sont directement liées aux valeurs moyennes. En s'inspirant de la théorie cinétique des gaz Prandtl, (La première génération de la modélisation de la turbulence 1925). Suggéra que la viscosité turbulente soit mise sous la forme de produit d'une vitesse et d'une longueur caractéristique du mouvement turbulent.

La longueur utilisée est dite « longueur de mélange » et la vitesse caractéristique s'exprime par l'hypothèse suivante [5]:

$$V = L_m\sqrt{(2d_{ij})^2} \quad \text{(II-22)}$$

Ce qui conduit à l'expression suivante de la viscosité turbulente :

$$V_T = L_m V = L_m{}^2 \sqrt{\left(\frac{\overline{Oc_i}}{Ox_j} + \frac{\overline{Oc_i}}{Ox_i}\right)^2} \qquad \text{(II-22a)}$$

L_m: Longueur de mélange

La longueur de mélange se calcul suivant le type d'écoulement des expressions variées, obtenus en générale a partir de l'expérience, sont en effet disponibles pour les écoulements standard.

Cependant, ces modèles ignorent complètement le caractère non local de la turbulence.

II-2-7-2 Les modèles à une équation de transport :

Ces modèles introduisent dans la définition de V_T au moins une grandeur turbulente décrire par une équation d'évolution si on utilise l'équation de l'énergie cinétique de la turbulence K sous forme modélisé. On pourra déterminer V_T par l'expression du type kolmogrov-Prandtl [6].

$$V_T = C_\alpha L_s \sqrt{K} \qquad \text{(II-23)}$$

Où L_s est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque P_t de l'écoulement.

II-2-7-3 le modèle k-ε et RNG (modele a deux équations de transport) :

Le modèle k-ε [launder & spalding, 1974] est certainement le modèle le plus répandu. La viscosité turbulente est donnée par la relation [6]:

$$\propto_t = \rho c_\propto \frac{K^2}{\varepsilon} \qquad \text{(II-24)}$$

Où ε taux de dissipation visqueuse de l'énergie cinétique turbulent, est donnée par la relation suivante:

$$\varepsilon = \propto \overline{\nabla \bar{u} : \nabla {}^t \bar{u}} \qquad \text{(II-24a)}$$

Les deux équations de fermeture s'écrivent :

$$\rho\left(\frac{\partial K}{\partial t}+(\bar{u}\nabla)K\right)=\nabla\left(\left(\propto+\frac{\propto_t}{\sigma_k}\right)\nabla K+P+G-\rho\varepsilon\right)$$

(II-24-b)

$$\rho\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}+(\bar{u}\nabla)\varepsilon\right)=\nabla\left(\left(\propto+\frac{\propto_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon+C_{\varepsilon 1}(P+C_{\varepsilon 3}G)\frac{\varepsilon}{K}-C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{K}\right)$$

Avec :

$$P=\propto_t tr(\nabla\bar{u}:\nabla\bar{u}+\nabla^t\bar{u}:\nabla\bar{u})$$

(II-24-c)

$$G=-\frac{\propto_t}{\sigma_t}\beta g.\nabla\bar{T}$$

Les constantes, déterminées empiriquement par les auteurs du modèle, sont données dans le tableau suivant :

Tableau II-2 : constantes du modèle k-ε

c_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	σ_T	$C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 2}$
0,09	1,44	1,92	1	1,3	1	0,7

Cette modèle est très répandu de part sa simplicité, sa robustesse et sa facilité de mise en œuvre .Bien que les aspects généraux des écoulements soient bien simulés, il apparaît certaines insuffisances dues notamment à la valeur des constantes et au fait que le modèle est trop diffusif. Les modifications apportées au modèle k−ε sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes:

II-2-7-4 Le modèle k-ε deux couches :

[Chen & patel, 1988] qui, a proximité des parois, utilise un modèle a une équation (pour k) et exprime ε a l`aide d'une longueur caractéristique déterminée par une formule algébrique fonction du nombre de Reynolds.

II-2-7-5 Le modèle k-ε étendu :

[Chen & Kim, 1987], qui ajoute un terme a l'équation du taux de dissipation pour que le transfert d'énergie réponde plus efficacement à la déformation moyenne de l'écoulement, rend le modèle moins d'effusif, le modèle RNG, développe' par le groupe de re-normalisation [yakhot & Smith, 1992]. Il consiste en une estimation au cours du calcul de la constante$C_{\varepsilon 1}$, remplacee dans l`équation de dissipation par $C_{\varepsilon 1}^{'}$donnée par l'expression (II.27). Cette expressions ajoute un terme fonction du taux de déformation η à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

$$C_{\varepsilon 1}^{'} = C_{\varepsilon 1} - \eta \frac{(1-\eta_0)}{1+\beta \eta^3} \qquad \text{(II-25)}$$

Tableau II-3 : constantes du modèle RNG.

c_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 2}$	η_0	β
0,005	1,42	1,68	0,7179	0,7179	1	0,7	4,33	0,012

II-2-7-6 Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM):

A partir des équations de Reynolds, Robin (1972) a proposé que le transport (convection plus diffusion) des contraintes de Reynolds est proportionnel a celui de l'énergie cinétique turbulente on a [4] :

$$\frac{\partial(\rho U_k \overline{U_i U_j})}{\partial x_k} - D_{ij} = \frac{\overline{U_i U_j}}{K} \qquad \text{(II.26)}$$

où: $\frac{\overline{U_i U_j}}{K}$ Est le coefficient de proportionnalité qui n'est pas une constante en générale

L'introduction de cette hypothese (II. 19) Dans l'équation de transport est de la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho U_k \overline{U_i U_j})}{\partial x_k} = D_{ij} + P_{ij} + R_{ij} = \frac{2}{3}\rho E \delta_{ij} \qquad \text{(II.27)}$$

Où:

$$\overline{U_i U_j} = K \left[\left(\frac{2}{3}\delta_{ij} + \left((1 - C_2)\left(\frac{P_{ij}}{\varepsilon} - \frac{2}{3}\frac{P_k}{\varepsilon}\delta_{ij} \right) \right) \right) \Big/ \left(\rho C_1 + \frac{P_k}{\varepsilon} - \rho \right) \right] \quad \text{(II.28)}$$

Avec :

$$P_{ij} = -\rho\overline{U_i U_k}\frac{\partial U}{\partial x_t} - \rho\overline{U_i U_k} - \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad \text{(II.29)}$$

La sommation de (3.17) donne la production d'énergie turbulente :

$$P_k = \frac{1}{2}P_{ij} \quad \text{(II.30)}$$

Pour la redistribution d'énergie, différents modèles sont proposés dans le présent code (TEAM), ils ont utilisés le modèle suivant :

$$R_{ij} = R_{ij,1} + R_{ij,2} + R_{ij,w} \quad \text{(II.31)}$$

Où :

$$R_{ij,1} = -C_1\rho\varepsilon\left(\frac{\overline{U_i U_j}}{K} - \frac{2}{3}\delta_{ij} \right) \quad \text{(II.32)}$$

$$R_{ij,2} = -C_2\left(P_{ij} - \frac{2}{3}P_k\delta_{ij} \right) \quad \text{(II.33)}$$

Et R_{ij}, w (les termes a la proximité de la paroi) :

$$R_{11,w} = \left\{ C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2 C'_2\left(P_{22} - \frac{2}{3}P_k \right) \right\} F$$

$$R_{11,w} = \left\{ -2C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2 C'_2\left(P_{22} - \frac{2}{3}P_k \right) \right\} F \quad \text{(II.34)}$$

$$R_{11,w} = \left\{C'_1 \frac{\varepsilon}{K} V'^2 - C_2 C'_2 \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k\right)\right\} F$$

$$R_{11,w} = \left\{-1.5 C'_1 \frac{\varepsilon}{K} \overline{UV} + 1.5 C_2 C'_2 P_{12}\right\} F$$

Et le terme F est donnée par:

$$\mathrm{F} = \frac{K^{3/2}}{2\,.\varepsilon X_n} \qquad \text{(II.35)}$$

La fermeture de l'équation (II, 28) est enfin achevée par l'équation suivante pour l'énergie turbulente K:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U K) = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_k \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_i} \frac{\partial K}{\partial x_j}\right) + P_k - \rho\varepsilon \qquad \text{(II.36)}$$

Et pour la fermeture de l`équation de dissipation s on a :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_1 \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon) - \rho\varepsilon \qquad \text{(II.37)}$$

Tableau II-4 : les constantes du modèle ASM.

C_s	C_1	C_2	C_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C'_1	C'_2
0,22	1,8	0,6	0,15	1,44	1,92	0,5	0,3

L'ensemble des équations (II.36), (II.37) et (II.28) constitue le modèle de contrainte algébrique.

La distribution des équations (II-37) à (II-36) dans l'équation (II-28) donne le système algébrique suivant :

$$a_{i1}\overline{U'^2} + a_{i2}\overline{U'^2} + a_{i3}\overline{U'V'} + a_{i4}\overline{W'^2} = b_i \qquad \text{(II-38)}$$

La condition de contraintes normales inconditionnellement positives est assurée par la détermination simultanée de toutes les contraintes normales par la résolution du système algébrique suivant :

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \rho\overline{U^2} \\ \rho\overline{V^2} \\ \rho\overline{W^2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix} \quad \text{(II-39)}$$

Où les coefficients sont définis tel que :

$$a_{ij} \leq 0 \quad \text{Pour i} \neq j \quad \text{(II-40)}$$

Le système algébrique (II-39) est résolu par le théorème de cramer.

Soit : $\rho\overline{U^2} = \frac{\nabla_1}{\nabla}$, $\rho\overline{V^2} = \frac{\nabla_2}{\nabla}$,$\rho\overline{W^2} = \frac{\nabla_3}{\nabla}$.

Une fois les contraintes normales déterminées, nous calculons la contrainte de cisaillement par :

$$\overline{U'V'} = -\frac{a_{31}}{a_{33}}U'^2 - \frac{a_{33}}{a_{33}}V'^2 - \frac{a_{32}}{a_{33}}W'^2 - \frac{b_3}{a_{33}} \quad \text{(II-41)}$$

II-3 Modélisation du transfert de chaleur:

II-3-1 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 terme de température.

II-3-1-1Transferts 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 [2].

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(VT)\, T\nabla V \right) + \alpha T = \nabla(\lambda \nabla T) + \phi + S \qquad \text{(II-42)}$$

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

Le terme ϕ est le terme de dissipation visqueuse donnée par la relation suivante :

$$\phi = 2\mu D_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \qquad \text{(II-43)}$$

Avec :

$$D_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)$$

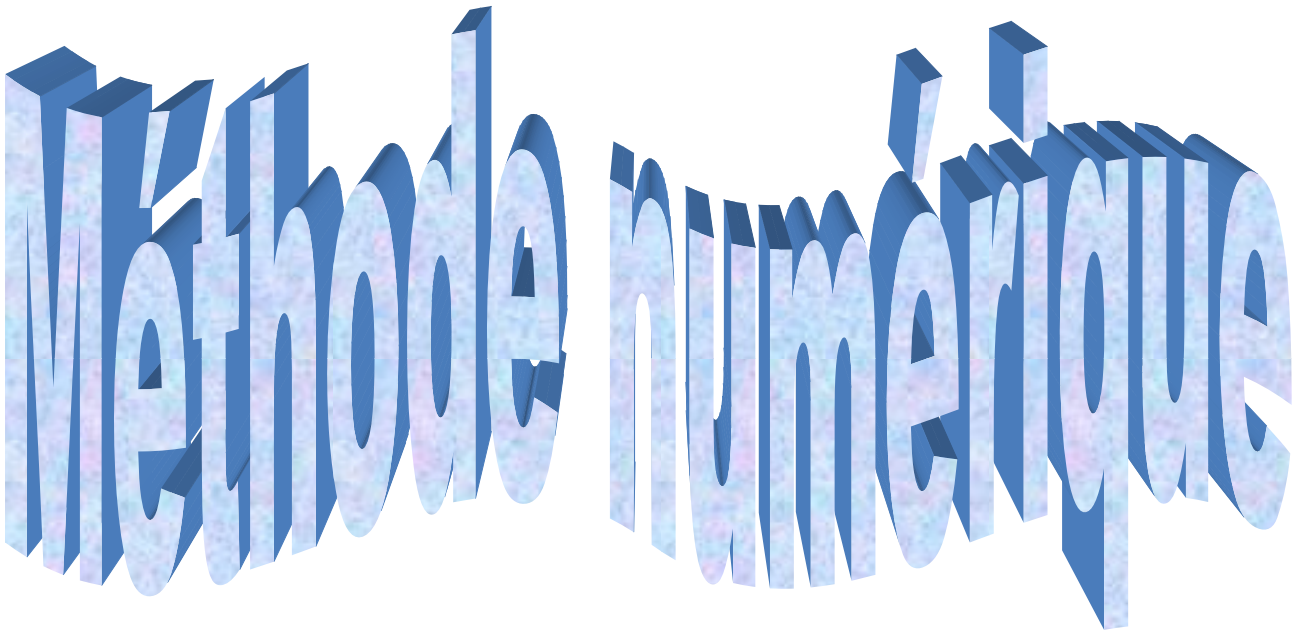
II-4 conclusion :

Le présent chapitre a pour mission de qualifier et de quantifier les modes d'action de l'évacuation de chaleur par l'écoulement d'eau.

L'intérêt des modèles ASM et RSM par rapport aux modèles du premier ordre K-ε est qu'ils permettent de s'affranchir d'une relation locale entre les tensions de Reynolds et l'écoulement moyen. Ces modèles permettent donc de mieux prendre en compte les effets d'histoire ou encoure d'anisotropie de la turbulence.

Des modèles d'ordre supérieur, basés sur la fermeture d'équation de transport d'ordre égal ou supérieur à trois sont difficilement envisageables, d'une part par le manque de données expérimentales sur ce type de corrélation, et d'autre part par la lourdeur de la démarche engagée. Les modèles RSM constituent donc un bon intermédiaire entre les modèles à viscosité turbulent
et les modèles du type **LES**.

La résolution analytique du problème générale est impossible d'où la nécessité des méthodes numérique qui sont le but du chapitre suivant.


Méthode numérique

III-1-Introduction :

Pour résoudre un problème de la physique il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Le modèle physique peut s'exprimer en mots et phrases qu'il est nécessaire de traduire en expressions mathématiques. Lorsque le problème est ainsi bien Posé, il est alors possible de le résoudre soit mathématiquement (solution analytique) ou numériquement (solution numérique). Les solutions analytiques, basées sur la forme locale du problème (Equations aux Dérivées Partielles: « E.D.P. » associées aux conditions initiales et aux limites), ne peuvent être déterminées dans le cas général sauf dans certains cas classique connus depuis bien longtemps. Dans le cas général où il y'a des difficultés si l'on résoudre les équations aux drivées partielles qui régissent les phénomènes étudiés, on fait appel aux méthodes numériques, le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques.

III-2 Les méthodes numérique :

Il y'a trois méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles régissant les écoulements. Ces méthodes sont :

- la méthode des différences finies.
- la méthode des éléments finis.
- la méthode des volumes finis.

III-2-1méthode des différences finies :

La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans Le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la Fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.
Avantages : grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul.
Inconvénients : limitation de la géométrie des domaines de calculs, difficultés de prise en Compte des conditions aux limites portant sur les dérivées ou les gradients de l'inconnue.

III-2-2 méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à rapprocher les équations différentielles régissant pour un système avec un ensemble d'équations algébriques concernant un nombre limité de variables. Ces méthodes sont populaires parce qu'ils peuvent facilement être programmés. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des problèmes structurels, mais ils ont été étendus à de nombreux problèmes du terrain. Le

solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les **s**ommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux. Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures. L'opération de décomposition est le maillage. Un bon maillage doit faciliter les opérations Prévues par un programme d'ordinateur. Il faut donc adopter une méthode systématique de numérotation des éléments et des nœuds.

Avantages : traitement possible de géométries complexes, détermination plus naturelle Des conditions aux limites, possibilité de démonstrations mathématiques de convergence.

Inconvénients : complexité de mise en œuvre et coût en temps de calcul et en mémoire.

III-2-3 méthode des volumes finis :

Cette méthode est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles comme la méthode des différences finies et la méthode des éléments finis mais, contrairement à la méthode de différence finies qui utilise des approximations de dérivées, la méthode de volume fini utilise comme la méthode d'éléments finis, des approximations d'intégrales. Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sons une forme intégrale. La clé de cette méthode réside dans l'application du théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski, qui permet de changer une intégrale de volume en intégrale de surface. L'un des principaux avantages de la méthode des volumes finis est d'assurer une conservation intégrale exacte des grandeurs quelle que soit la taille du maillage et c'est pour raison qu'elle est très largement utilisée pour la résolution des phénomènes gouvernés par des équations à dérivées partielles.

III-3 Résolution des équations par éléments finis :

III-3-1Introduction : Méthodes des éléments finis

La méthode des éléments finis est fondée sur deux idées principales : une méthode D'interpolation et une méthode vibrationnelle.

Etant donnés un domaine continu et une fonction u solutions de L(u) = 0,

• a) la méthode d'interpolation fournira une fonction proche de u construite `a partir d'un nombre finis de réels

• b) la méthode vibrationnelle remplacera L(u) = 0 par un nombre fini d'équations.

Si l'on suppose la fonction approchée connue en un certain nombre de points de l'élément, elle est évaluée en n'importe quel point de l'élément par interpolation.

La restriction de la fonction approchée à un élément K (quadratique) du maillage, notée $\emptyset_n^k$, est de la forme :

$$\emptyset_n^k(x, y) = \sum_{i=0}^{NK} \emptyset_i N_i(x, y) \qquad \text{(III-1)}$$

Ou $\emptyset_i$désigne la valeur de la fonction approchée $\emptyset_h$au point xi de coordonnées (xi, yi), Ni la fonction d'interpolation associée à xi, N_k le nombre de fonctions utilisées pour l'élément K. Les coefficients $\emptyset_i$de cette combinaison linéaire sont les inconnues ou degré de liberté du problème discret. Les fonctions d'interpolation sont les fonctions de base d'un espace vectoriel de dimension finie N_h dans lequel on cherche à priori la solution discrète$\emptyset_h$.
Afin de déterminer les inconnus du problème discret, une méthode de résidus pondérés est utilisée : on minimise l'erreur commise est minimisée en remplaçant dans les équations aux dérivées partielles la fonction exacte par la fonction approchée. Pour cela, on projette l'erreur sur un espace de fonction$\emptyset_h$ à préciser.
La méthode de Galerkin est un cas particulier de la méthode des résidus pondérés, l'espace de projection est le même que l'espace d'approximation de la solution du problème, autrement dit $\emptyset_h = N_h$.

III-3-2Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :

III-3-2-1Formulation variationnelle forte :

La formulation forte d'un problème aux conditions aux limites s'écrit alors comme suit:
Trouver u(x) u(x)∈ espace des solutions Us tel que [10]

$$\mathcal{L}(u) - F = 0 \ \forall\ x \in \Omega \ B(u) = u_0 \ \forall\ x \in \Gamma_{u0} \qquad \text{(III-2)}$$

On note que l'espace Us dans lequel nous recherchons la fonction u, doit être défini Judicieusement.

III-3-2-2Formulation variationelle faible:

La formulation variationnelle faible peut être obtenue par les étapes suivantes :

1. approcher la solution u, partout dans le domaine Ω, par $\tilde{u}$ tel que [10]

$$\tilde{u} = \sum_{i=1}^{n} N_i \tilde{u}_i \qquad \text{(III-3)}$$

Ou Ni =Ni (x, y) désignent les fonctions de forme $\tilde{u}$ et des valeurs nodales indéterminées.

2. introduire (III-3) dans (III-2) il en résulte une erreur ou un résidu ε tel que

$$\varepsilon = \mathcal{L}(\tilde{u}) - F \neq 0 \qquad \text{(III-4)}$$

Ou ε = 0, $\tilde{u} = u$ c.à.d. lorsqu'une solution exacte existe.

3. obtenir une valeur nulle de ε en introduisant une fonction de point arbitraire W tel que

$$\int w(\mathcal{L}(\tilde{u}) - F)\, d\,\Omega = 0,\ k = 1, 2\ldots\ldots N \qquad \text{(III-5)}$$

Ou N Nombre d'inconnues indépendants du système (III-2).

En formulation de Galerkine les fonctions tests sont assimilées aux fonctions de forme.

On pose

$$w_k = N_k \Longrightarrow \int N_k\ \mathcal{L}\left(\sum_{i=1}^{n} N_i \tilde{u}_i\right) d\,\Omega = 0 \qquad \text{(III-6)}$$

On dit que u ∈ $H_0^1(\Omega)$ est une solution faible de (III5 ?) si :

$$\forall\, v \in H_0^1(\Omega) \text{ a } (\tilde{u}, v) \qquad \text{(III-7)}$$

a ($\tilde{u}$, v) est la forme bilinéaire associée à ($\mathcal{L}$)Soit Ω un ouvert borné de R^d et $\partial\Omega$ est régulier.

On considère alors le problème :

$$Lu = f \text{ sur } \Omega \text{ et } u = 0 \text{ sur } \partial\,\Omega = 0 \qquad \text{(III-8)}$$

III-3-3 forme générale des équations du système [10]:

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_\emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x c_\emptyset \emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_y c_\emptyset \emptyset) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right) + S_\emptyset \qquad \text{(III-9)}$$

Ou :

$\emptyset$: Variable généralisée

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

$\Gamma_\emptyset$: Coefficient de diffusion.

$S_\emptyset$: Termes source.

Le tableau (III-9) regroupe les expressions des différents termes dans les différentes équations du système.

Tableau III-1 : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.

Variable $\emptyset$	coefficient d'advection $c_\emptyset$	Diffusivité $\Gamma_\emptyset$	Termes source $S_\emptyset$
Vx	1	μ	$- \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) - \sigma \nabla \left\lvert \frac{\nabla c}{\lVert \nabla c \rVert} \right\rvert \frac{\nabla c}{\lVert \nabla c \rVert}$
Vy	1	μ	$- \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) - \sigma \nabla \left\lvert \frac{\nabla c}{\lVert \nabla c \rVert} \right\rvert \frac{\nabla c}{\lVert \nabla c \rVert}$
T	1	$\frac{k}{\rho c^e}$	$\frac{\varphi}{\rho c^e}$
ρ	1	0	0

III-4Choix d'un maillage :

La méthode des éléments finis repose sur un découpage de l'espace selon un maillage. D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on a tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la « Vraie » solution de l'équation aux dérivés partiels.

Même si une structure géométriquement complexe peut être maillée avec des éléments tétraédriques, elles mai exigent de nombreux éléments et que mai conduire à l'échec parce que la simulation des ressources informatiques. Même un volume de forme régulière mai exigent de nombreux éléments tétraédriques si elle a un ratio très grand aspect. Ici, les éléments hexaèdres ou d'un coin serait un meilleur choix. (Figure III-1) "Objet avec un aspect ratio Large", illustre cette différence. Il montre que le nombre d'éléments tétraédrique (a) est beaucoup plus grand quelle nombre d'éléments hexaédrique (b), si une densité de maillage similaire est maintenue sur la section transversal

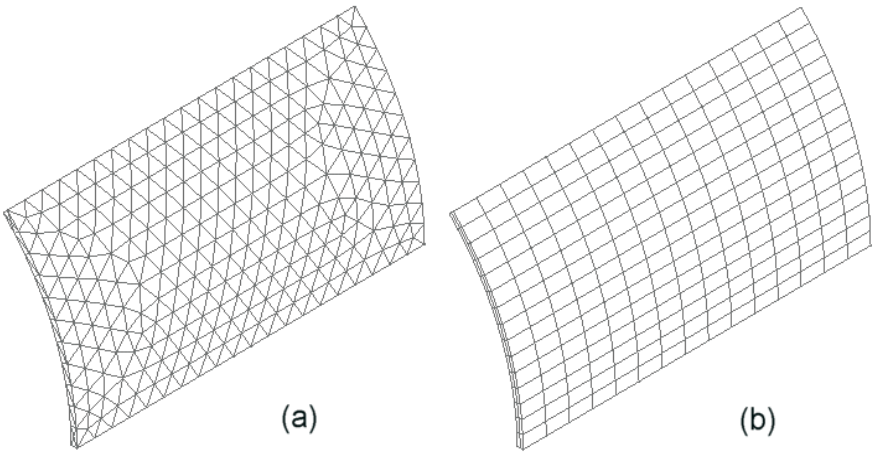


Figure III-1 a) éléments tétraédrique ; b) éléments hexaédrique

III-4-1 Discrétisation :

La discrétisation de ces équations permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par les méthodes numériques traditionnelles. Le procédé de discrétisation par élément fini consiste à écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire [10].

$$([A_e^{transient}] + [A_e^{advection}] + [A_e^{diffusion}])\{\emptyset_e\} = \{S_e^{\emptyset}\} \qquad \text{(III-10)}$$

Pour les intégrales élémentaire, La méthode Galerkin des résiduels pesés est employé.

III-4-1-1Terme temporelle :

Le premier des contributions de la matrice élémentaire est le terme de transition. Sa forme générale est simplement [10]:

$$[A_e^{transient}] = \int w^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset)^e}{\partial_t} \, \mathrm{d\,(vol)} \qquad \text{(III-11)}$$

Avec :

w^e : La fonction pesante pour l'élément, qui est également la fonction de forme.

Pour le nœud i:

$$\int w^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset)^e}{\partial_t} \, \mathrm{d\,(vol)} = \int w_i^e \, \rho c_{\emptyset} w_j^e \, \mathrm{d\,(vol)} \frac{\partial \emptyset_i^e}{\partial t} + \int w_i^e \frac{\partial \rho c_{\emptyset}}{\partial t} w_j^e \, \mathrm{d\,(vol)} \; \emptyset_j^e \qquad \text{(III-12)}$$

Les indices inférieurs i et j indiquent le nombre de nœud. Si la deuxième partie de l'équation (III-11) est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme:

$$M_{ij} = \int w_i^e \, \rho c_\emptyset w_j^e \, d\,(vol) \qquad \text{(III-13)}$$

Si l'approximation localisée de masse est employée.

$$M_{ij} = \delta_{ij} \int w_i^e \, \rho c_\emptyset \, d\,(vol) \qquad \text{(III-14)}$$

Ou: δ_{ij} = delta de Kronecker (0 si i ≠ j, 1 si i = j)

Il y a deux méthodes d'intégration temporelles : Newmark et (backward différence) différence en arrière.

La méthode d'intégration de temps de Newmark ou, la formulation implicite de base nodale, exprime l'étape de temps courant comme la nième étape de fois et l'expression comporte les résultats précédents d'une étape de temps.

$$(\rho\emptyset)_n = (\rho\emptyset)_{n-1} + \Delta t[\delta(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}) + (1-\delta)(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_{n-1}] \qquad \text{(III-15)}$$

Ou:

δ = coefficient d'intégration en temps pour la méthode Newmark

L'équation (III-14) est écrite comme suite:

$$(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_n = \frac{1}{\Delta t\delta}(\rho\emptyset)_n - \frac{1}{\Delta t\delta}(\rho\emptyset)_{n-1} + (1-\frac{1}{\delta}) \qquad \text{(III-16)}$$

III-4-1-2 Terme d'advection:

Il ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection. L'approche dite ligne de courant monotone upwind (MSU), La ligne profilée upwind/Petro-Galerkin (SUPG), et les approches colloquées de Galerkin (COLG).

III-4-1-2-1 Monotone Streamline Upwind Approach (MSU):

Le terme d'advection est manipulé par une approche de ligne de courant monotone basée sur l'idée que le transport pur d'advection est le long des lignes caractéristiques. Il est utile de penser à la formulation de transport d'advection en termes de quantité étant transportée dans un domaine connu de vitesse.

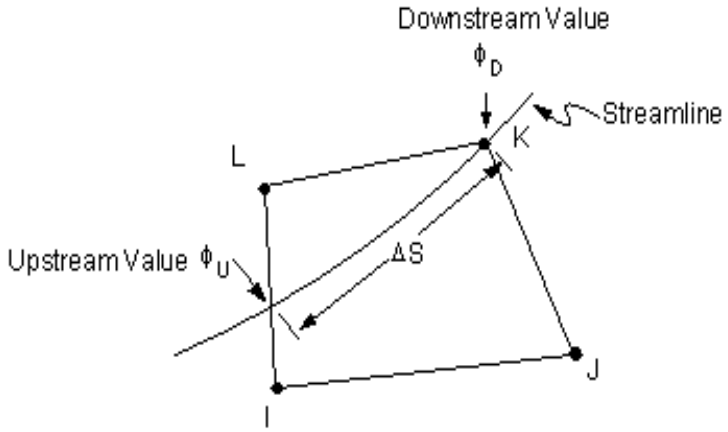


Figure III-2 : l'approche de ligne de courant d'Upwind

Le champ de vitesse lui-même peut être envisagé partout comme ensemble de tangente de lignes profilées aux vecteurs de vitesse. Les limites d'advection peuvent donc être exprimées en termes de vitesses aérodynamiques.

Dans le transport pur d'advection, on suppose qu'aucun transfert ne se produit à travers les lignes caractéristiques, c.-à-d. tout le transfert se produit le long des lignes profilées. Par conséquent on peut supposer que le terme d'advection, s'écrit [10]:

$$\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{\partial s} \qquad \text{(III-17)}$$

Une fois exprimé le long d'une ligne profilée, et donc constant dans tout l'élément, on peut écrire:

$$[A_e^{advection}\ ] = \frac{d(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{ds} \int w^e \, \mathrm{d}\,(\mathrm{vol}) \qquad \text{(III-18)}$$

Cette formulation est faite pour chaque élément, dont chacun aura seulement un nœud qui obtient des contributions de l'intérieur de l'élément. Le dérivé est calculé en utilisant une différence simple:

$$\frac{d(\rho V_s c_\emptyset)}{ds} = \frac{(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)_{u} - (\rho V_s c_\emptyset \emptyset)_D}{Ds} \qquad \text{(III-19)}$$

Ou :

D : l'indice de la valeur on niveau du nœud aval.

U : l'indice de la valeur prise à l'endroit où la rationalisation dans le nœud sous le vent pénètre dans l'élément.

Δs = la distance du point situé en amont à l'aval du nœud.

La valeur à l'endroit ascendant est inconnue mais peut être exprimée en termes de valeurs nodales inconnues qu'il est entre l'amont et l'aval.

Le processus consiste à cycler par tous pour l'élément et identifier les nœuds arrière. Le calcul effectué est basé sur les vitesses, pour voir d'où elle est venue la ligne profilée dans le nœud. Des facteurs pesants sont calculés, basé sur la proximité de l'endroit d'upwind aux nœuds voisins.

III-4-1-2-2 La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) :

L'approche de SUPG se compose d'une discrétisation de Galerkin du terme d'advection et d'un additionnel de diffusion-un terme de perturbation qui agit seulement dans la direction d'advection [10]:

$$[A_e^{advection}] = \int w^e \left\{\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right\} \mathrm{d}\,(\mathrm{vol}) + C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{mag}} \{\frac{V_x \partial \omega^e}{\partial_x} + \frac{V_y \partial \omega^e}{\partial_y}\} \{\frac{V_x \partial(\rho c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\} \mathrm{d}\,(\mathrm{vol}) \quad \text{(III-20)}$$

Ou:

C2τ = coefficient global réglé à 1,0.

h = longueur d'élément le long de la direction d'advection.

$$U_{mag} = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \qquad \begin{cases} 1 & si 0 \le p < 3 \\ \frac{p_e}{3} & si p_e \ge 0 \end{cases}$$

$$p_e = \frac{\rho c_p U_{mag}}{2\Gamma_\phi} h \qquad \text{Nombre de peclet}$$

Il est clair que pour l'approche de SUPG la maille est raffinée, les termes de perturbation tend à zéro et la formulation de Galerkin approche à l'exactitude du second degré.et donc le terme de perturbation fournit la stabilité nécessaire qui est absente dans la discrétisation pure de Galerkin.

III-4-1-2-3 Approche Colloquée De Galerkin (COLG):

L'approche de COLG emploie le même arrangement de discrétisation avec l'approche de SUPG avec un concept colloqué. Dans cet arrangement, un deuxième ensemble de vitesses, (les vitesses nodales élément-élément-based) qui sont faites pour satisfaire l'équation de continuité, tandis que les vitesses traditionnelles sont faites pour satisfaire les équations de quantité de mouvement [10].

$$[A_e^{advection}] = \int W^e \left\{\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right\} \mathrm{d\ (vol)} + C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{mag}^e}\{\frac{V_x^e \partial W^e}{\partial_x} + \frac{V_y^e \partial W^e}{\partial_y}\}$$

$$\{\frac{V_x^e \partial(\rho c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{V_y^e \partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\} \mathrm{d\ (vol)} \qquad \text{(III-21)}$$

Dans cette approche, l'équation de pression est dérivée à partir des vitesses nodales (élément-élément-basé), et elle est généralement asymétrique. La conservation exacte soit préservée même sur les mailles brutes.

III-4-1-3 Terme de Diffusion :

L'expression pour les termes de diffusion vient d'une intégration au-dessus du domaine de problème après la multiplication par la fonction pesante [10].

$$\text{Diffusion contribution} = \int W^e \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x})\ \mathrm{d\ (vol)} + \int W^e \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y})\ \mathrm{d\ (vol)} \qquad \text{(III-22)}$$

Toutes les variables en x ou y sont traitées de mode semblable. Par conséquent, l'illustration est avec le terme dans la direction de x. Une intégration par partie est appliquée [10]:

$$\int W^e \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x})\ \mathrm{d\ (vol)} = \int \frac{\partial W^e}{\partial x} \Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\ \mathrm{d\ (vol)} \qquad \text{(III-23)}$$

Une fois que la dérivé du φ est remplacé par les valeurs nodales et les dérivés de peser fonctionnent, les valeurs nodales seront enlevées des intégrales

$$\frac{\partial \emptyset}{\partial x} = W_x^e \emptyset \qquad \text{(III-24)}$$

$$W_x^e = \frac{\partial W^e}{\partial x} \qquad \text{(III-25)}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme:

$$[A_e^{diffusion}] = \int (W_x^e \Gamma_\emptyset W_x^e + W_y^e \Gamma_\emptyset)\ \mathrm{d\ (vol)} \qquad \text{(III-26)}$$

III-4-1-4 Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite [10]:

$$S_{\emptyset}^{e} = \int W^{e} \, S_{\emptyset} \, d\,(vol) \qquad \text{(III-27)}$$

III-5 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :

III-5-1 Bilan Thermique : Equation De Chaleur

Soit v une partie quelconque de **V** limitée par la surface s

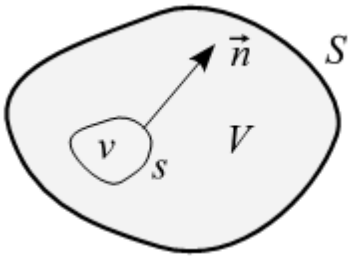


Figure III-3 : Bilan thermique

La puissance thermique stockée dans **v** est égale a la somme de la puissance thermique q générée par les sources volumiques contenues dans **V** et de la puissance thermique reçue sous forme de flux a travers la surface **S [12]**:

$$\int \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int q dv + \int -\vec{n}(-\bar{\bar{\lambda}} \overrightarrow{grad}\ T)\, ds \qquad \text{(III-28)}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - \text{div}\,(\bar{\bar{\lambda}} \overrightarrow{grad}\ T)\, q = 0 \qquad \text{(III-29)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-28) s'écrit dans le repère orthonormé {x, y}[12] :

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + q \qquad \text{(III-30)}$$

Où : $\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$

III-5-2 Forme discrétisée : éléments finis :

La solution analytique de l'équation (III- 30) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galerkin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.
Le domaine V est décomposé en sous-domaines Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

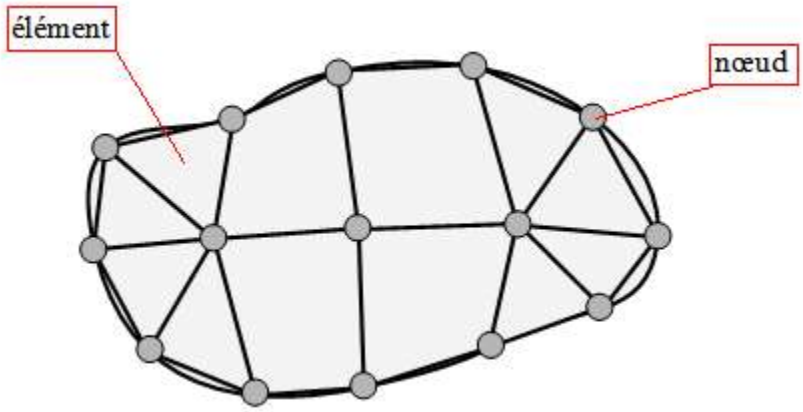


Figure III-4 : Domaine plan discrétisé en 12 élément relies entre eux par 15 nœuds.

III-5-2-1Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures :

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression [11].

$$T^e(x,y,t) = [N_1^e(x,y) \dots . N_i^e(x,y) \dots N_{n^e}^e(x,y)] \begin{cases} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{cases} \qquad \text{(III-31)}$$

$$T^e(x,y,T) = [N^e(x,y)]\{T_{(t)}^e\}$$

Ou :

- n^e est le nombre de nœuds de l'élément.
- les fonctions$N_i^e\ (x, y)$ sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- la matrice $N^e\ (x, y)$ est la matrice d'interpolation élémentaire
- le vecteur $T_{(t)}^e$ regroupe les températures des nœuds de l'élément (e)

III-5-2-2 Représentation globale du champ de températures :

Le champ de températures T(x, y, t) a pour expression sur l'ensemble du domaine V

$$T(x, y, t) = [N_1(x,y) \dots N_i(x,y) \dots N_n(x,y)] \begin{Bmatrix} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{Bmatrix} \quad \text{(III-32)}$$

$$T(x, y, t) = [N(x, y)]\{T(t)\}$$

Ou :

- n est le nombre de nœuds du maillage.
- les fonctions N_i (X, y) sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme).
- la matrice N $[(x, y)]$ est la matrice d'interpolation.
- $\{T\ (t)\}$ est le vecteur des températures nodales.

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e(x_j, y_j) = \delta_{ij} \qquad N_i(x_j, y_j) = \delta_{ij} \ ; \ \forall i, j$$

Ou (x_i, y_j) sont les coordonnées du nœud j

III-5-3 Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine: $T = [N]\ \{T\}$

$$\text{Et } \{\text{grad T}\} = [B]\{T\} \text{ avec } [B] = [\{B_1\}..\{B_i\} \dots \{B_n\}]$$

Où :$\{B_i\}$ dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique…) pour un problème spatial , $\{B_i\}$ s'écrit dans le repère orthonormé (x, y).

$$\{B_i\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{Bmatrix}$$

$T^* = [N]\ \{T^*\} = \{T^*\}^T [N]^T$ et $\{\text{grad } T^*\} = [B]\ \{T^*\}$, $\{\text{grad } T^*\}^T = \{T^*\}^T [B]^T$.

En portant ces relations dans l'équation (III-28), il vient :

$$\{T^*\}([C]\ \{\dot{T}\} + [k]\ \{T\} - \{F\}) = 0 \quad \text{(III-33)}$$

$$[K] = \int_V [B]^T \lambda [B]\, dv + \int_s h [N]^T [N]\, ds \quad \text{(III-34)}$$

Ou :

$[C]$: est la matrice de capacité thermique [j /c°]

$[K]$: est la matrice de conductivité thermique [W/m°C]

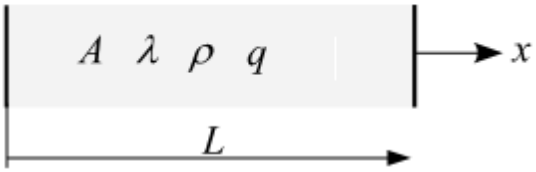
$\{F\}$: est le vecteur des flux nodaux $[W]$

$\{T\}$: est le vecteur des températures nodales [C°]

III-5-4Exemple de calcul élémentaire :

Elément a deux nœuds (problème a une dimension)

Considérons un élément à deux nœuds de longueur L dont les caractéristiques A, λ, ρ et q sont constants.



Fonctions d'interpolation sur un élément à deux nœuds :

$$N_1^e = 1 - \frac{x}{L}$$

$$N_2^e = \frac{x}{L}$$

$$L = x_1 + x_2$$

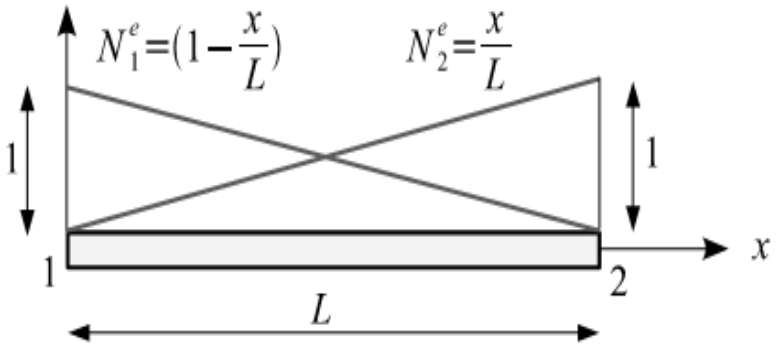


Figure III-5 : Elément a deux nœuds

Le champ de températures dans l'élément s'écrit [12]:

$$T(x) = (1 - \frac{x}{L})\, T_1 + \frac{x}{L}\, T_2 = \frac{1}{L}[L\text{-}x \quad x]\begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{Bmatrix} = [N]\,\{T\} \qquad \text{(III-35)}$$

Où T_1 et T_2 les températures nodales. On en déduit la matrice [B] :

$$[B] = \left[\frac{\partial N_1}{\partial x} \ \frac{\partial N_2}{\partial x}\right] = \frac{1}{L}[-1 \ \ 1],\ [B]^T = \frac{1}{L}\begin{bmatrix}-1\\1\end{bmatrix} \qquad \text{(III-36)}$$

La matrice de conductivité [k] :

$$[K] = \int [B]^T \lambda [B] dv = \int_0^L \lambda A\, [B]^T [B] dx = \frac{\lambda A}{L}\begin{bmatrix}1 & -1\\-1 & 1\end{bmatrix} \qquad \text{(III-37)}$$

La densité de flux calculée avec la formule :

$$\varphi_x(x) = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = -\lambda [B]\{T\} = \frac{-\lambda}{L}(T_2 - T_1) \qquad \text{(III-38)}$$

III-6 Conclusion :

Les modèles physiques mis en place dans le chapitre précédent permettent de prendre en compte tout les couplages entre les principaux phénomènes physiques entrant en jeux, et le passage du domaine contenu au domaine discontinu pour la résolution du problème était nécessaire.

Dans ce chapitre on a présenté les trois grands méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles, et choisie la méthode des éléments finis pour discrétisé la forme générale des équations du system et l'équation de chaleur.

Résultats et discussion

IV-1 INTRODUCTION:

Dans ce chapitre les résultats obtenus par le calcul numérique sont discutés et interprétés.

Pour résoudre un problème d'écoulement turbulent ; on à utilisé un logiciel de calcul qui traité des écoulements turbulents des fluides incompressible.

Le principe de cette étape repose sur l'étude de l'influence de la vitesse d'attaque et le température à l'intérieur de l'échangeur a plaque.

Nous avons donc essayé d'appliquer le modèle mathématique pour le cas d'un écoulement entre les défirent forme de plaque et comparer les profiles des vitesses et température et pression turbulente par l'application du modèle K-ε.

Les résultats obtenus sur les profils de vitesse, de l'énergie turbulent ainsi que le champ de pression et de température ont été réalises avec de logiciel ANSYS.

ANSYS Inc., créé en 1970 aux Etats-Unis, est le numéro un mondial des logiciels de modélisation et simulation. Depuis, son objectif est de développer et de fournir des logiciels de simulation en mécanique des structures, mécanique des fluides, électromagnétique et explicite (très grande vitesse et très grandes déformations). Pour mener notre étude par modélisation numérique, on a utilisé le logicielle numérique ANSYS, qui est l'un des codes de calcul, basé sur la méthode d'éléments finis.

Le logicielle « ANSYS » comprend plusieurs composantes telles que : ANSYS/Professionnel, ANSYS/ Multiphisics, ANSYS/ Structural….etc. Chaque composante est destinée à l'un des domaines d'ingénierie, et son choix met automatiquement à la disposition de l'utilisateur les processus adéquats (type d'élément, conditions aux limites, tracés,…etc.). Dans notre analyse, on a utilisé les modules thermal dans ANSYS/ Multiphasique, qui permet de traiter la majorité des problèmes du mécanique des fluides et des transferts de chaleur.

IV-2 Conditions de fonctionnement et description du domaine :

Dont ce projet étude le transfert de chaleur et l'écoulement d'eau turbulent et incompressible au niveau de la zone intérieur du l'échangeur à plaque, Les modèles montres dans la figure (IV-1) ces trois géométries de plaque (simple, carré et rectangulaire). Les matériaux utilisés dans cette étude est l'acier inoxydable et l'eau dont les caractéristiques thermiques sont données dans les tableaux (IV.1) et (IV-2) à différentes températures

Les aciers inoxydables présentent une excellente résistance à la corrosion. Ces aciers riches en chrome sont ductiles et ont une résistance mécanique élevée. Ils sont amagnétiques et sont formables et soudables. Le procédé d'écrouissage permet d'augmenter leur résistance mécanique, bien que cela rende parfois le métal légèrement magnétique et peut éventuellement réduire la résistance à la corrosion.

Tableau IV-1 : Les propriétés thermiques d'acier à déférant température

Température $c°$	Densité $[Kg/m3]$	Conduction thermique [W/m°C]	chaleur spécifique [kJ/kg°C]
25	**7780**	**14.92**	**0.456**
50	**7788**	**15.23**	**0.463**
80	**7795**	**15.61**	**0.470**
110	**7805**	**15.89**	**0.477**
130	**7825**	**15.92**	**0.481**
160	**7830**	**16.63**	**0.487**

Tableau IV-2 : Les propriétés thermiques d'eau à déférant température

Température $c°$	Viscosité Dynamique Kg/m s	Densité $[Kg/m3]$	Conduction thermique [W/m°C]	chaleur spécifique [kJ/kg°C]
25	**0.000893**	**1000**	**0.609**	**4.21**
50	**0.000529**	**999**	**0.642**	**4.22**
80	**0.000355**	**997**	**0.669**	**4.193**
110	**0.0000125**	**0.573**	**0.025**	**2.017**
130	**0.0000133**	**0.54**	**0.0267**	**1.996**
160	**0.0000145**	**0.5**	**0.029**	**1.98**

Dans la figure IV-1 sont présentés les trois modèles utilisés dans notre calcul. Touts les dimensions sont données en millimètre.

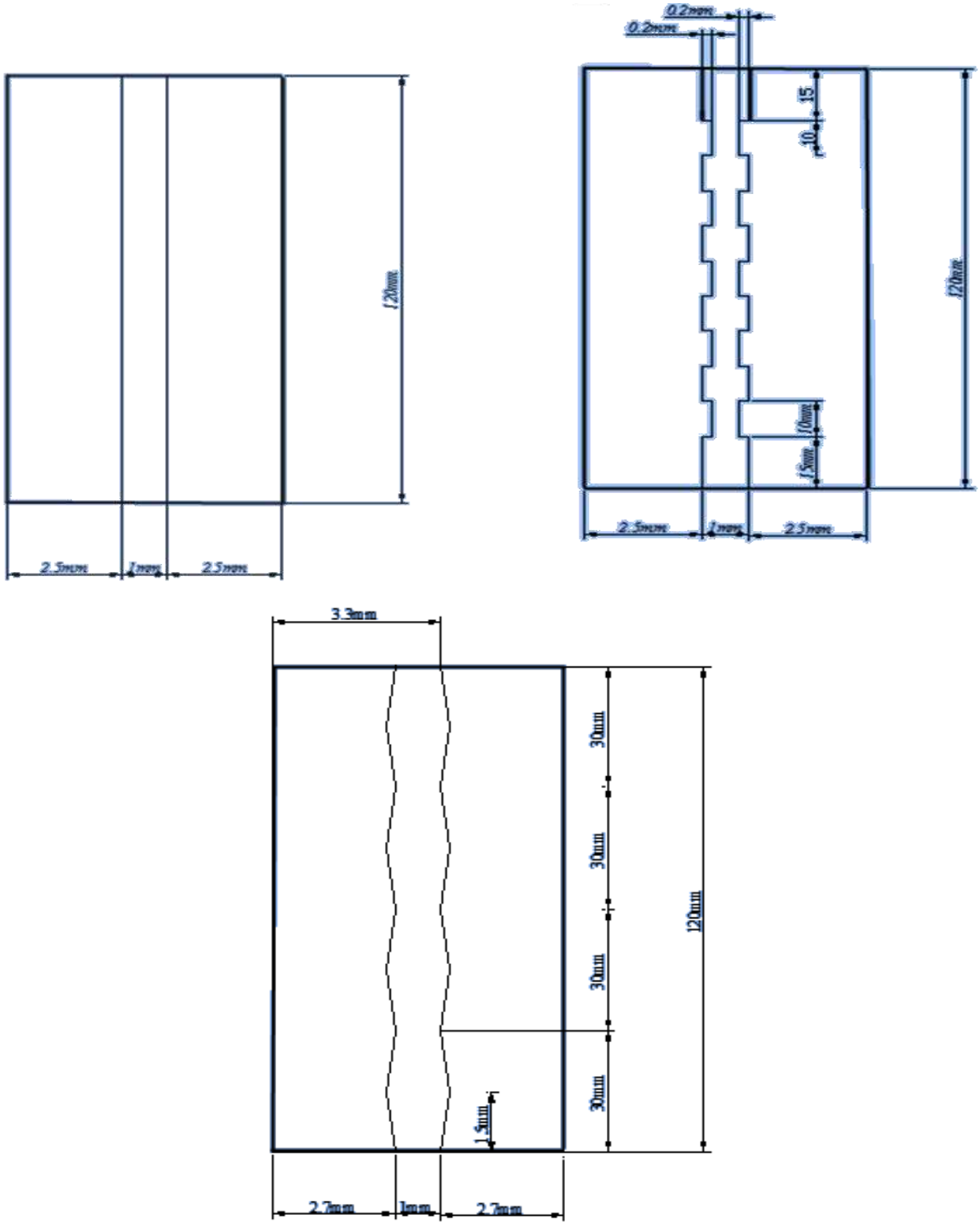


Figure IV-1 : schéma descriptif des plaques

IV-3 Les Conditions initiales et Les conditions aux limites :

IV-3-1Les conditions initiales :

- **Section d'entrée :**

Les conditions initiales sont nécessaires au démarrage du calcul et peuvent avoir en effet importante sur les résultats. Donc il faut faire définie des valeurs de profile de vitesse et température.

IV-3-2Les conditions aux limites:

La procédure de résolution de l'équation d'un écoulement turbulent exige que les conditions aux limites doivent être spécifiées le long du domaine d'écoulement pour chaque propriété physique gouvernée par une équation différentielle.
Le tableau ce dessous donnée condition initiale et limite de déférant propriété.

Tableau IV-3 : Les Conditions initiales et Les conditions aux limites :

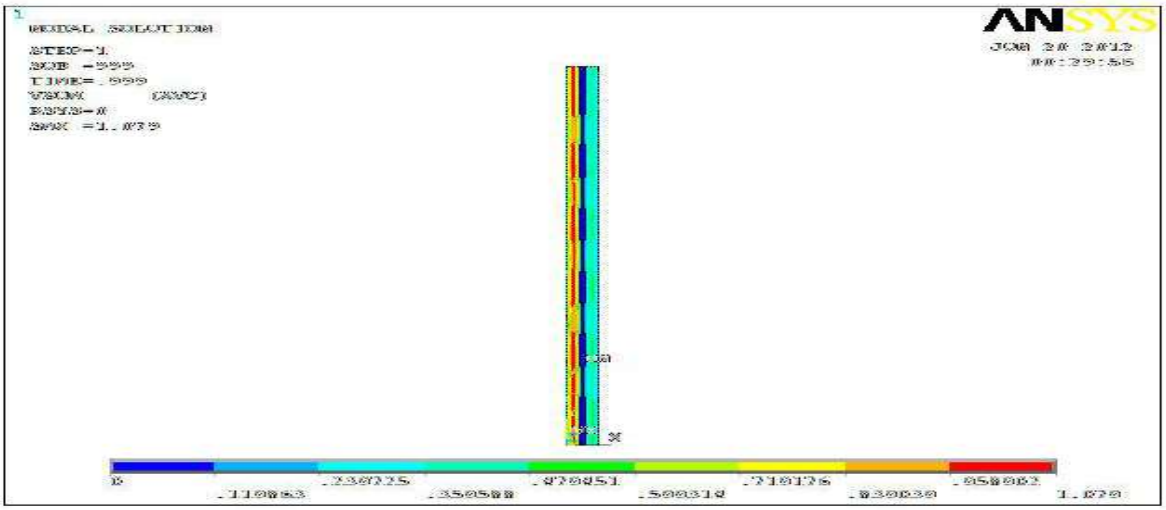
		V (m/s)	T(K)
Couté Froid eau	Entrée	0.4	291
	Sortie	-	-
	Paroi	0	-
Couté Froid eau	Entrée	0.9	383
	Sortie	-	-
	Paroi	0	-
Acier	Paroi	0	298

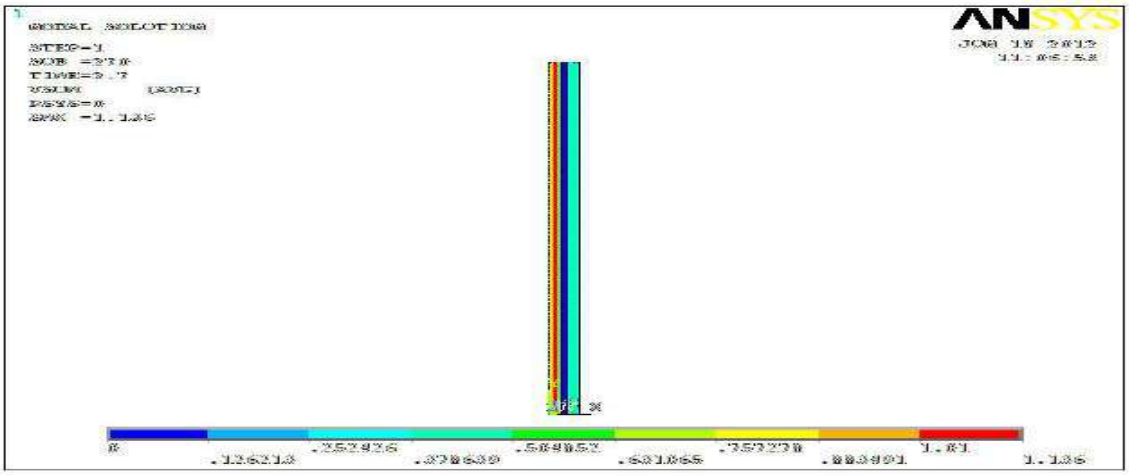
Tableau IV-4 : valeurs des points étudie

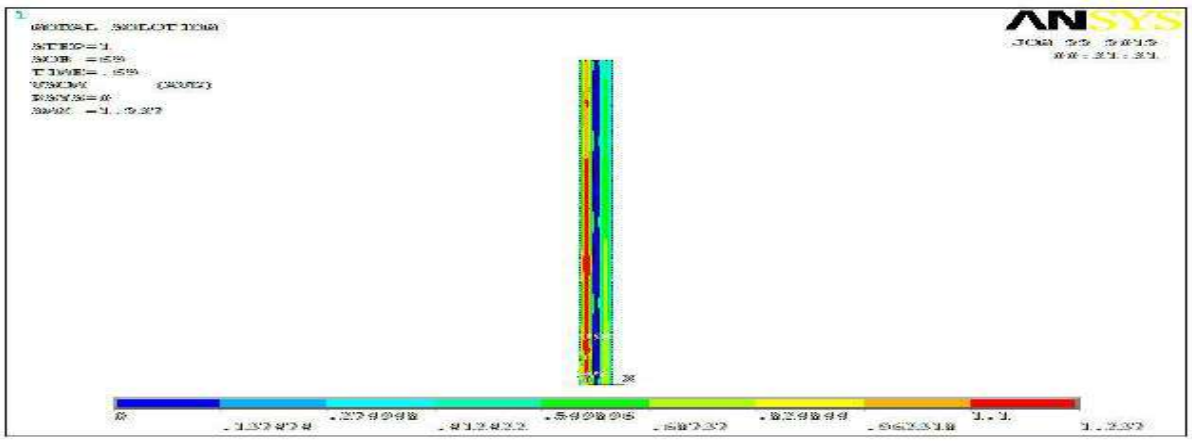
nœud	Coté chaude		nœud	Coté froide	
	X(m)	Y(m)		X(m)	Y(m)
1686	$0,13\ 10^{-2}$	0 ,118	407	$0,46\ 10^{-2}$	0,114
1066	$0,13\ 10^{-2}$	0 ,627	870	$0,46\ 10^{-2}$	$0,82\ 10^{-1}$
325	$0,13\ 10^{-2}$	$0,19\ 10^{-1}$	1030	$0,46\ 10^{-2}$	$0,19\ 10^{-1}$
311	$0,13\ 10^{-2}$	$0,24\ 10^{-2}$	1016	$0,46\ 10^{-2}$	$0,24\ 10^{-2}$

IV-4 **résultats et intréprétation :**

IV-4-1 **champs de vitesse** :







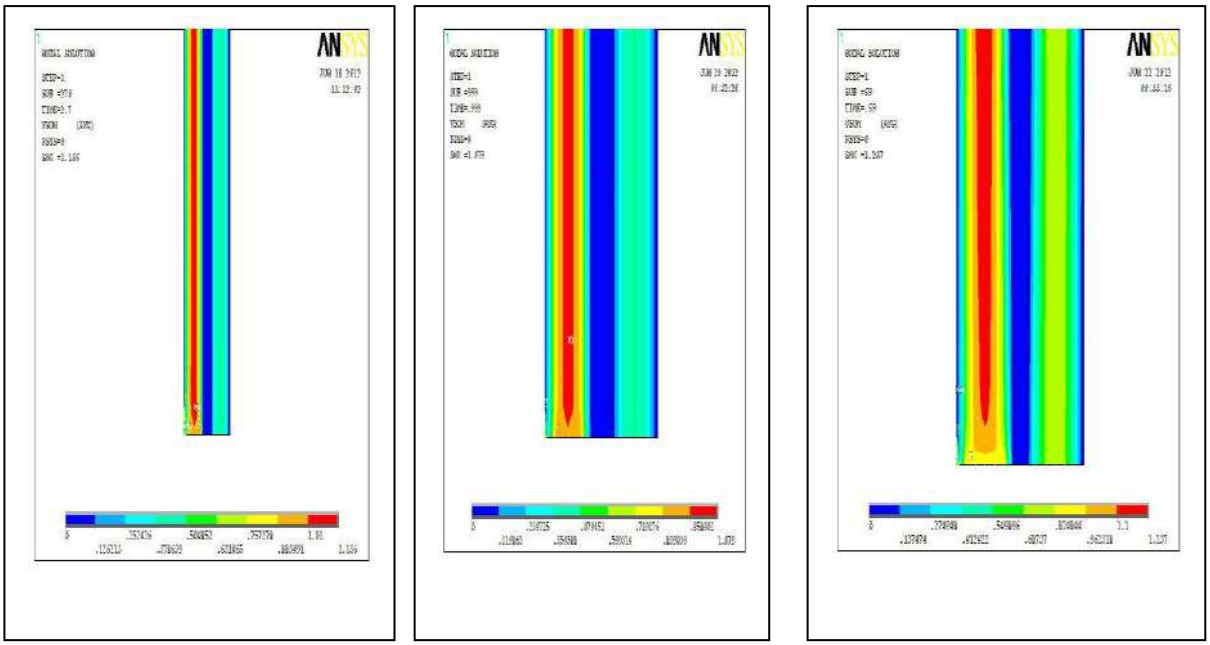


Figure IV-2 : représentation spatiale de champs de vitesse dans le domaine d'application de trois modèles

La figure (IV-2) montre une représentation spatiale de la variation de champ de vitesse dans les trois modèles. On constate qu'il ya une régularité dans les champs de vitesse pour les deux premiers cas (simple et carré) cela veux dire qu'il ya une diffusion dynamique axiale. Par contre dans l'autre cas (triangulaire), il ya une irrégularité de champ de vitesse du deux côté ce qui favorise la diffusion dynamique transversale.

Tableau IV-5 : variation de vitesse en fonction de temps

	Evolution de la vitesse en (m/s) du coté :								
	chaude				froide				
t(s)	1	2	3	4	1	2	3	4	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	Modèle simple
0.01	0,19137	0,62629	0,96671	1,09856	-0,48851	-0,30268	-0,15704	-0,10046	
0.1	0,68644	0,89753	1,05466	1,11048	-0,49273	-0,45482	-0,32826	-0,30156	
0.2	0,95798	1,03747	1,09122	1,11561	-0,49486	-0,49062	-0,43025	-0,41847	
0.3	1,10054	1,11102	1,11936	1,11827	-0,49669	-0,49982	-0,48018	-0,47395	
0.4	1,17675	1,14441	1,12382	1,11769	-0,49662	-0,50414	-0,5025	-0,49952	
0.5	1,19145	1,15148	1,12231	1,11807	-0,49615	-0,50551	-0,50905	-0,51093	
0.6	1,19808	1,16132	1,13179	1,11988	-0,49612	-0,50213	-0,5131	-0,51655	
0.7	1,20179	1,16401	1,13504	1,12038	-0,49732	-05062	-0,51479	-0,51872	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	Modèle triangulaire
0.01	0,03385	0,51142	0,91559	1,02166	-0.4557	-0,24516	-0,08646	-0,01955	
0.1	0,35007	0,68495	0,97317	1,03013	-0,45571	-0,32295	-0,23424	-0,18221	
0.2	0,56845	0,801	1,00268	1,03455	-0,45786	-0,40359	-0,37729	-0,33672	
0.3	0,71094	0,88862	1,03203	1,0383	-0,45929	-0,45926	-0,49068	-0,46103	
0.4	0,79336	0,93776	1,06101	1,04161	-0,46087	-0,51276	-0,58063	-0,55978	
0.5	0,85212	0,97282	1,05916	1,04421	-0,46243	-0,54872	-0,64343	-0,62996	
0.6	0,85912	0,97898	1,07064	1,04431	-0,46335	-0,56981	-0,65257	-0,68006	
0.7	0,88759	1,00444	1,07814	1,04758	-0,46438	-0,58286	-0,69056	-0,70486	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	Modèle carrée
0.01	0,41297	0,569	0,89515	1,06981	-0,47571	-0,35785	-0,26259	-0,18672	
0.1	1,04676	0,97649	1,07041	1,07687	-0,47915	-0,447	-0,48562	-0,49391	
0.2	1,04859	0,97776	1,07089	1,07699	-0,47917	-0,44747	-0,48544	-0,49441	
0.3	1,04421	0,97531	1,06903	1,07673	-0,47913	-0,44643	-0,48307	-0,49088	
0.4	1,05002	0,97818	1,06944	1,07688	-0,47914	-0,4461	-0,4819	-0,48925	
0.5	1,04168	0,9728	1,06932	1,07639	-0,47912	-0,44553	-0,48056	-0,48739	
0.6	1,04243	0,97261	1,06706	1,0763	-0,47908	-0,44487	-0,47889	-0,48525	
0.7	1,03373	0,97103	1,06753	1,07644	-0,47907	-0,44459	-0,4784	-0,48428	

Coté chaude **Cote froide**

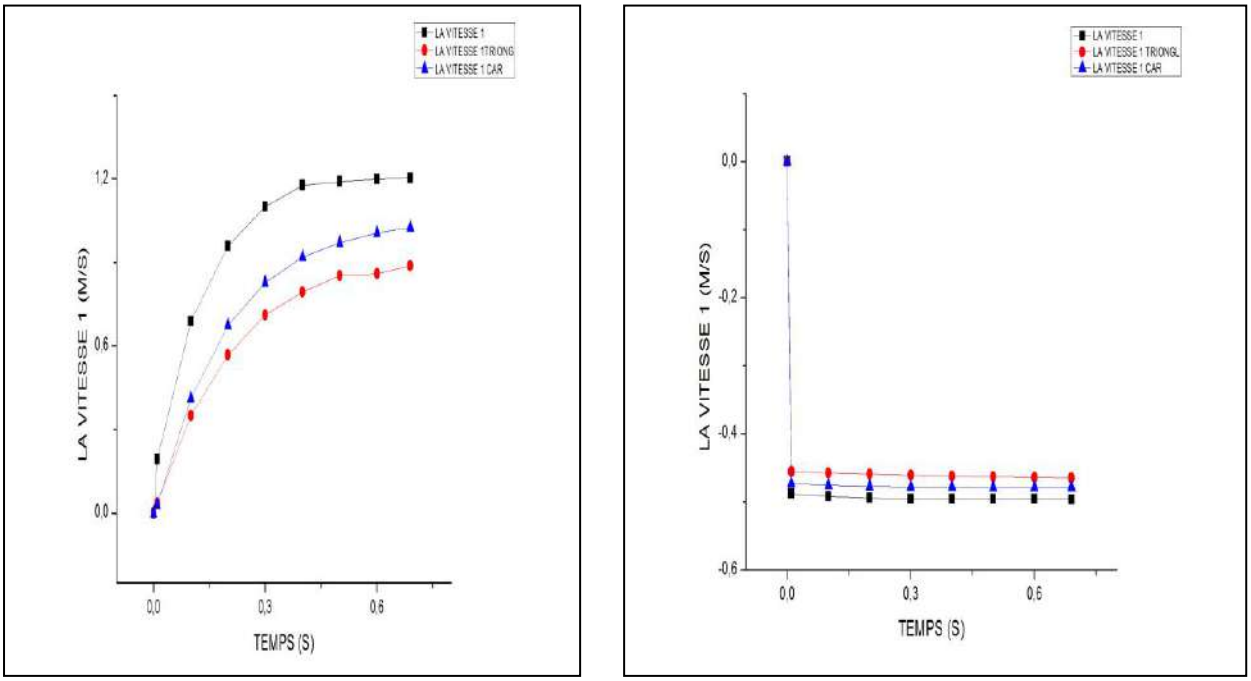


Figure IV-3 : profils de vitesse pour les trois types de plaques au point(1)

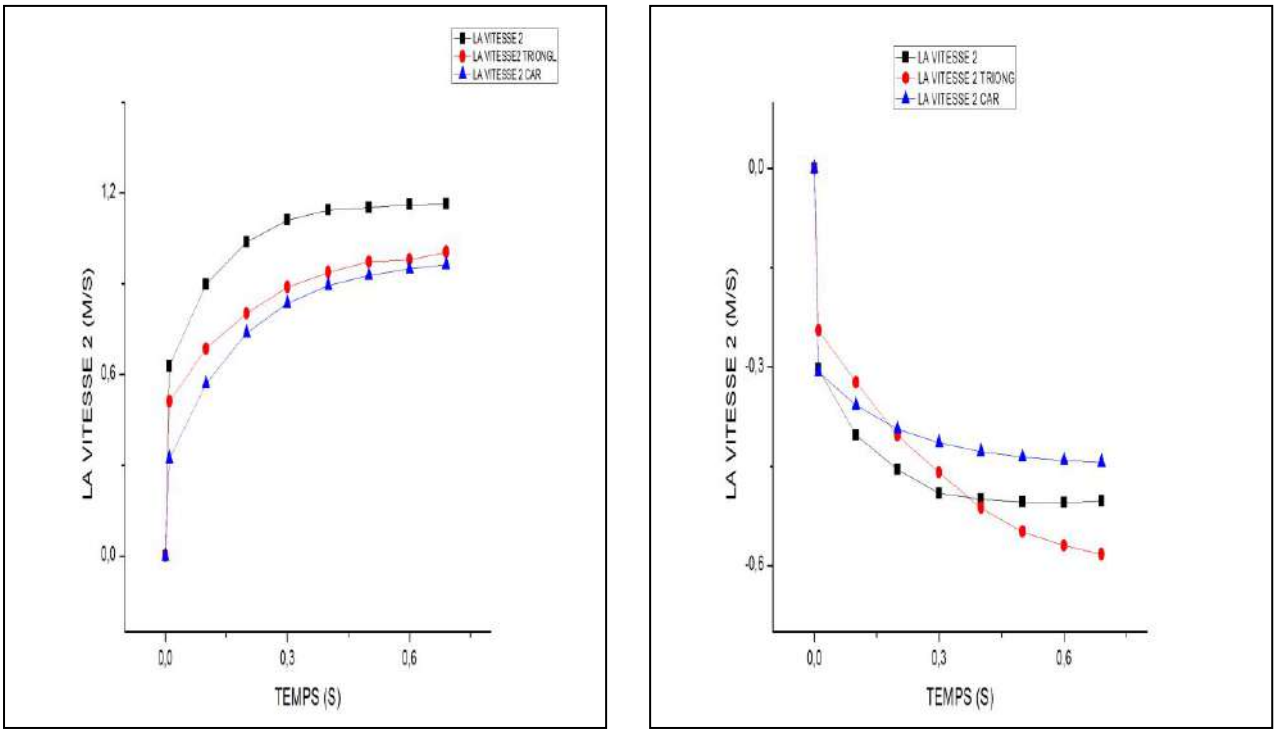


Figure IV-4 : profils de vitesse pour les trois types de plaques au point(2)

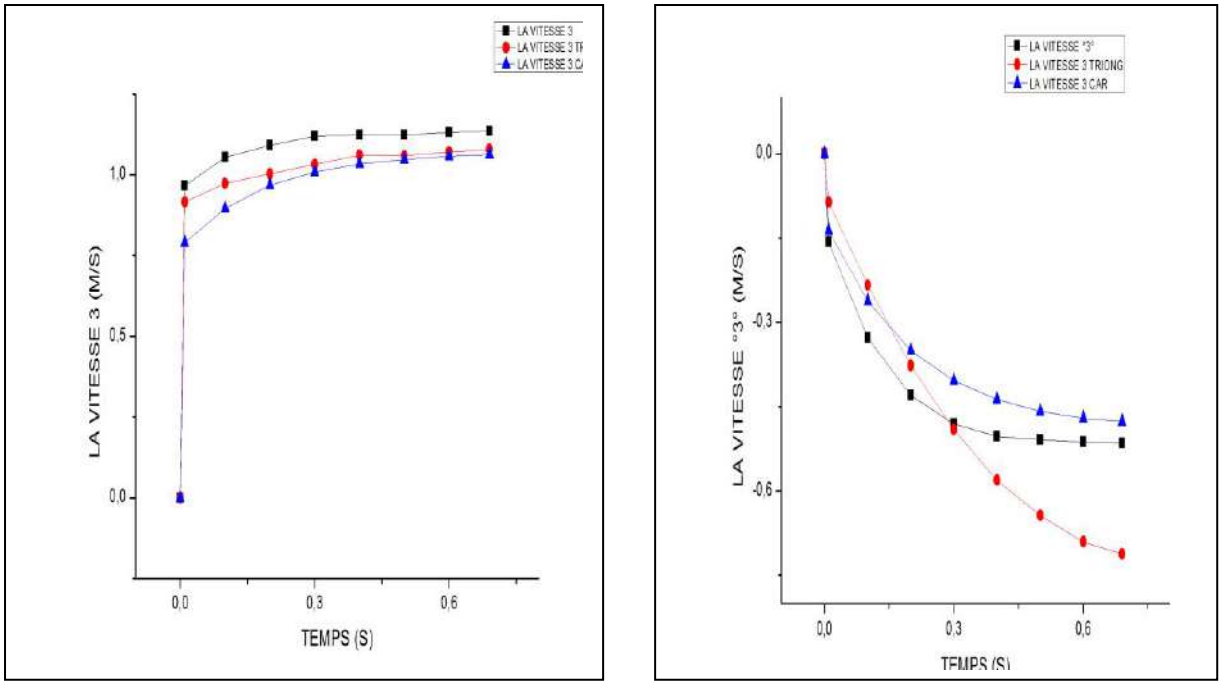


Figure IV-5 : profils de vitesse pour les trois types de plaques au point(3)

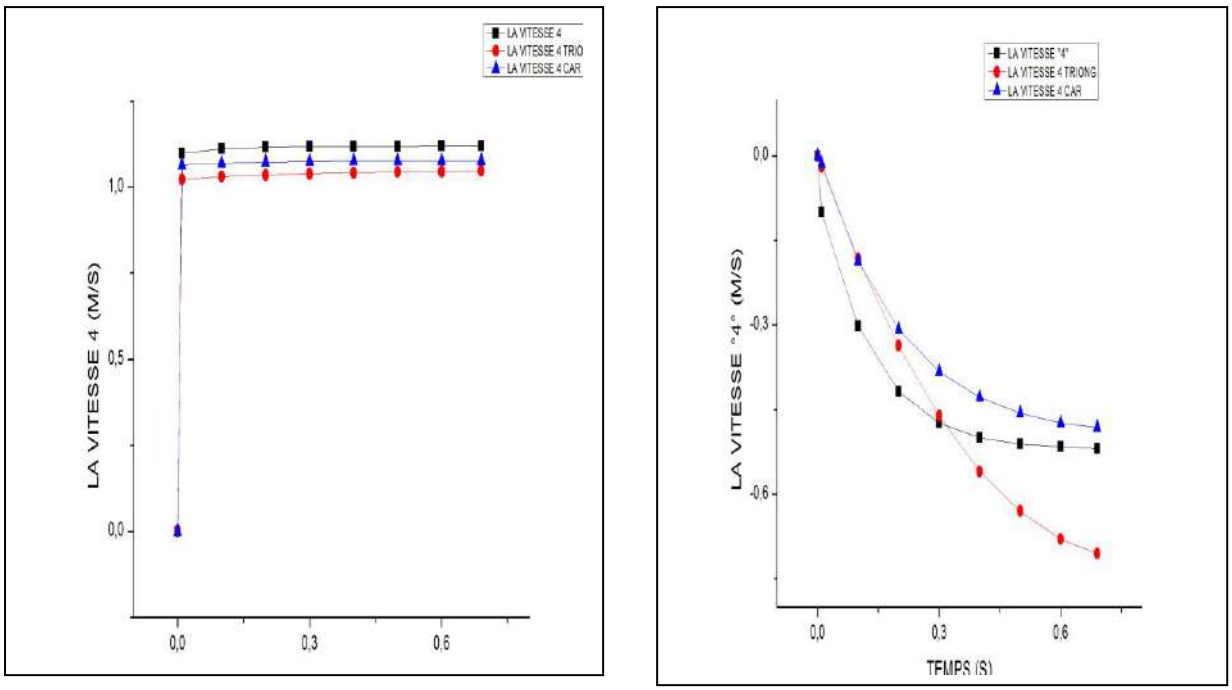
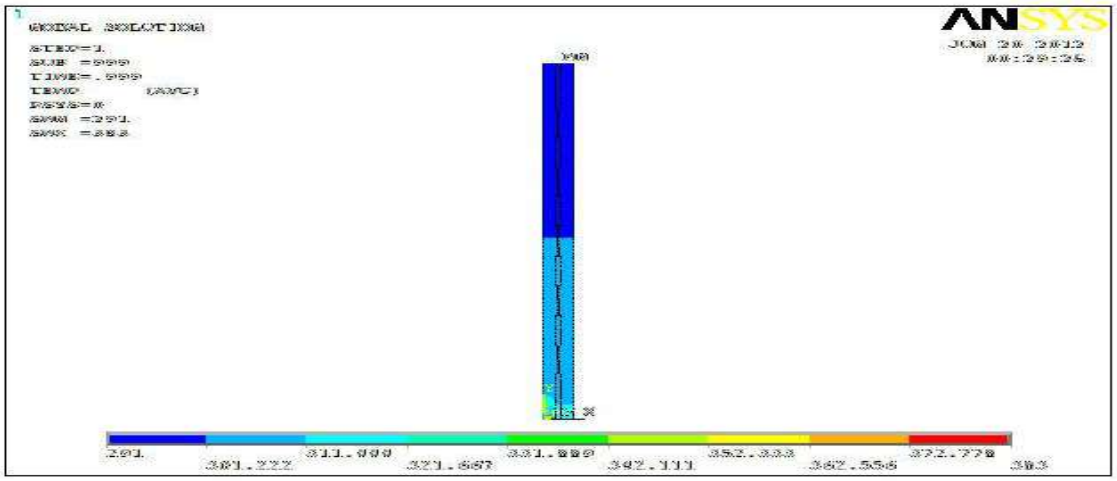


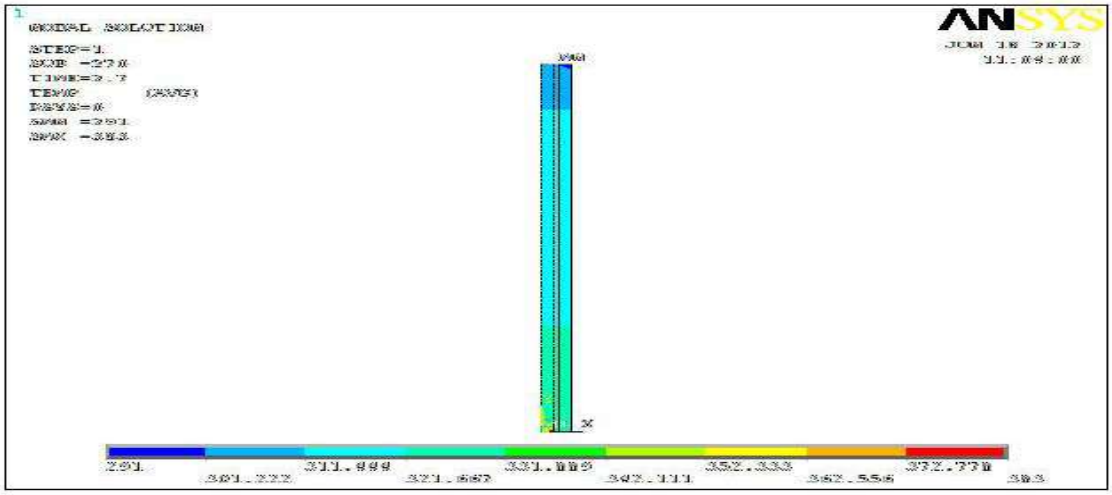
Figure IV-6 : profils de vitesse pour les trois types de plaques au point(4)

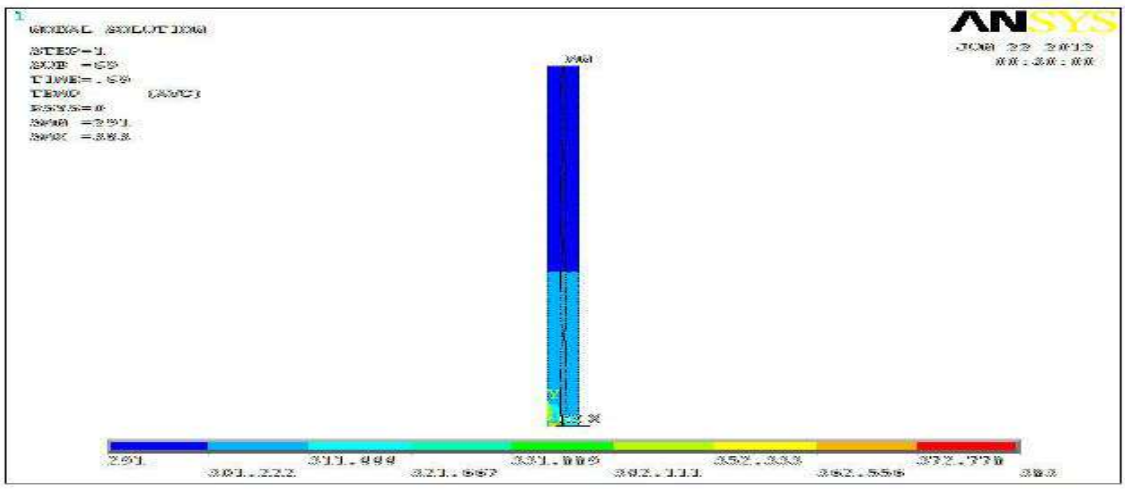
Les figures IV (3), IV (4), IV(5), IV(6) montre les profils des vitesses pour différents points dans les côtés chaud et froid de l'échangeur.

- On constate que du coté du fluide chaud, au point (1) la vitesse obtenue est de 1.2m/s pour la configuration : échangeur avec plaque (lisse). Cette valeur de la vitesse est plus élevée. On peut expliquer ceci par la planéité de la géométrie de la plaque.
  L'écoulement dans ce cas moins perturbé. Par contre et à cause des perturbations importantes dans les deux autres plaques, à profiles des sections triangulaire et carré (géométrie complexe), on note que l'évolution de la vitesse est moins importante que le premier type.
- Du coté du fluide froid, il y a une augmentation de vitesse jusqu'à V = 0,6 m/s au point (4), puis elle reste quasi constante.

IV -4-2 **champs de température :**







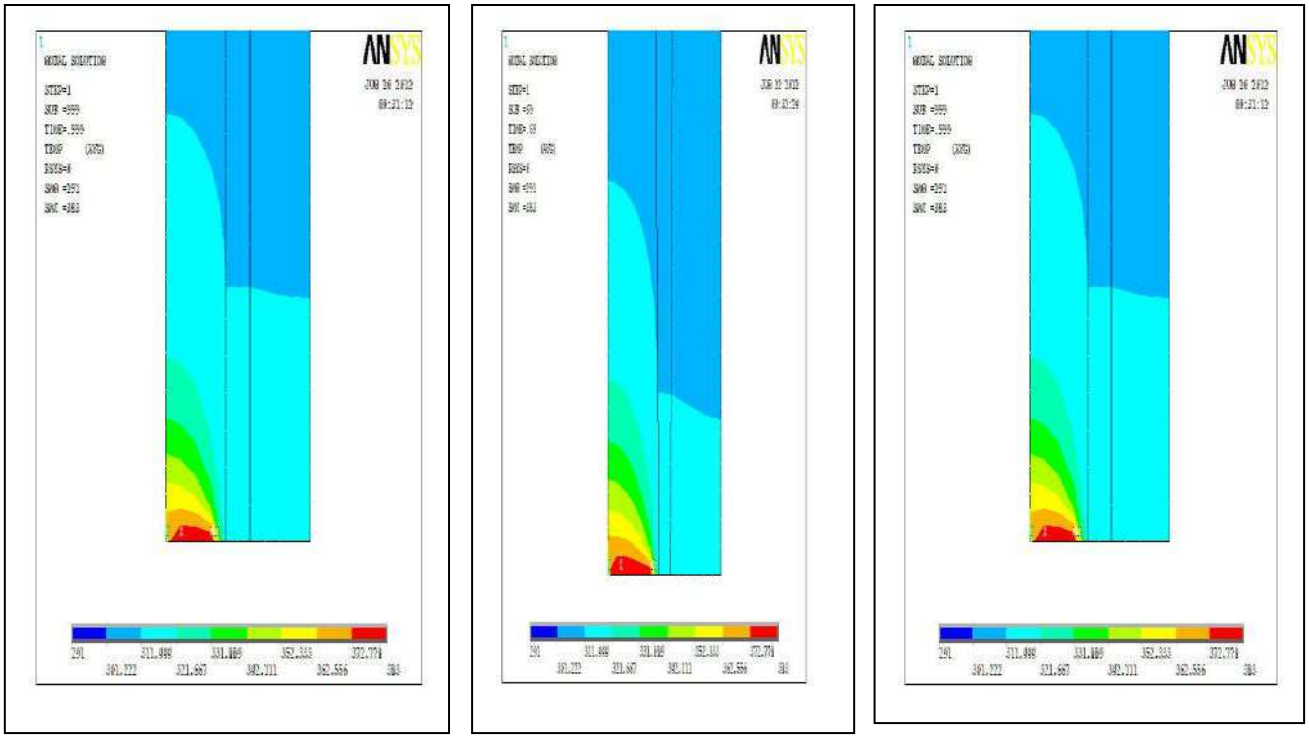


Figure IV-7 : représentation spatiale de champs de température dans le domaine D'application de trois modèles

La figure (IV-7) montre une représentation spatiale de la distribution de température dans les trois modèles.

On remarque une bonne interaction l'eau / acier, qui favorise le transfert de chaleur transversale rapide dans le type simple (géométrie lisse), mais par contre pour les autres types carrée et triangle (géométrie complexe).

Tableau IV-6 : variation de la température en fonction de temps

	Evolution de la température (k) du coté								
	chaude				froide				
t(s)	1	2	3	4	1	2	3	4	
0	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	Modèle simple
0.01	292.971	292.971	293.078	308.449	292.644	293.00	293.078	294.325	
0.1	292.833	292.833	296.447	314.190	292.530	293.154	296.447	300.565	
0.2	292.809	292.809	299.482	316.966	292.510	293.986	299.482	303.893	
0.3	292.996	292.996	301.805	318.961	292.667	295.119	301.805	306.284	
0.4	293.422	293.422	303.716	320.565	293.022	296.317	303.716	308.200	
0.5	294.031	294.031	305.357	321.914	293.531	297.514	305.357	309.821	
0.6	294.764	294.764	306.809	323.209	294.143	298.688	306.809	311.240	
0.7	295.490	295.490	308.129	324.262	294.819	299.835	308.128	312.514	
0	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	Modèle triangulaire
0.01	292.967	293.00	293.082	314.962	292.122	293.00	296.082	294.357	
0.1	292.838	293.155	296.428	319.361	292.049	293.157	296.428	300.133	
0.2	292.817	293.947	299.378	321.790	292.037	293.953	299.379	303.297	
0.3	292.996	295.019	301.634	323.561	292.140	295.028	301.635	305.604	
0.4	293.400	296.157	303.492	324.988	292.371	296.169	303.493	307.463	
0.5	293.979	297.299	305.088	326.199	292.702	297.312	305.089	309.040	
0.6	294.679	298.424	306.500	327.261	293.102	298.438	306.501	310.423	
0.7	295.374	299.416	307.657	328.124	293.498	299.430	307.658	311.423	
0	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00	Modèle carrée
0.01	292.970	293.00	293.001	326.928	292.247	293.00	293.001	294.331	
0.1	292.873	292.997	294.223	329.697	292.186	292.997	294.193	298.714	
0.2	292.843	293.183	296.099	331.434	292.166	293.182	296.050	301.463	
0.3	292.953	293.617	297.774	332.726	292.237	293.617	297.715	303.506	
0.4	293.237	294.212	299.251	333.780	292.416	294.211	299.186	305.173	
0.5	293.669	294.905	300.573	334.681	292.689	294.904	300.504	306.597	
0.6	294.211	295.659	301.775	335.474	293.032	295.658	301.704	307.852	
0.7	294.829	296.448	302.885	336.189	293.424	296.447	302.813	308.982	

Coté chaude **Cote froide**

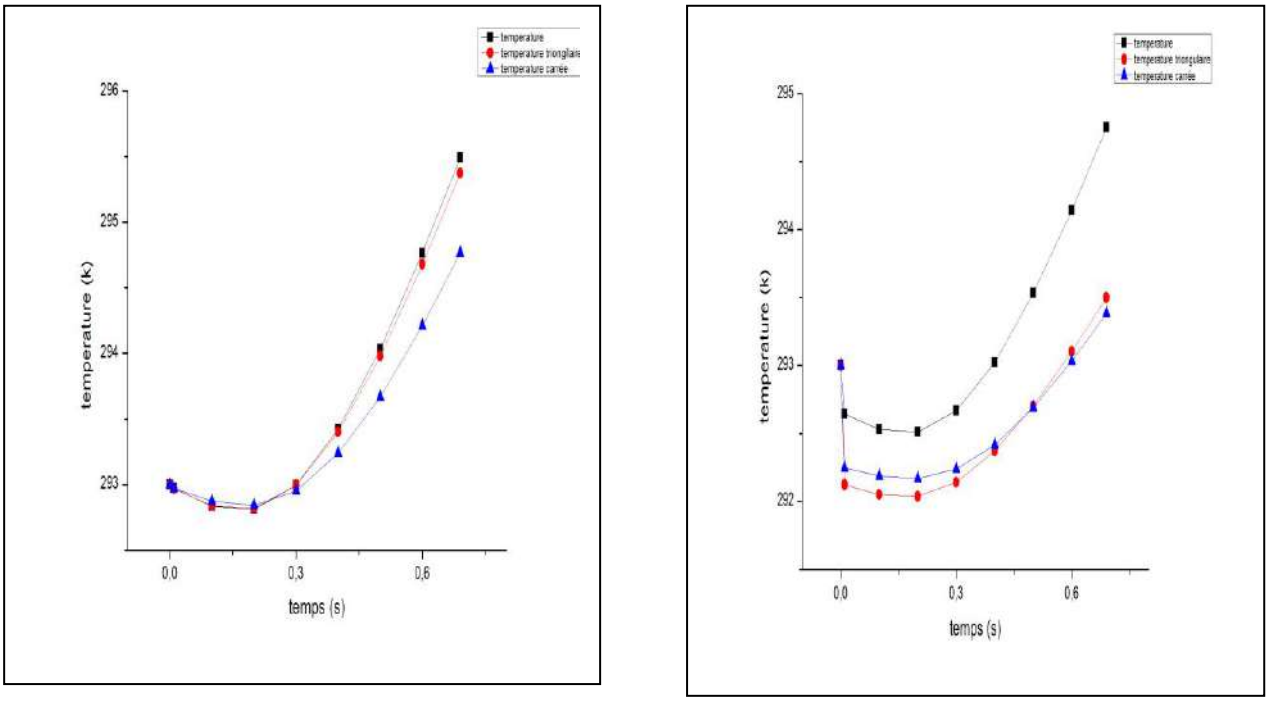


Figure IV-8: profils de température pour les trois types de plaques au point(1)

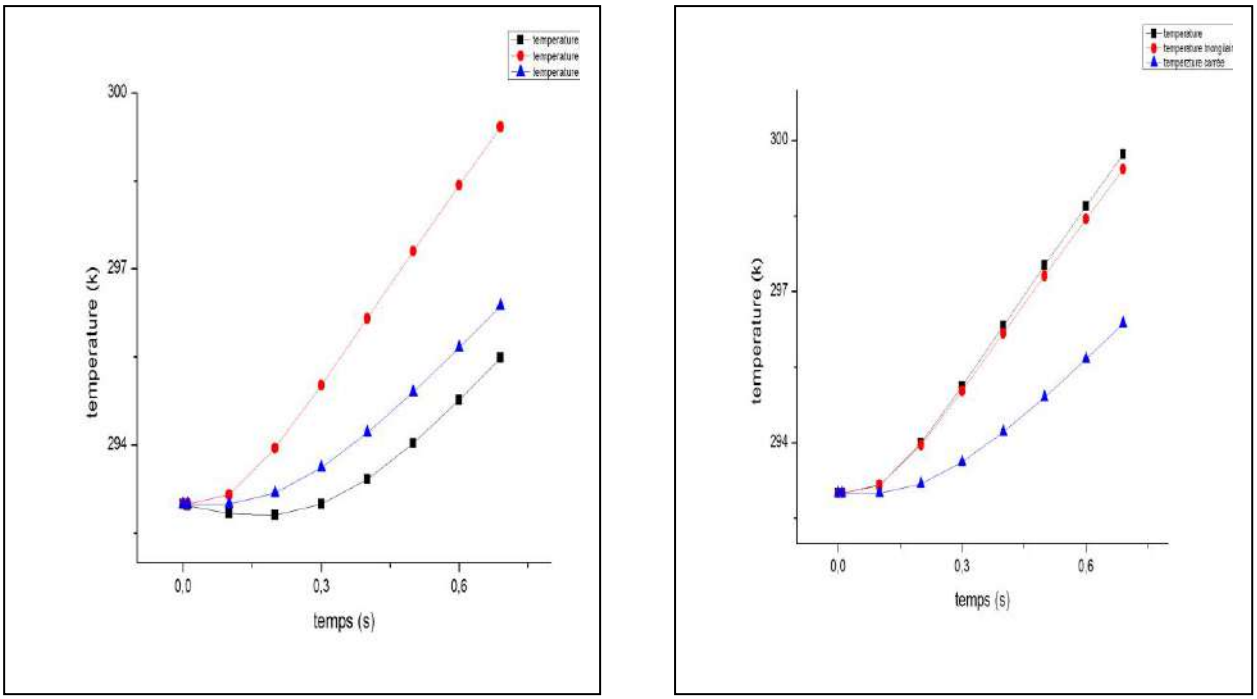


Figure IV-9: profils des températures pour les trois types de plaques au point (2)

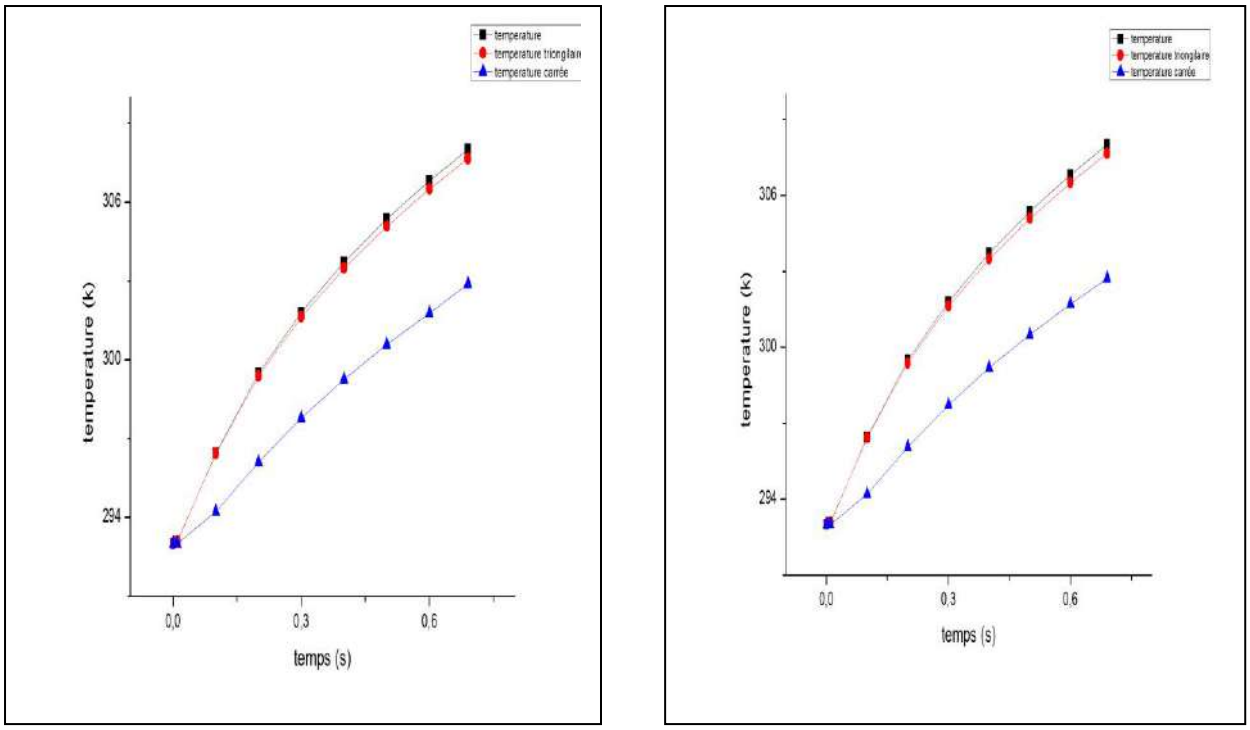


Figure IV-10 : profils de température pour les trois types de plaques au point(3)

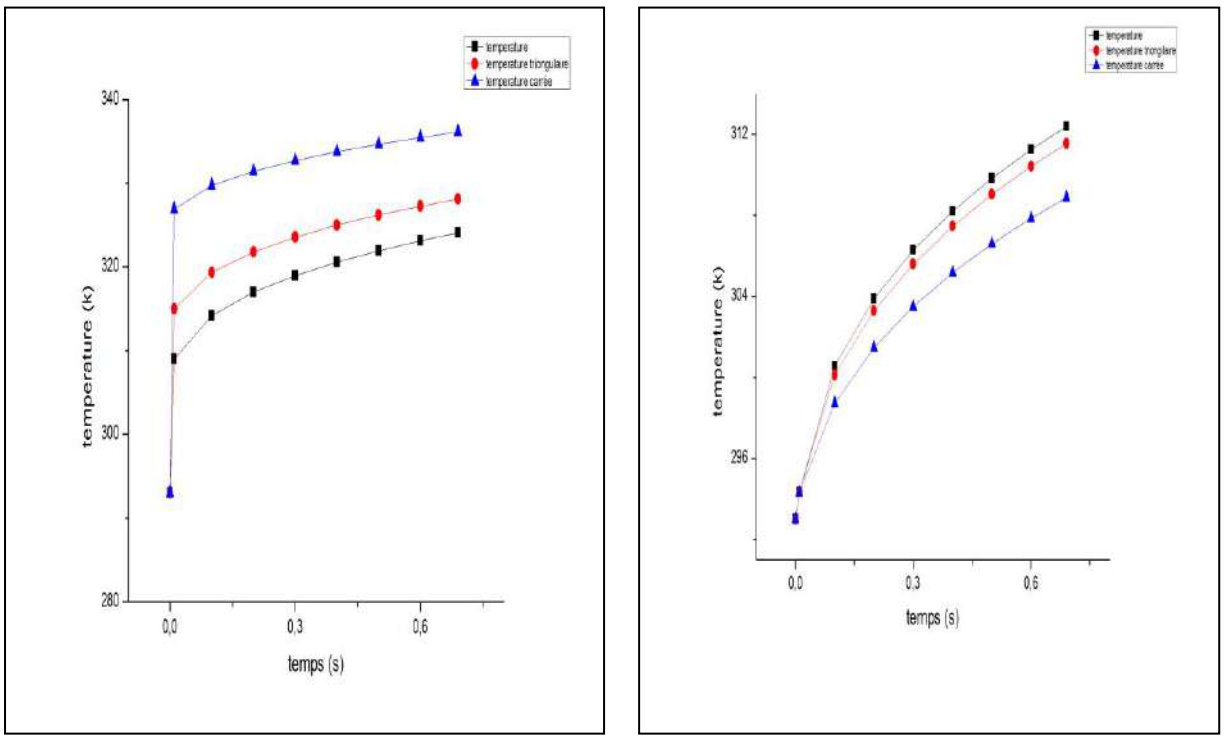


Figure IV-11 : profils de température pour les trois types de plaques au point(4)

A partir des résultats obtenus (tableau IV-6,) et les figures des profils de température où sont reportées les valeurs de l'évolution de la température de fluide chaude et froide pour les types des plaques.

Dans ce tableau nous avons relevé les valeurs de température (k) en fonction de temps et des points suivants la direction d'écoulement.

A partir de ces résultats, on remarque que pour le fluide chaud, la température reste approximativement constante en un point fixe quand le temps augmente de 0,1s à 0,7s. En revanche quand ou pose du point entrée (4) au point sortie (1), la température démunie graduellement de sa valeur d'entrée (max) à une valeur minimale.

Cette évolution de température est due aux échanges thermiques entres les deux fluide (propagation thermique du coté chaud vers le coté froid).

Du coté du fluide froid, la même constatation peut être rapportée quand ou fixe un point T≈ constante, mais suivant le sens d'écoulement la température contrainte augmente en raison de l'apport de chaleur.

IV-5 Conclusion :

Ce chapitre était consacre a l'analyse des modèles numériques de trois forme des plaque développes sous « ANSYS ».

D'après les résultats de simulation ont montré que le transfert thermique entre le fluide chaud et froid et très avantagé par l'effet d'obstacle, la meilleure situation est

Obtenue avec la configuration « plaque en forme carrée ».

Conclusion générale

Conclusion générale :

Dons ce mémoire nous avons étudié l'impact de la forme de la plaque avec les propriétés mécaniques à sommé la vitesse d'écoulement It la pression du fluide et au les propriétés thermique :

La température de fluide chaude et froide.

La configuration en écoulements à contre courant à été choisi dons cette étude.

Les résultats de calcule effectués au moyen de l'outille informatique « code ANSYS ».

Ont montre que :

- L'évolution de la vitesse et influence par la forme de la plaque.

  Plus l'effet d'obstacle augmente plus le gradient de la vitesse diminue, alors que la pression à l'inverse, elle augmente quant ou passe de la configuration (plaque lisse), A la configuration des plaque en forme triangle et carrée.
- En revanche, les résultats de simulation ont montré que le transfert thermique entre le fluide chaud et froid et très avantagé par l'effet d'obstacle, la meilleure situation est Obtenue avec la configuration « plaque en forme carrée ».

Les résultats obtenus sont très conformes avec la théorie, il est bien connu que la présence des l'obstacle augmente les pertes de charges singulières et démuni en conséquence l'énergie de fluide en écoulement.

D'autres parts, les singularités provoquent des turbulences. Les turbulences améliorent l'effet de transferts en raison de la création d'une diffusion thermique multidimensionnelle.

En fin, ce travail nous a permis d'approfondie les connaissances théorique acquises dans notre formation et de les mètres en application.la simulation a fait appel au logiciel « ANSYS » et ce ci nous a affait la chance d'apprendre à simuler au moyenne de ce logiciel.

Bibliographie

[1] : André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs » technique de l'ingénieur [B 2 341].

[2] : http://thetis.enscpb.fr.Notice théorique. Janvier 2010.

[3] : PATRICKCHASSING, turbulence en mécanique des fluides analyse analyse du phénomène vue de sa modélisation à l'usage de l'ingénieur. I.N.P. de TOULOUSE, (2000).

[4] : F. BISEL, calculs numériques d'écoulements à nombre de Reynolds élevées avec simulation semi-empirique de la turbulence .A.I.R.H.page 17-18, (1972).

[5]: G.GLUSHCO. Turbulent boundary layer on a flat plate in an incompressible fluid Invest. Acad. Nawk. SSSR MEKH, NOY, (1965).

[6]: B. E. LAUNDER, D, B. SPALDING, the numerical computation of turbulent transport, Adv. Geophysics, vo118A, (1974).

[7]: W. P. JONES et B.E LAUNDER: the prediction of laminarization with two equation model of turbulence. INT. JL.Heat Mass transfert, vol. 15(n° 2) : page 301-314, (1972).

[8] : JIUNG ZHU, calcul de jets turbulent confines avec recirculation, thèses de doctorat de l'institut nationale polytechnique de GRENOBLE, (1986).

[9]: M .RAHNEMA, M.YAGHOUBI and A .SABZERVARI, turbulent and flow patterns and pressure fields across a tall building Mechanical Engineering Deparement, Smiras IRAN Mechanical Engineering. Department university of Puerto Rico Mayagnez Puerto Rico engineering vol 20 N°4,(1996).

[10] Chapitre 2 : Modèle D'Etalement Et Traitement Numérique, Discrétisation la forme générale des équations de système par élément fini.

[11] : ITYM YOUCEF.modélisation du comportement thermomécanique d'un pipeline influence des jonctions. MAGISTERE en génie mécanique Constantine (2010).

[12] : Yves Debard, Méthode des éléments finis : thermique, Master Modélisation Numérique et Réalité Virtuelle. Université du Maine, 24 mars 2006.

[13] : http://iut.univ-lemans.fr/ydlogi/index.html, Méthode des éléments finis (thermique). 24 mars 2006 - 29 mars 2011.

[14] : ANDRE FORTIN. ANDRE GARON. Les éléments finis de la théorie à la pratique, Département de mathématiques et de statistique. Université Laval(1997).

Liste des figures

Figure I.01 : Échangeur monotube en serpentin [1]……..... 4

Figure I.02 : Échangeur coaxial [2]…… 5

Figure I.03 : Échangeur à tube séparé [1]…… 5

Figure I.04 : Échangeur à tube rapproché [1]…… 6

Figure I.05 : Échangeur à tube ailette [1]…… 6

Figure I.06 : Autre différent type d'ailettes [1]…….. 7

Figure I.07 : Échangeur à tête flottante [3]…….. 8

Figure I.08 : Échangeur à plaque tubulaire fixe [3]…… 8

Figure I.09 : Échangeur à tube en U [3]…….. 9

Figure I.10 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface Primaire [1]…… 9

Figure I.11: Échangeur à plaque et joint [1]……10

Figure I.12: Échangeur platulaire et schéma canaux [1]…… 11

Figure I.13: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [1]…… 11

Figure I.14: Échangeur Packinox [1]…… 12

Figure I.15: Échangeur lamellaire [1]…… 12

Figure I.16: Échangeur à spirale [1]…… 13

Figure I.17 : Échangeur brasé [1]……13

Figure I.18: Évaporateur à tubes cours et à panier [1]…… 14

Figure I.19: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage [1]…… 15

Figure I.20: Évaporateur à tube tombant [1]……15

Figure I.21: Évaporateur noyés et arrosés [1]…….. 16

Figure I.22: Condensation extérieur aux tubes [1]……..16

Liste des figures

Figure I .23: Condensation intérieur aux tubes [1]…….. 17

Figure I.24: Quelques écoulements à topologie complexe. [1]…….. 19

Figure I.25 : a) Générateur de vapeur (REP)……20

b) Schéma de fonctionnement d'un Réacteur nucléaire (BWR).

Figure I.26: Exploitation des gisements de pétrole…… 20

Figure I.27 : Régimes d'écoulement gaz-liquide……21

Figure I.28 : Topologie des différentes configurations de l'écoulement [2].. 21

Figure I.29 : Carte des différents régimes d'écoulement

vertical Co-courant eau Air……23

Figure I.30: Plaque à canal large…….... 24

Figure I.31: Plaque à double paroi……24

Figure I.32: Plaque semi-soudée……. 25

Figure I.33: Profil d'écoulement d'une plaque…….. 25

Figure I.34: Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaques jointé … 26

ALFA LAVAL.

Figure III-1 a) éléments tétraédrique ; b) éléments hexaédrique…….48

Figure III-2 : l'approche de ligne de courant d'Upwind…….. 50

Figure III-3 : Bilan thermique ……..53

Figure III-4 : Domaine plan discrétisé en 12 élément

relies entre eux par 15 nœuds……...54

Figure III-5 : Elément a deux nœuds…….. 56

Figure IV-1 : schéma descriptif des plaques ……. 61

Figure IV-2 : représentation spatiale de champs

Liste des figures

de vitesse dans le domaine d'application de trois modèles…….. 64

Figure IV-3 : profils de vitesse pour les trois types de plaques au point(1)…66

Figure IV-4 : profils de vitesse pour les trois types de plaques au point(2)…66

Figure IV-5 : profils de vitesse pour les trois types de plaques au point(3)…67

Figure IV-6 : profils de vitesse pour les trois types de plaques au point(4)…67

Figure IV-7 : représentation spatiale de champs de
température dans le domaine d'application de trois modèles……70

Figure IV-8 : profils de température pour les trois types de
plaques au point(1)…… 72

Figure IV-9: profils de température pour les trois types de
plaques au point(2)……..72

Figure IV-10 : profils de température pour les trois types de
plaques au point(3)…… 73

Figure IV-11 : profils de température pour les trois types de
plaques au point(4) …….....73

Liste des tableaux

Tableau II-1 : la décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes ……33

Tableau II-2 : constantes du modèle k-ε ……36

Tableau II-3 : constantes du modèle RNG……37

Tableau II-4 : les constantes du modèle ASM……...39

Tableau III-1 : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables……...47

Tableau IV-1 : Les propriétés thermiques d'acier à déférant température …….60

Tableau IV-2 : Les propriétés thermiques d'eau à déférant température ……...60

Tableau IV-3 : Les Conditions initiales et Les conditions aux limites……...62

Tableau IV-4 : valeurs des points étudie……62

Tableau IV-5 : variation de vitesse en fonction de temps……..65

Tableau IV-6 : variation de température en fonction de temps……...71