

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENTS SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF DEM'SILA



Faculté des Sciences de la technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme Licence

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

THEME

**Simulation numérique du transfert de chaleur entre deux
plaques parallèles**

Présenté Par :

- Kabouya Ilyas Aboubakr

Proposé et dirigé par :

M^{me} Benkherbache S

Année Universitaire 2019 /2020

Dédicaces

Je dédie ce mémoire à :

A mes parents qui ont travaillé pour ma réussite par amour et ils soutiennent tous les sacrifices qu'ils ont consentis pendant des mois et leurs précieux conseils pour toute son aide et sa présence dans ma vie. Que dieu leur procure bonne santé et longue vie.

A toute ma famille, mes amis, mes Collègues et toutes les promos 2019/2020, je vous dis merci et bonne chance.

Kabouya Ilyas Aboubakar

Remerciements

Tout d'abord, Je tiens à remercier Dieu, de m'avoir donné la santé, la volonté et la patience pour mener à terme ma formation de licence et pouvoir réaliser ce travail.

Je tiens à adresser mes sincères remerciements et le plus grand respect à mon encadreur M^{me} Benkherbache Souad, pour sa compréhension, sa disponibilité de savoir-faire, ses conseils judicieux, la confiance qu'elle m'a témoignée tout au long de ce travail et toute l'aide qu'elle m'a rapporté.

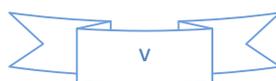
Je tiens à remercier également tous les enseignants du département de Génie Mécanique.

Sommaire

page :

Remerciements	I.
Dédicaces	II.
Sommaire	III.
Nomenclature	IV.
Liste des figures	V.
Introduction Générale	1.
I. Chapitre I Recherche biographique	1.
.2. Modes de transfert thermiques	2.
.2.1. Conduction	2.
.2.2. Convection	3.
.2.2.1. La convection naturelle	5.
.2.2.2. Convection forcée	6.
.2.2.3. La convection mixte	6.
.3. Rayonnement	7.
.4. Les phénomènes thermiques en électronique	8.
.5. Systèmes de refroidissement	10.
.5.1. Les systèmes de refroidissement monophasiques	10.
.5.2. Système de refroidissement à l'air	10..
.5.2.2. Convection forcée dans l'air	11.
.5.2.1. Convection naturelle dans l'air	12.
.5.3. Système de refroidissement liquide	11.
.6. Généralités sur les dissipateurs de chaleurs	13.
.6.1. Définition d'un dissipateur de chaleur	13.
.6.2. Différents types des dissipateurs de chaleur	14.
.6.2.1. Les surfaces étendues	14.
.6.3. But du dissipateur de chaleur	16.

.6.4. Critère de choix du dissipateur	16.
.6.5. Définition de l'ailette	16.
.6.6. Les différents types des ailettes	17.
. Chapitre 2 : Formulation Mathématique	18.
.1. Introduction	19.
.2. Les géométries du problème étudié	19.
.3. Elément mathématiques de base (équations gouvernantes)	20.
.3.1. Equation de continuité	20.
.3.2. Equation de quantité de mouvement	20.
.3.3. L'équation de l'énergie	21.
.4. Hypothèse simplificatrices	21.
.5. Conditions aux limites	23.
II.6. Procédures de Simulation Numérique	23.
II.6.1. Présentation des logiciels Gambit et Fluent	23.
.6.2. Notice d'utilisation de Gambit	24.
.6.2.1. Vue globale	24.
.6.2.2. Nommer le système	25.
.6.2.3. Choix du solveur	25.
.6.2.4. Création de la géométrie	25.
.6.2.5. Création de points (vertex)	26.
II.6.2.6. Création des lignes	26.
II.6.2.7. Création de surfaces	27.
.6.2.7. Maillage des lignes	27.
II.6.2.8. Maillage de surface	28.
II.6.2.9. Les Conditions aux limites	28.
II.6.2.10. Définition des zones	29.
II.6.2.11. Exportation du maillage	29.



.7. La procédure de calcul par Fluent	30.
.7.1. L'ouverture de la version de fluent	30.
.7.2. L'importation de la géométrie (*.mesh)	31.
.7.3. Vérification du maillage importé	31.
.7.4. Lissage du maillage	32.
.7.5. Vérification de l'échelle	32.
.7.6. Choix du solveur	33.
.7.7. Autorisation du transfert de chaleur	33.
.7.8. Définition des caractéristiques du fluide	34.
.7.9. Définir les conditions aux limites	34.
.7.10. Conditions aux limites usuelles	35.
.7.11. Choix des facteurs de sous relaxation	37.
.7.12. L'initialisation	37.
.7.13. Choix de résiduel	38.
I.7.14. Lancement du calcul	38.
.7.15. Convergence des calculs	39.
III .Chapitre 3 :Résultats et Discussions	40.
III.1. Introduction	41.
II.2. Les paramètres utilisés	41.
II.3. Simulation numérique du transfert de chaleur entre deux plaques parallèles	41.
III.3.1. Contours de températures	41.
II.3.2. Contours de Vitesses	44.
II.3.3. Les lignes de courants	46.
III.4. nombres adimensionnelles	48.
III.4.2. Le nombre de Grashof	49.
III.4.3. Le nombre de Rayleigh	49.

III.5.Conclusion	52.
Conclusion générale	54.
Référence	

Nomenclature

Symboles Latins :

A	Surface d'échange thermique (m^2).
Cp	La chaleur spécifique à pression constante (J/kg.K).
D _h	Diamètre hydraulique (m).
F _i	Les forces de volume suivant la direction i.
g	L'accélération de la pesanteur ($m.s^{-2}$).
h _p	Hauteur de la plaque (m).
L	La dimension caractéristique du système étudié (m).
k _f	Conductivité thermique du fluide (W/m K).
k _s	Conductivité thermique du solide (W/m K).
P	Pression (bar).
P'	Pression statique (bar).
q _c	Quantité de chaleur (W).
T	L'écart de température caractéristique (K).
T ₀	Température d'entrée (K).
u, v, w	Composante de vecteur vitesse suivant x, y, z.
x, y, z	Cordonnées cartésiennes.
S	La surface de contact solide/fluide (m ²).
T _{ch}	La température de paroi (K).
u _c	vitesse d'entrée du fluide (m/s).

Symboles Grecs :

	La diffusivité thermique (m^2/s).
	Le coefficient de dilatation ou d'expansion thermique (K^{-1}).
	La conductivité thermique ($W.K^{-1}.m^{-1}$).
λ _f	Conductivité thermique du fluide (W/m K).
ρ	La masse volumique (kg/m^3).
	Flux de chaleur transmis par convection (W).
	La viscosité cinématique (m^2/s).
ρ ₀	La masse volumique de fluide à T ₀ .
μ	La viscosité dynamique ($kg.m^{-2}.s^{-1}$).

Les nombres adimensionnels :

Nombre de Reynolds ($Re = \frac{u_0 D_H}{\nu_f}$).

Le nombre de Prandtl ($Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$ ou $Pr = -$).

Le nombre de Rayleigh ($Ra = Pr \cdot Gr$).

<u>Liste des figures :</u>	page
Figure .1 : Transfert de chaleur par conduction	1.
Figure .2 : Transfert de chaleur par convection	2.
Figure .3 : Schéma de la convection forcée	6.
Figure .4 : Schéma représente le rayonnement	8.
Figure II.1 : géométrie de problème.....	13.
Figure .2 : Vue globale de Gambit	18.
Figure .3 : Nommer le système	18.
Figure II.4 : choix de solveur.....	19.
Figure .5 : création des points.	19.
Figure II.6 : création des lignes.	20.
Figure II.7: création de surface.....	20.
Figure II.8 : maillage des lignes.....	21.
Figure II.9 : maillage de surface.....	21.
Figure II.10 : condition aux limites.....	22.
Figure II.11 : définition de zone.....	22.
Figure .12 : L'exportation du maillage.....	23.
Figure .13 : Choix de la version de fluent.....	23.
Figure .14 : Vue globale de fluent.....	24.
Figure .15 : Importation de la géométrie.....	24.
Figure .16 : Vérification du maillage.....	25.
Figure .17 : Lissage du maillage.....	25.
Figure .18 : Vérification de l'échelle.....	26.
Figure .19 : Choix du solveur.....	26.
Figure .20 : Autorisation de l'équation de l'énergie.....	27.
Figure .21 : Définir les propriétés physiques du fluide.....	27.

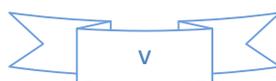
Figure .22 : Choix de la pression de référence.....	28.
Figure .23 : Valeurs des conditions aux limites.....	29.
Figure .24 : Choix de la solution.....	30.
Figure .25 : Initialisation de la solution.....	30.
Figure .26 : Choix de résiduel.....	31.
Figure .27 : Choix du nombre d'itérations.....	31.
Figure .28 : Allure de l'évolution des résidus de calcul.....	32.
Figure III.a.1 : Contours de température Re=1000 et Tch=312°k.....	35.
Figure III.b.1 : Contours de température Re=1000 et Tch=308°k.....	35.
Figure III.a.2 : Contours de température Re=500 et Tch=312°k.....	35.
Figure III.b.2 : Contours de température Re=500 et Tch=308°k.....	36.
Figure III.a.3 : Contours de température Re=100 et Tch=312°k.....	36.
Figure III.b.3 : Contours de température Re=100 et Tch=308°k.....	36.
Figure III.a.4 : Contours de vitesse Re=1000 et Tch=312°k.....	37.
Figure III.b.4 : Contours de vitesse Re=1000 et Tch=308°k.....	37.
Figure III.a.5 : Contours de vitesse Re=500 et Tch=312°k.....	38.
Figure III.b.5 : Contours de vitesse Re=500 et Tch=308°k.....	38.
Figure III.a.6 : Contours de vitesse Re=100 et Tch=312°k.....	38.
Figure III.b.6 : Contours de vitesse Re=100 et Tch=308°k.....	39.
Figure III.a.7 : les lignes de courants Re=1000 et Tch=312°k.....	39.
Figure III.b.7 : les lignes de courants Re=1000 et Tch=308°k.....	40.
Figure III.a.8 : les lignes de courants Re=500 et Tch=312°k.....	40.
Figure III.b.8 : les lignes de courants Re=500 et Tch=308°k.....	40.
Figure III.a.9 : les lignes de caurants Re=100 et Tch=312°k.....	41.
Figure III.b.9 : les lignes de courants Re=100 et Tch=308°k.....	41.
Figure III.10 : Le nombre de Richardson on fonction de Reynolds pour les deux ca.....	44.

Liste des tableaux:

page

Tableau III.1 : valeur de premier cas $T_{ch}=312^{\circ}k$43.

Tableau III.1 : valeur de deuxième cas $T_{ch}=308^{\circ}k$43.



Introduction Générale

Le phénomène de convection apparaît par tout dans nous vie dans les maisons, les milieux de travail les classes par tout alors sa nous empêchées de poésie des questions de qu'est ce que se passe dans l'intérieur des particules fluide et solide la conduction et la convection.

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

L'intérêt du dispositif réside dans la séparation des deux circuits et dans l'absence d'autres échanges que la chaleur, qui maintient les caractéristiques physico-chimiques (pression, concentration en éléments chimiques...) de chaque fluide inchangées hormis leur température ou leur état.

Un échangeur se caractérise par les fluides en présence, le but recherché et la puissance à mettre en œuvre ; ces critères déterminent sa forme et ses dimensions optimales.

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans de nombreux domaines et ont nombre d'applications, telles que :

- J les chaudières, dont les échangeurs permettent de produire de l'eau de chauffe en récupérant l'énergie des produits de combustion .
- J les radiateurs d'appartements permettent, à l'aide d'eau de chauffe, de chauffer l'air des locaux où ils sont installés pour notre confort.
- J l'eau chaude sanitaire peut être produite en réchauffant de l'eau du robinet à l'aide d'un circuit fermé de chauffage, *a priori* impropre à la consommation humaine, sans dénaturer l'eau traitée.
- J les machines frigorifiques, qu'il s'agisse d'un réfrigérateur, d'un climatiseur ou d'une pompe à chaleur, où ils sont indispensables.
- J le refroidissement de fluides chauds, pour éviter des dommages dus à une température trop élevée ; c'est le cas typique du radiateur automobile.
- J comme interface entre un circuit primaire et un circuit secondaire, pour assurer le confinement d'une zone sensible, typiquement dans une centrale nucléaire .
- J pour recycler la chaleur avant son rejet dans le milieu extérieur, comme le fait un récupérateur sur air vicié dans une installation de ventilation à double flux.

Les phénomènes de convection naturelle ont fait et continuent de faire l'objet de nombreuses activités de recherche. Ce type d'écoulement qui s'observe au dessus d'une source de chaleur, où le nombre de Rayleigh est généralement élevé (de l'ordre de 10^11).

Il y a donc nécessité d'une part, de faire un effort pour mettre en place un dispositif simple à nous niveau soigné pour explorer et mieux appréhender les écoulements de convection qui se développent a l aide des outils numériques commercialise fluent et gambit.

Chapitre I

Généralité sur les transferts de chaleur.

.2. Modes de transfert thermiques :

Le transfert thermique est un processus complexe qui est réalisé par la superposition des trois modes fondamentaux : conduction, convection, rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes déterminant, les effets des autres sont importants ; aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné. En tenant compte de ces conditions, on va présenter ensuite le mécanisme d'apparition de chacun de ces modes. [1]

.2.1. Conduction :

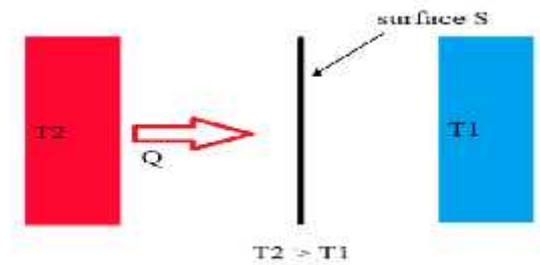


Figure .1 : Transfert de chaleur par conduction

On sait que l'énergie interne d'un corps solide, liquide ou gazeux correspond à l'énergie cinétique de ses éléments constitutants qui se trouvent dans un mouvement permanent (atome, molécules, électrons libres). La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre deux corps ayant des niveaux énergétique – donc des températures – différents, suite au mouvement de ces particules élémentaires.

Dans le cas des gaz, le transfert thermique par conduction est le résultat de la diffusion moléculaire et dans les liquides et les solides diélectriques il a lieu à l'aide des ondes élastiques.

Pour les métaux, la conduction est déterminée essentiellement par la diffusion des électrons libres des zones plus chaudes vers les zones plus froides, les oscillations élastiques de la matrice cristalline jouant un rôle mineur.

Dans n'importe quel milieu, ce mode de transfert thermique tend à uniformiser la répartition d'énergie cinétique des particules constitutantes dans la masse du corps. [1]

.2.2. Convection :

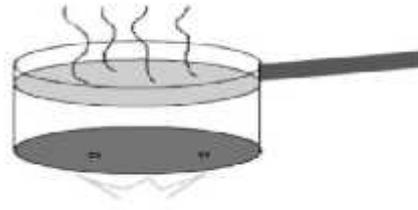


Figure .2 : Transfert de chaleur par convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides – liquides ou gaz – en mouvement.

La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide – liquide ou gaz - entre des zones ayant des températures différentes ; ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui changent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elles.

La convection peut apparaître entre des couches de fluide ayant des températures différentes ou entre un courant de fluide en écoulement au long d'une surface solide ayant une autre température que le fluide même. Elle est toujours accompagnée par la conduction dans le film mince de fluide adhérent à la surface solide, à l'intérieur duquel la chute de température est importante.

Compte tenu des forces qui produisent le mouvement du fluide, on a deux types de convection : forcée et naturelle ou libre.

Dans la convection forcée, le mouvement de fluide est causé par l'action des forces extérieures du processus (par exemple pompe, ventilateur, etc.) qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes. En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement du fluide.

La convection naturelle a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont froides existant dans un fluide situé dans un champ de forces massiques (par exemple champ gravitationnel).

La convection forcée est accompagnée en générale avec la convection libre. Les effets de cette dernière seront d'autant plus important que la différence de température entre les particules sera plus grandes et que la vitesse de fluide dans la convection forcée sera plus faible.

Des exemples typiques pour la convection sont : l'échauffement ou le refroidissement des fluides dans les échangeurs de chaleur, le refroidissement du café en soufflant au-dessus de la tasse, la préparation d'un gâteau dans un four à gaz, etc. [1]

La loi de Newton introduit la relation entre le flux échangé entre la surface et le fluide et la surface d'échange :

$$= hS (T_f - T_p) \quad (.1)$$

Avec

♣ : Flux thermique (W).

♣ h : Le coefficient de convection ($W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$).

♣ S : La surface de contact solide/fluide (m^2).

♣ T_p : La température de paroi (K).

♣ T_f : La température du fluide loin de la surface du solide (K).

♣ La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est en fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide. A partir du théorème de Vaschy-Buckingham, le coefficient de convection h peut s'exprimer en fonction de 3 unités fondamentales (nombres adimensionnels) :

Le nombre de Nusselt Nu caractérisant ange thermique entre le fluide et la paroi :

$$N_{u_i} = \frac{hL}{\lambda} \quad (.2)$$

Avec

♣ h : Le coefficient de convection ($W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$).

♣ L : Une longueur caractéristique (m).

♣ λ : La conductivité thermique ($W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$).

♣ Le nombre de Reynolds R_e caractérisant le régime de l'écoulement, $Re > 3000$ pour les écoulements turbulents.

$$R_e = \rho V L / \mu \quad (.3)$$

Avec

♣ ρ : La masse volumique du fluide ($kg \cdot m^{-3}$).

♣ V : La vitesse du fluide en ($m \cdot s^{-1}$).

♣ L : Une longueur caractéristique (m).

♣ μ : La viscosité dynamique du fluide ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).

Le nombre de Prandtl Pr caractérisant les propriétés thermiques du fluide.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (.4)$$

Avec

♣ μ : La viscosité dynamique du fluide ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).

♣ λ : La conductivité thermique ($W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$).

♣ c_p : la capacité thermique massique ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$).

Par exemple pour fluide circulant à l'intérieur d'un tube, la détermination du coefficient de convection h est donnée par la relation entre les 3 nombres adimensionnés Nu, R_e et Pr via la formule de Colburn (équation .5) :

$$Pr = 0.023 R_e^{0.8} Nu^{0.3} \quad (.5)$$

.2.2.1. La convection naturelle :

Rappel de la définition : il s'agit de la description du mouvement d'un fluide engendré par les forces d'Archimède dues aux variations de la masse volumique avec la température. Il y a donc couplage de la dynamique et de la thermique. Le champ de vitesse transporte la chaleur et, du fait de la dépendance de ρ avec T . Agit sur la distribution de masse volumique ; en retour, les modifications de masse volumique créent du mouvement par le biais de la poussée d'Archimède. La convection naturelle est un phénomène important dans de nombreux procédés industriels :

- refroidissement d'appareils électriques
- collecteurs solaires
- chauffage des locaux
- centrales nucléaires [2]

.2.2.2. Convection forcée :

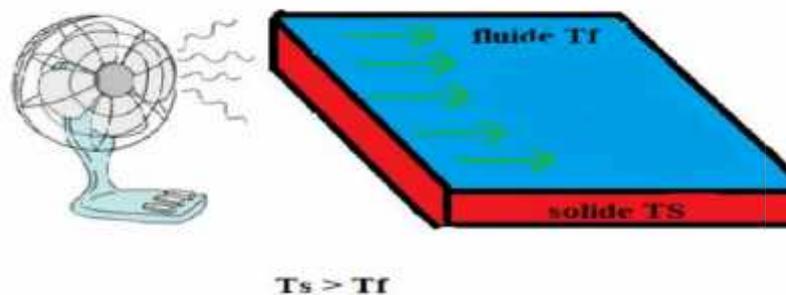


Figure .3 : Schéma de la convection forcée

La convection forcée est provoquée par une circulation artificielle (pompe, turbine, ventilateur) d'un fluide. Le transfert est plus rapide que dans le cas de convection naturelle. Voici quelques exemples de convection forcée dans des appareillages : chauffage central avec accélérateur, chauffages électriques avec soufflerie, chauffe-eau solaire à circulation forcée et four à convection de cuisinière. Le corps humain a son propre système de convection forcée, la circulation sanguine.

Dans un environnement à microgravité comme dans l'espace, la convection naturelle n'est pas possible puisque la poussée d'Archimède s'exerce par la différence de force gravitationnelle sur des volumes de densités différentes. Ainsi la circulation de la chaleur doit être forcée dans une capsule spatiale. Une flamme aurait également de la difficulté à exister car les gaz de combustion resteraient près de la flamme, la coupant de l'apport d'oxygène. Il faut pour l'entretenir une circulation forcée pour éloigner ces gaz et amener l'oxygène.

.2.2.3. La convection mixte :

Dans la plupart des traités de convection thermique, la convection mixte occupe (si elle n'est pas purement et simplement omise) une place modeste après la convection forcée, puis la convection naturelle. C'est qu'il s'agit d'un sujet encombrant et complexe, sur lequel on manque d'éléments pour en présenter une vue générale et cohérente. Nous voudrions ici reconsidérer la place des différents phénomènes physiques qui interviennent dans la convection, et donner à la convection mixte la place centrale qui lui revient. Car tout transfert convectif fait obligatoirement appel à deux moteurs mécaniques : les forces de pression (caractérisées par un gradient de pression motrice gradient de p^*) et les forces de flottabilité (caractérisées par un gradient de masse volumique dans le champ de pesanteur). L'origine de ces forces de flottabilité (dites aussi poussée thermique ou poussée d'Archimède) réside elle-même dans la dilatibilité du fluide en fonction de la température. Cependant, pour l'ingénieur (et aussi pour le chercheur...) l'approximation est une nécessité, et nécessité fait loi, dit-on en français. On voit donc qu'il est inévitable d'attribuer des « frontières » à la convection mixte, en précisant à quelles conditions la poussée thermique, ou bien la pression, peut être considérée comme négligeable dans les calculs. Ceci impose de fixer des limites – obligatoirement arbitraires, donc conventionnelles – entre convection naturelle (CN), convection mixte (CM) et convection forcée (CF). Dans cette perspective, la « CN pure » (gradient de pression motrice égal à zéro) et la « CF pure » (poussée thermique négligeable) se présentent comme des cas limites idéalisés, tandis que les situations de CN dominante et de CF dominante (appelées plus simplement CN et CF) doivent être caractérisées par des critères de discrimination clairs et physiquement fondés. Nous nous proposons en particulier, dans ce qui suit, de tracer quelques pistes pour de tels critères. Pour mémoire, rappelons d'abord les équations générales qui régissent les champs de vitesse et de température dans un écoulement anisotherme de fluide dilatable. Elles expriment respectivement le bilan de masse (équation de continuité), le bilan de quantité de mouvement, et le bilan d'énergie. [4]

.3. Rayonnement :

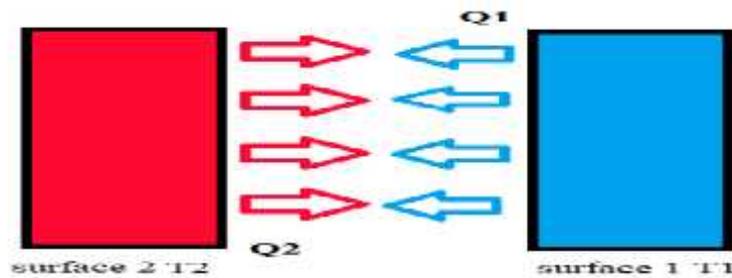


Figure .4 : Schéma représente le rayonnement

Le phénomène de rayonnement thermique constitue une forme particulière de transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétiques ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps. Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission de l'absorption des ondes électromagnétiques porteuses d'énergie rayonnante et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique – énergie interne – des corps qui la retiennent. Ayant la même nature que le rayonnement lumineux, le rayonnement thermique sera gouverné par les mêmes lois que celui-ci, avec tout de même des lois propres.

Le rayonnement thermique n'exigeant pas un support matériel, il peut se produire même en vide. Il a une grande importance pour le transfert thermique subi par des corps solides, des gaz et dans l'espace (cosmique), son effet étant plus marqué à des températures très élevées.

Les exemples typiques pour le rayonnement sont : le rayonnement solaire, la préparation de la nourriture sur un radiateur électrique, le chauffage des pièces métalliques dans des fours pour les soumettre à des traitements thermiques, etc. [1]

.5.2.1. Convection naturelle dans l'air :

L'élément électronique est placé dans l'air ambiant au repos, la différence de température entre le milieu ambiant et l'élément électronique permet un échange dont le coefficient d'échange h est compris entre 5 et 25 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$). Pour utiliser la convection de puissance pour de plus hauts niveaux de puissance à évacuer, les systèmes de refroidissement à air ont besoin d'ailettes ou de nid d'abeille, conférant au refroidisseur une surface d'échange plus importante entre l'élément à refroidir et le milieu ambiant. L'utilisation de ces systèmes permet d'augmenter le coefficient d'échange h jusqu'à un rapport entre 20 et 25 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) à 500 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) dans le cas d'une convection naturelle et 3000 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) dans le cas d'une convection forcée. Dans le cas de convection à l'air utilisant un accroissement de la surface d'échange, il faut ainsi déterminer le point de fonctionnement thermique du refroidisseur pour bénéficier d'un refroidissement optimum (exemple : détermination l'espacement des ailettes). [7]

.5.2.2. Convection forcée dans l'air :

Le soufflage d'air forcé grâce à des ventilateurs est la méthode la plus utilisée en refroidissement de composants électroniques de par sa simplicité de mise en œuvre, de son coût et de sa fiabilité. L'air est mis en mouvement par le biais de générateur d'écoulement (ventilateur). Le coefficient d'échange h est de l'ordre de 10 à 500 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

Le refroidissement par ventilateur piézoélectrique est une autre technique de refroidissement basée sur le soufflage d'air. Le principe de fonctionnement réside en une lame en céramique alimentée en courant électrique, se mettant à osciller à de très hautes fréquences. Un mouvement d'air est créé pouvant augmenter le coefficient d'échange convectif jusqu'à 100% comparé à un échange convectif par ventilateur « classique ».

Ces dernières années avec l'augmentation de la densité thermique des composants, les radiateurs ont atteint des dimensions impactant l'encombrement. La limite de la densité thermique des composants est probablement atteinte avec ce type de refroidissement, d'où la nécessité du passage à un refroidissement plus efficace en changeant de liquide caloporteur, notamment. L'exemple classique est le refroidissement liquide grâce à des radiateurs à eau, par analogie avec le refroidissement à air avec radiateurs à air. Le transfert thermique par la chaleur sensible est de l'ordre de 3000 fois supérieure pour l'eau comparée à l'air. [7]

I.6 Les nombre adimensionnelles

I.6.1 Nombre de Reynolds :

C'est Reynolds, un ingénieur anglais spécialiste de l'hydrodynamique qui a introduit ce nombre qui porte son nom et qui est constamment utilisé dans les calculs. Il est fonction de trois paramètres : Le diamètre "D", la vitesse "u" de et de la viscosité cinématique du fluide " " .

$$Re = \frac{u_{\text{e}} D_{\text{h}}}{\nu_{\text{f}}} \quad (I.6)$$

u_{e} : vitesse d'entrée du fluide [m/s].

D_{h} : Diamètre hydraulique [m].

ν_{f} : viscosité cinématique du fluide [m^2/s].

$$D_{\text{h}} = \frac{4A}{P} \quad (I.7)$$

Pe: permettre de contacte [m].

A : surface [m^2].

I.6.2 Le nombre de Prandtl

Il représente le rapport entre la viscosité cinématique et la diffusivité thermique . Il compare la rapidité des phénomènes de diffusion thermique et de diffusion visqueuse dans un fluide. Ce nombre porte le nom de Ludwig Prandtl, un physicien allemand et s'écrit :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.8)$$

Et

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\alpha} \quad (I.9)$$

I.13. Le nombre de Rayleigh

Il exprime le rapport entre les forces de poussées par les effets visqueux et la diffusion thermique. Il caractérise la vigueur de la convection naturelle. Pour une condition de température imposée (Dirichlet), le nombre de Rayleigh est la combinaison du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, Il s'écrit :

$$Ra = Pr \cdot Gr \quad (I.10)$$

Pour une densité de flux imposée (condition de types Newman), le nombre de Rayleigh est généralement la combinaison du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, il s'écrit :

$$Ra_q = Pr \cdot Gr \cdot Nu = \frac{Q L^4}{\nu k} . \quad (I.11)$$

Chapitre II

Formulation Mathématique

.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter la configuration étudiée, les hypothèses simplificatrices, ainsi que les équations de continuité et de quantité de mouvement couplées à l'équation d'énergie pour le fluide et le solide, qui régissent le phénomène de la convection stationnaire de deux plaques paires.

La résolution complète du problème de la convection dans la géométrie étudiée revient à déterminer en tous points les grandeurs caractéristiques du fluide, soit la vitesse définie par ces deux composantes spatiales dans un système approprié de coordonnées, la pression P et la température T .

.2. Les géométries du problème étudié :

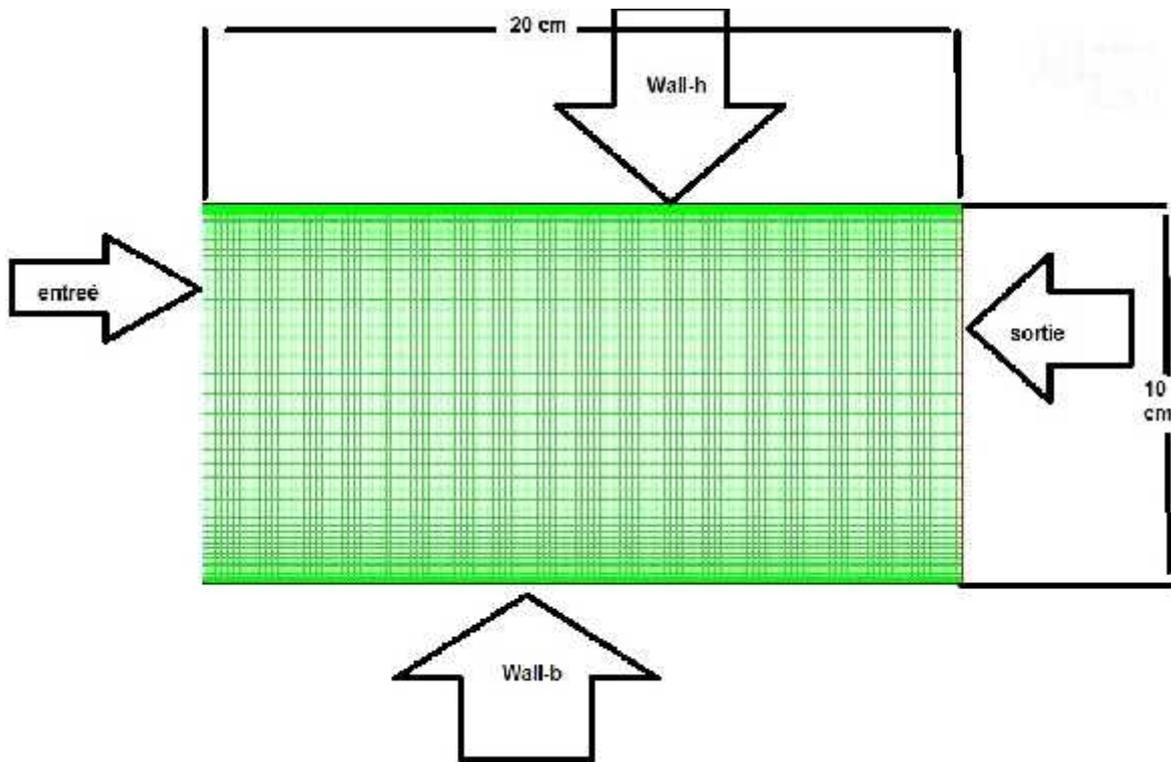


Figure II.1 : géométrie de problème.

Les configurations étudiées ainsi que les conditions aux limites sont schématisées sur les figures II.1, il s'agit d'une cavité rectangulaire de 20 cm de longueur et 10 cm de largeur remplie avec de l'eau.

.3. Elément mathématiques de base (équations gouvernantes)

3.1. Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{II. 1})$$

(i=1, 2, 3 : indice de sommation)

3.2. Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (.2)$$

Où :

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i)$: représente le taux de variation de la quantité de mouvement

$\frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j}$: représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction i, par mouvement du fluide.

F_i : représente les forces de volume suivant la direction i.

$\frac{\partial}{\partial x_i}$: représente les forces dues à la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$: Les forces visqueuses.

L'équation (.2) représente la conservation de quantité de mouvement (équation de Navier Stokes) d'un fluide visqueux compressible pour un régime transitoire.

3.3. L'équation de l'énergie

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q + \mu \Phi \quad (\text{II. 3})$$

K : La conductivité thermique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

q : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

μ : Viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

4. Hypothèse simplificatrices

La modélisation du système étudié repose sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

1. L'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont permanents ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$).
2. Le régime est laminaire.
3. Le fluide est Newtonien et incompressible.
4. Milieu continu.
5. Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées x et y).
6. Les propriétés physiques du fluide (ρ, C_p, μ, k) sont supposées constantes.
7. L'approximation de Boussinesq est validée, elle se réduit à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_c$), sauf au niveau du terme gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho = \rho_c [1 - \beta (T - T_c)] \quad (\text{II.4})$$

T_c : Température de référence.

β : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ_c : Masse volumique du fluide.

Sachant que :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (.5)$$

β : Le coefficient de dilatation à pression constante.

$$P^* = P - \rho_c \cdot g \cdot y \quad (.6)$$

Ou P' est la pression statique.

Le gradient de pression s'écrit comme suit :

$$-\frac{\partial P'}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g \quad (.7)$$

Si (x, y, z) et (u, v, w) sont respectivement les trois coordonnées dimensionnelles et les trois composantes de vitesse dimensionnelles, et on prend en considération les hypothèses simplificatrices citées ci-dessus, les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

) **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (.8)$$

) **Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant x :**

$$\left[\frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} + \frac{\partial(w)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial}{\partial x} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial}{\partial y} \right] \right\} \quad (.9)$$

)

) **Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant y :**

$$\left[\frac{\partial(v)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} + \frac{\partial(w)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial}{\partial y} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial}{\partial y} \right] \right\} + g (T - T_0) \quad (.10)$$

) **Equation de l'énergie**

➤ **Pour l'eau :**

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left[K_f \frac{\partial}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[K_f \frac{\partial}{\partial y} \right] \quad (.11)$$

.5. Conditions aux limites

Les conditions aux limites pour l'ensemble d'équations régissant sont présentées ci-dessous :

❖ L'entrée : (velocity inlet) :

$$u = u_0, T_0 = 298. K.$$

❖ La sortie : (pressure outlet) :

$$P = F_{at} \cdot \frac{\partial}{\partial} = \frac{\partial}{\partial} = 0$$

❖ Wall-h et Wall-b avec une température T_{ch}

II.6. Procédures de Simulation Numérique:

II.6.1. Présentation des logiciels Gambit et Fluent

Le logiciel gambit est un mailleur 2D/3D ; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométries d'un problème de CFD. Il génère des fichiers <<*.mesh>> pour fluent.

Gambit regroupe trois fonctions : définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple ou bien import de la géométrie CAO), le maillage et sa vérification, la définition des frontières (types de conditions aux limites) et définition des domaines de calculs.

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est le solveur. Le maillage doit être réalisé avec un mailleur, Gambit par exemple, qui est réalisé par le même éditeur. Le paramétrage se fait par une interface graphique.

Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de mécanique des fluides le plus abouti du marché. Il est même depuis peu intégré dans la suite de logiciel de simulation ANSYS. Sa force vient du très grand nombre de modèles disponibles, pouvant faire face à de très nombreux aspects de la mécanique des fluides : Ecoulement diphasique (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence, combustion, transport des particules, écoulement en milieux poreux, maillage mobiles et dynamiques avec reconstruction du maillage... Les schémas temporels et spatiaux peuvent de plus être modifiés pour améliorer la convergence. Il est de plus parallélisé et permet donc de tirer parti de systèmes multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, dual core, plateforme multi CPU).

Fluent peut modéliser les phénomènes suivants :

-) Ecoulement dans des géométries 2D et 3D en utilisant des maillages adaptifs non structurés.
-) Analyse stationnaire ou instationnaire.
-) Ecoulement incompressible ou compressible.

-) Ecoulement non- visqueux, laminaire ou turbulent.
-) Ecoulement Newtonien ou non-Newtonien.
-) Transfert de chaleur par convection naturelle ou forcée...

.6.2. Notice d'utilisation de Gambit

.6.2.1. Vue globale

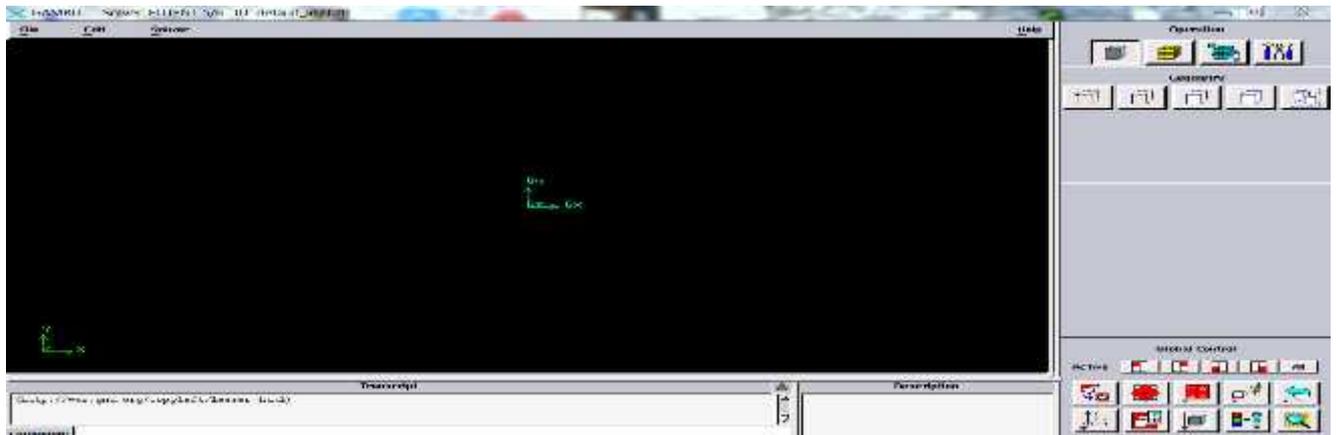


Figure .2 : Vue globale de Gambit.

.6.2.2. Nommer le système

File → New → Create new session

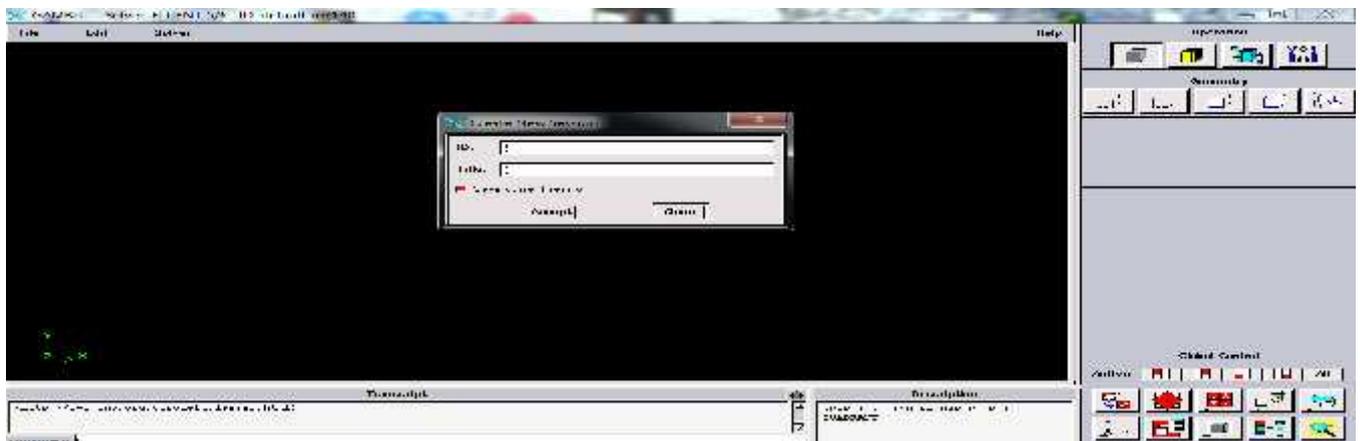


Figure .3 : Nommer le système.

.6.2.3. Choix du solveur

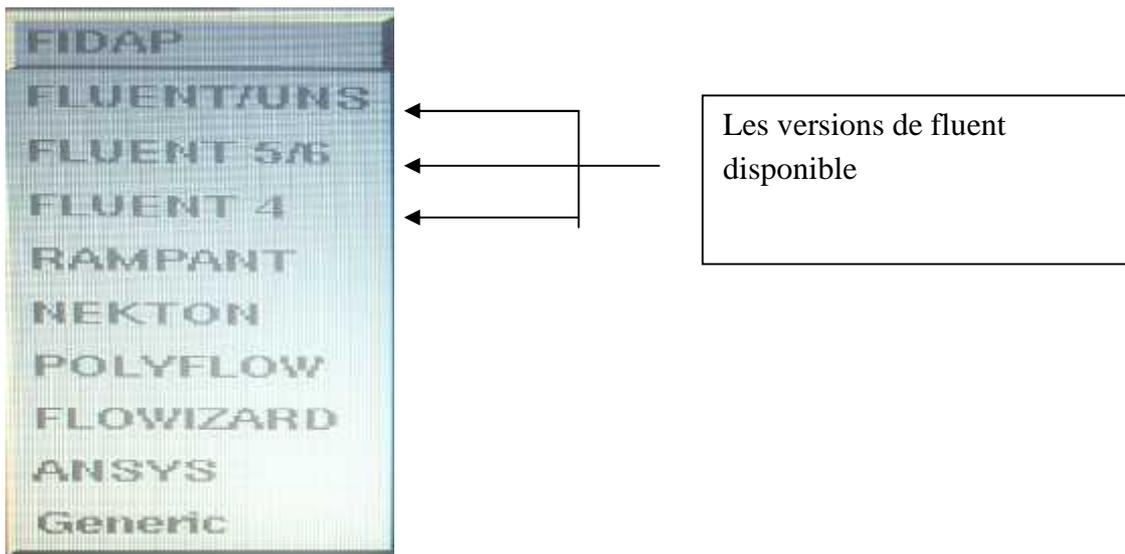


Figure II.4 : choix de solveur.

.6.2.4. Création de la géométrie

.6.2.5. Création de points (vertex)

Operation → Geometry → vertexe → Create.

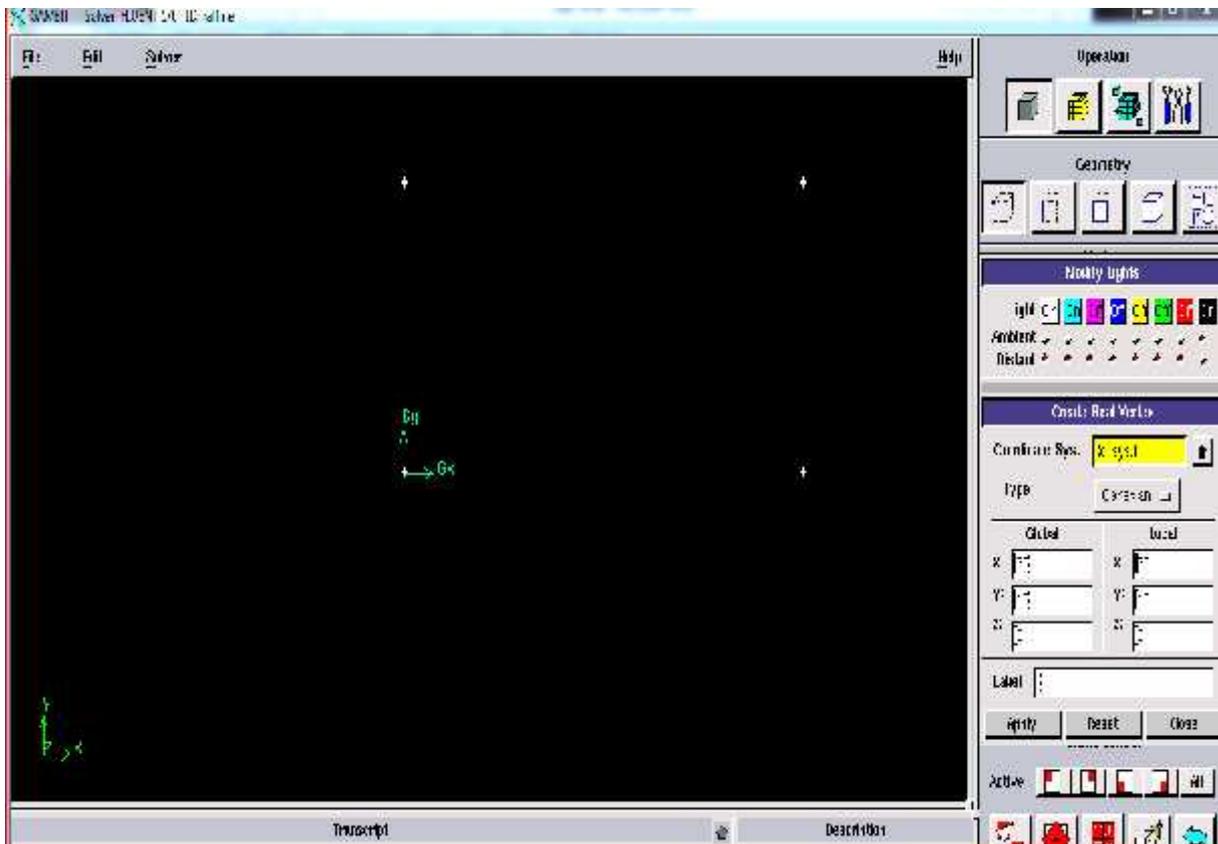


Figure .5 : création des points.

II.6.2.6. Création des lignes

Operation → Geometry → Edge → Create.



Figure II.6 : création des lignes.

II.6.2.7. Création de surfaces

Operation → Geometry → face → Create real face

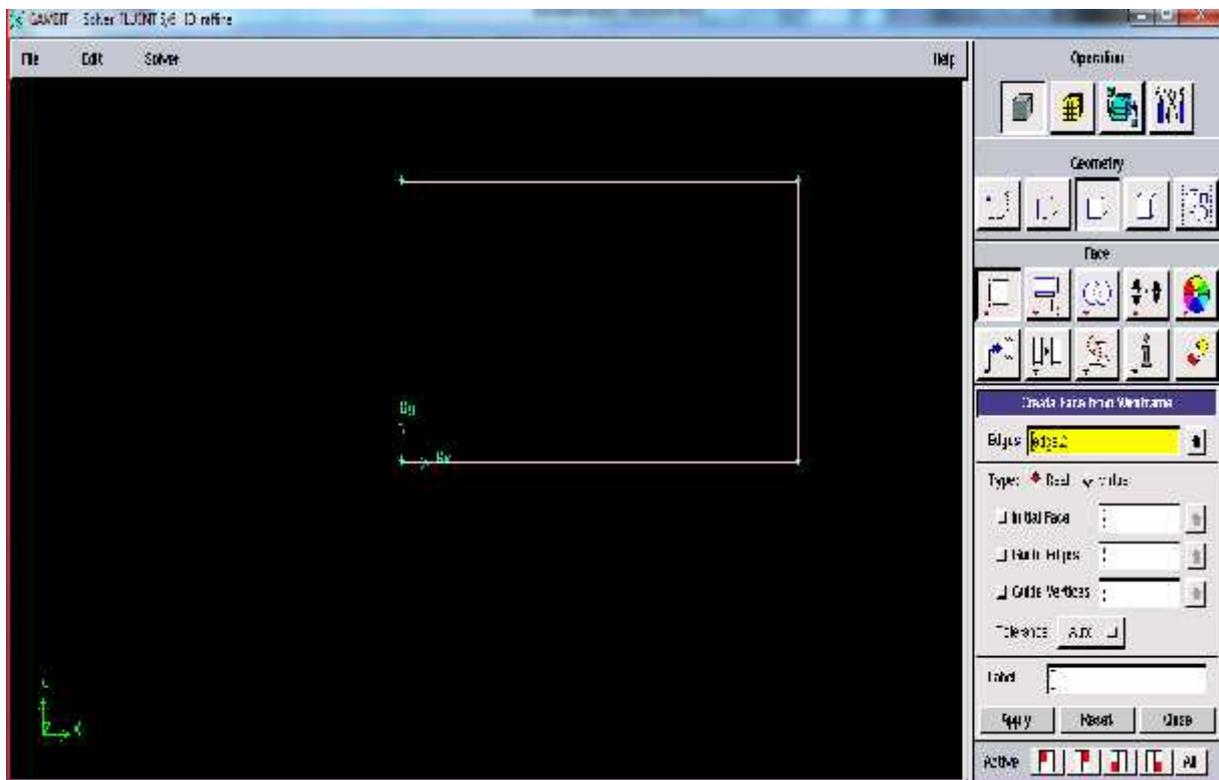


Figure II.7: création de surface.

.6.2.7. Maillage des lignes

Operation → mesh → Edge

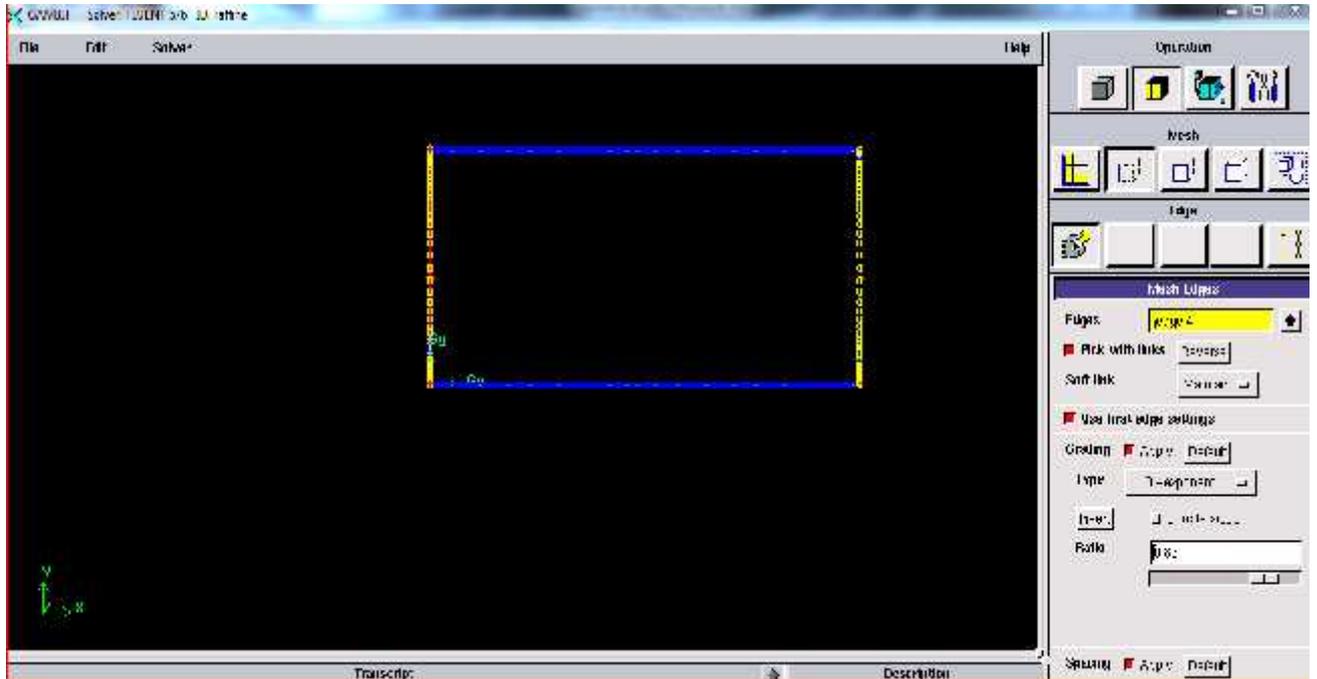


Figure II.8 : maillage des lignes.

II.6.2.8. Maillage de surface :

Operation → mesh → face.

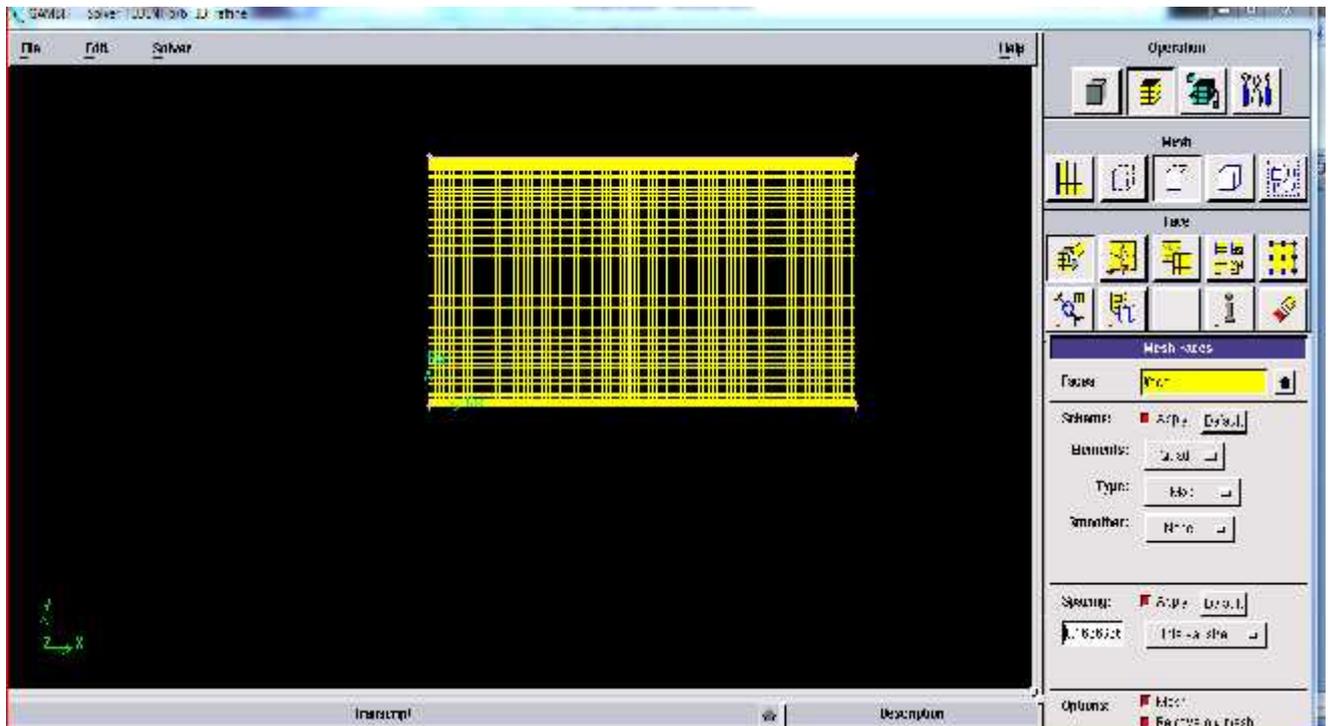


Figure II.9 : maillage de surface.

II.6.2.9. Les Conditions aux limites

Operation → Zone → Specify boundary types

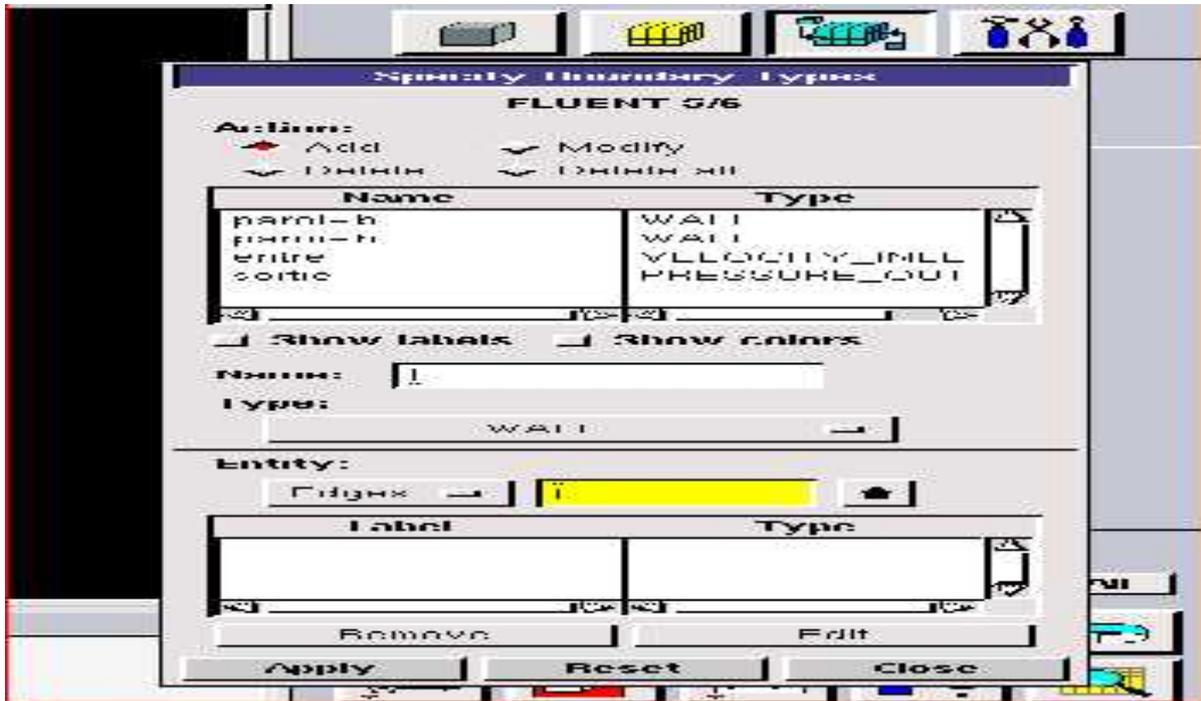


Figure II.10 : condition aux limites.

II.6.2.10. Définition des zones

Operation → Zone → Specify continuum types

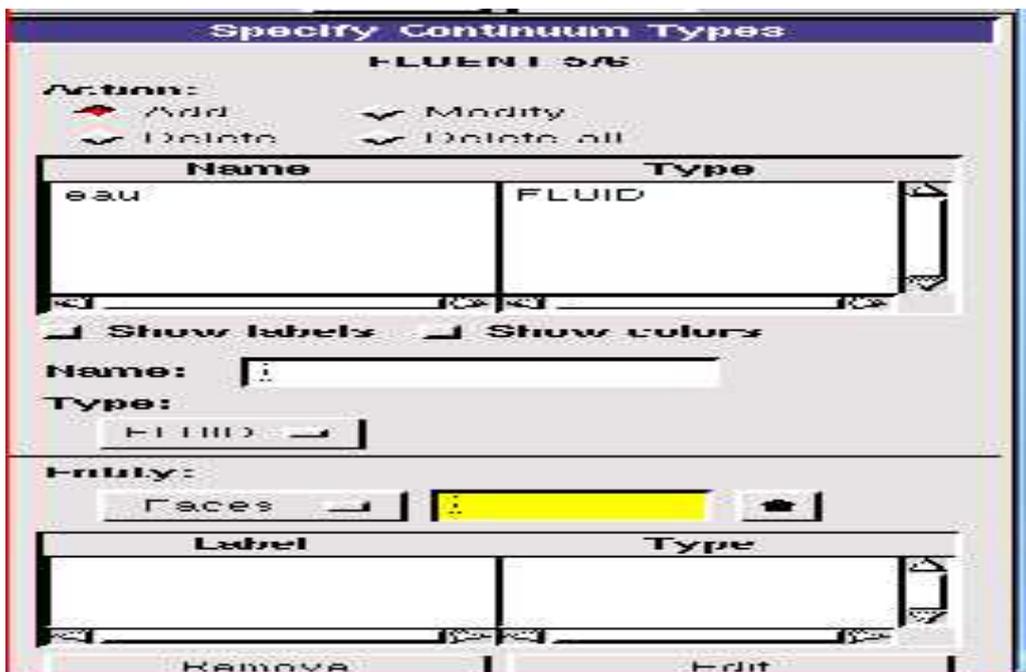


Figure II.11 : définition de zone.

II.6.2.11. Exportation du maillage

File → Export → Mesh.

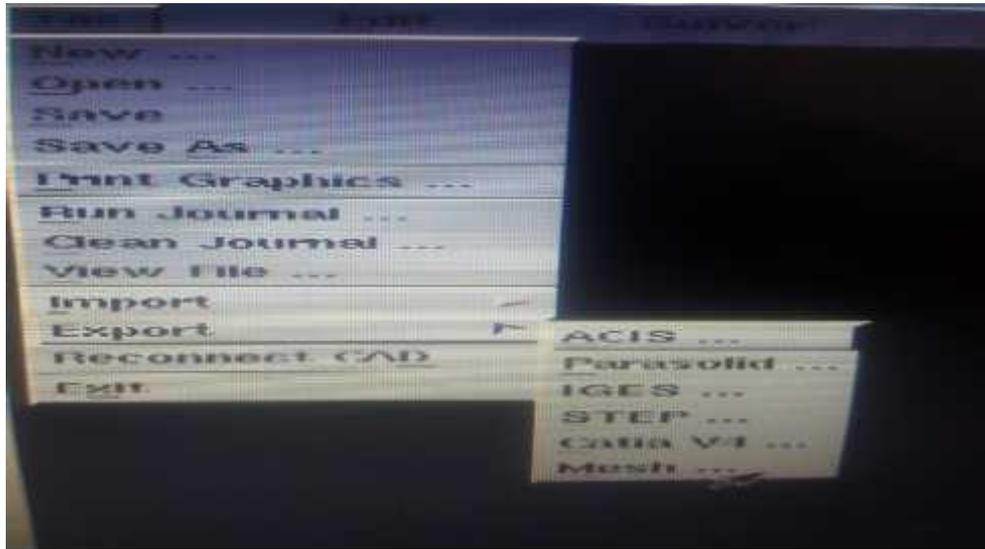


Figure .12 : L'exportation du maillage.

.7. La procédure de calcul par Fluent

.7.1. L'ouverture de la version de fluent

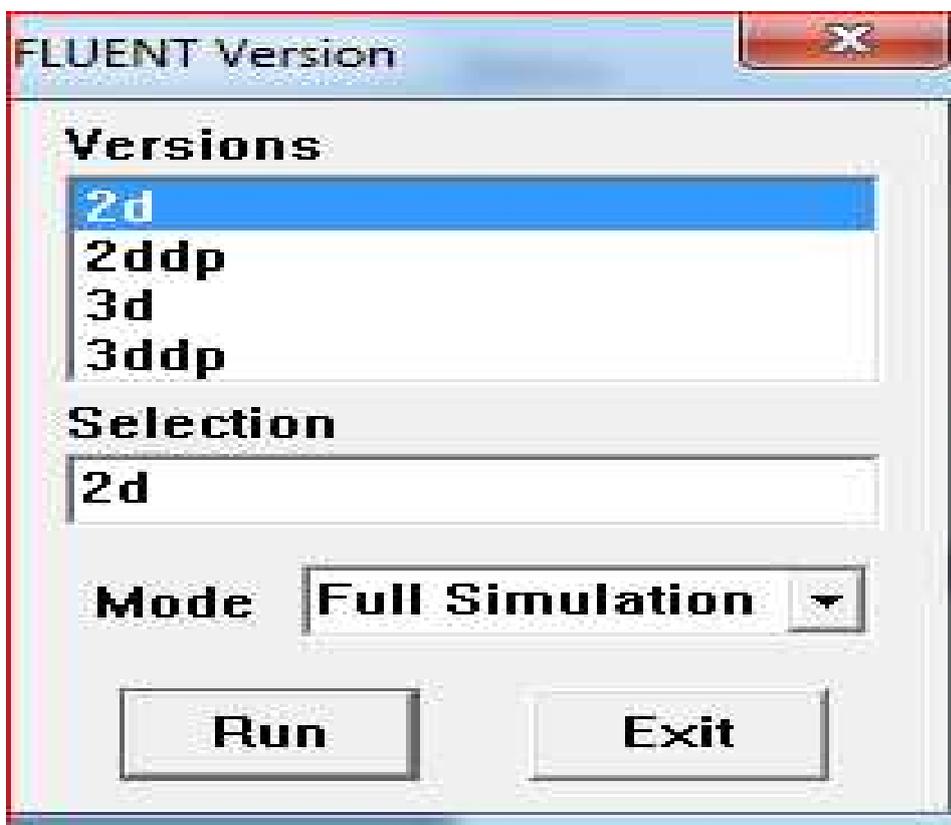


Figure .13 : Choix de la version de fluent.



Figure .14 : Vue globale de fluent.

.7.2. L'importation de la géométrie (*.mesh) :

File → Read → Case.

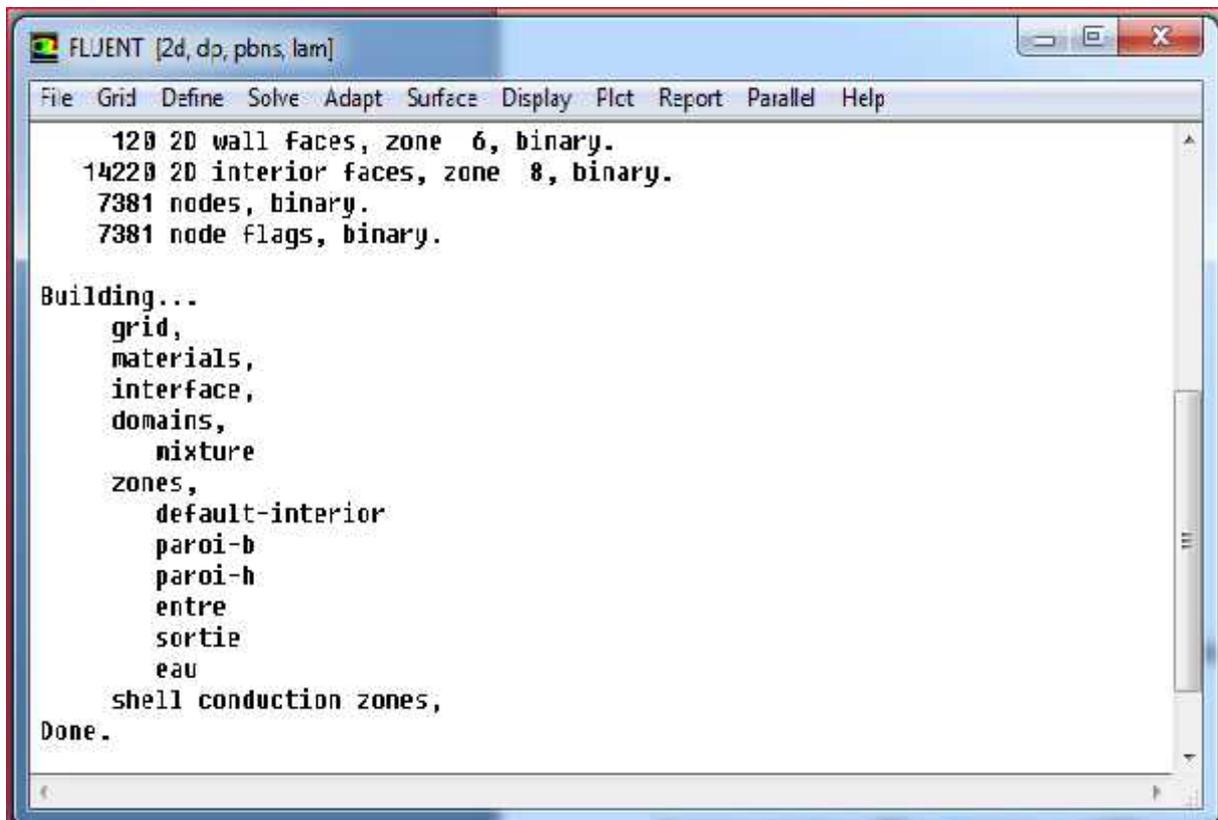


Figure .15 : Importation de la géométrie.

.7.3. Vérification du maillage importé

Grid → Check.

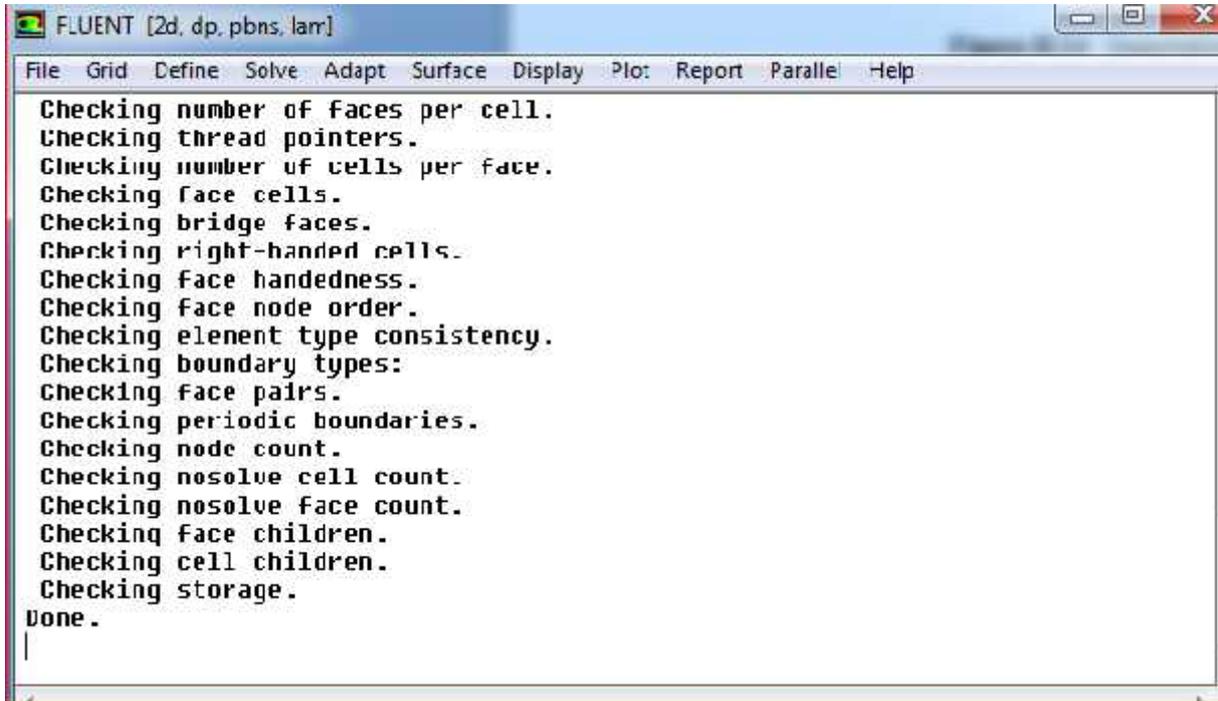


Figure .16 : Vérification du maillage.

.7.4. Lissage du maillage

Grid → Smooth and swap.

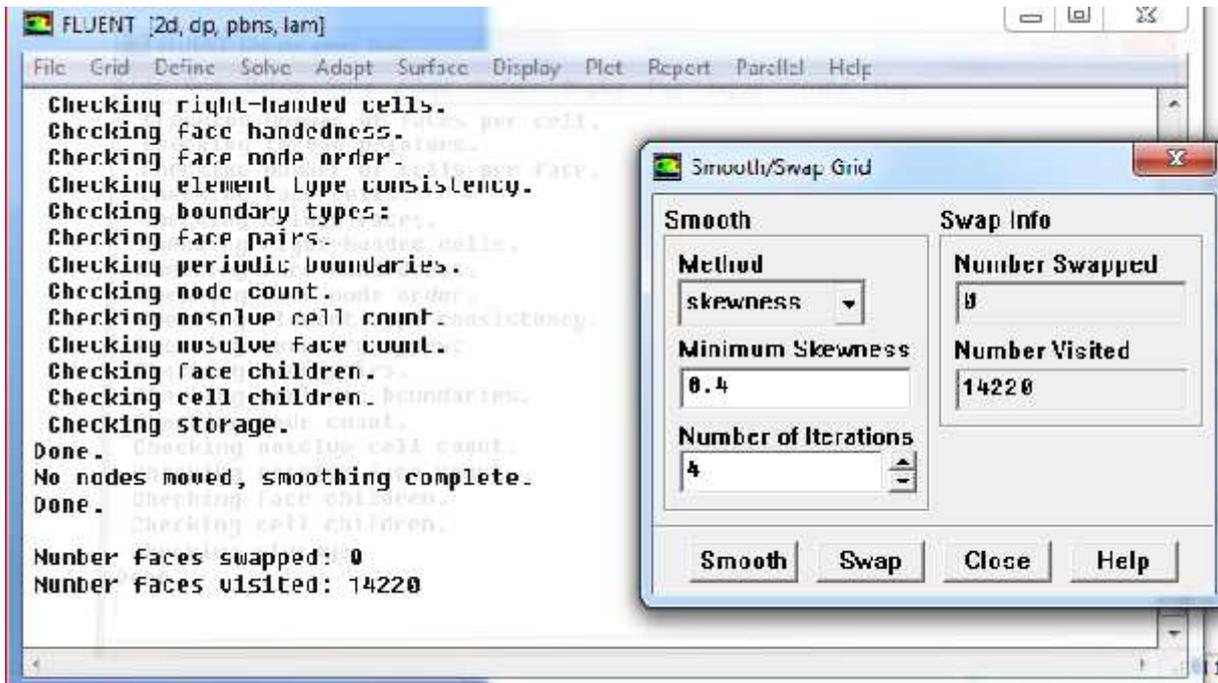


Figure .17 : Lissage du maillage.

.7.5. Vérification de l'échelle

Grid → Scale

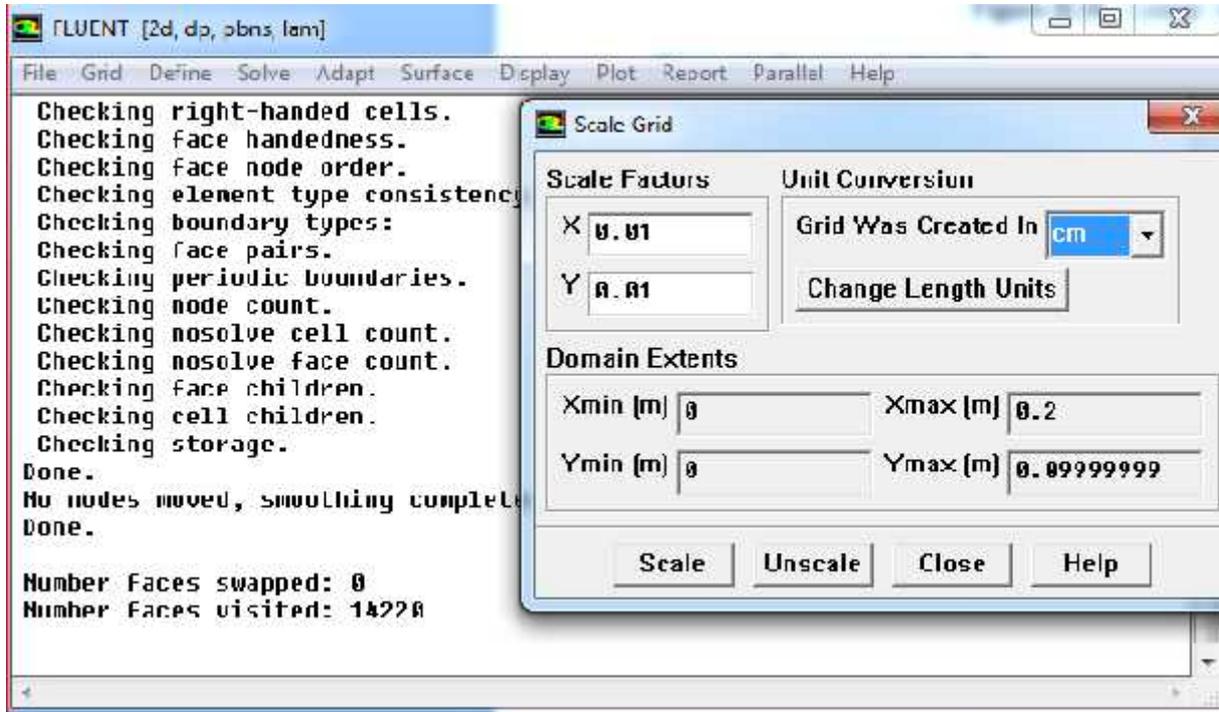


Figure .18 : Vérification de l'échelle.

.7.6. Choix du solveur

Define → Models → Solver.

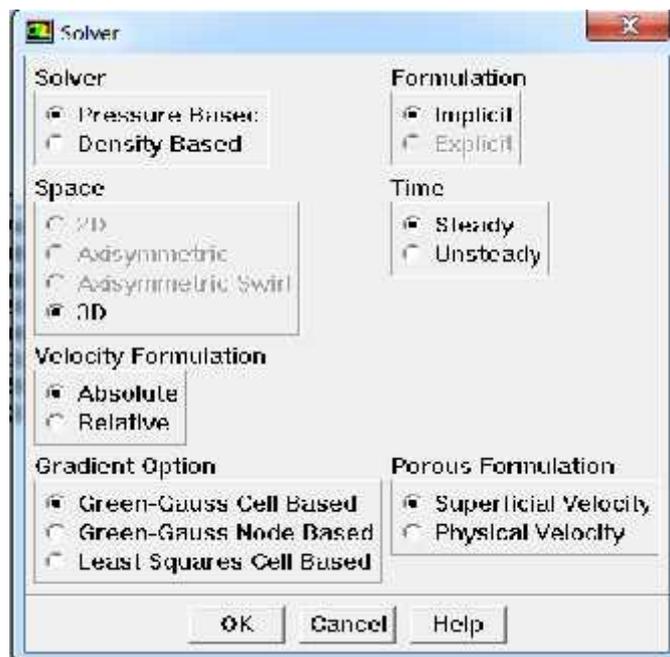


Figure .19 : Choix du solveur.

7.7. Autorisation du transfert de chaleur

Define → Models → Energy.

```
> Reading "E:\fluent\ilgas\raffinerie500t308.cas"....  
7200 quadrilateral cells, zone 2, binary.  
60 2D pressure-outlet faces, zone 3, binary.  
60 2D velocity-inlet faces, zone 4, binary.  
120 2D wall faces, zone 5, binary.  
120 2D wall faces, zone 6, binary.  
14220 2D interior faces, zone 8, binary.  
7381 nodes, binary.  
7381 node flags, binary.
```

Warning: this is a single-precision solver.

Building...

```
grid,  
materials,  
interface,  
domains,  
mixture  
zones,  
default-interior  
paroi-b  
paroi-h  
entre  
sortie  
eau  
shell conduction zones.
```

Done.



Figure 20 : Autorisation de l'équation de l'énergie.

7.8. Définition des caractéristiques du fluide

Define → Materials.

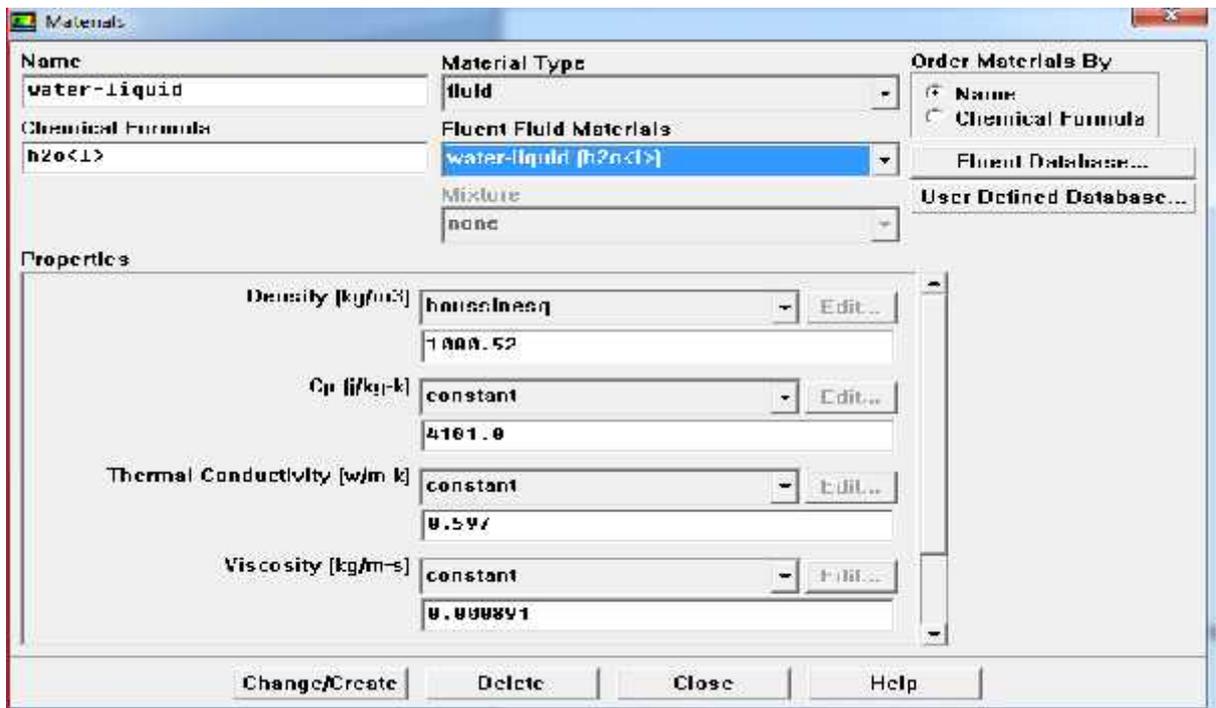


Figure 21 : Définir les propriétés physiques du fluide.

.7.9. Définir les conditions aux limites

.7.10. Conditions aux limites usuelles :

Define → Boundary conditions.

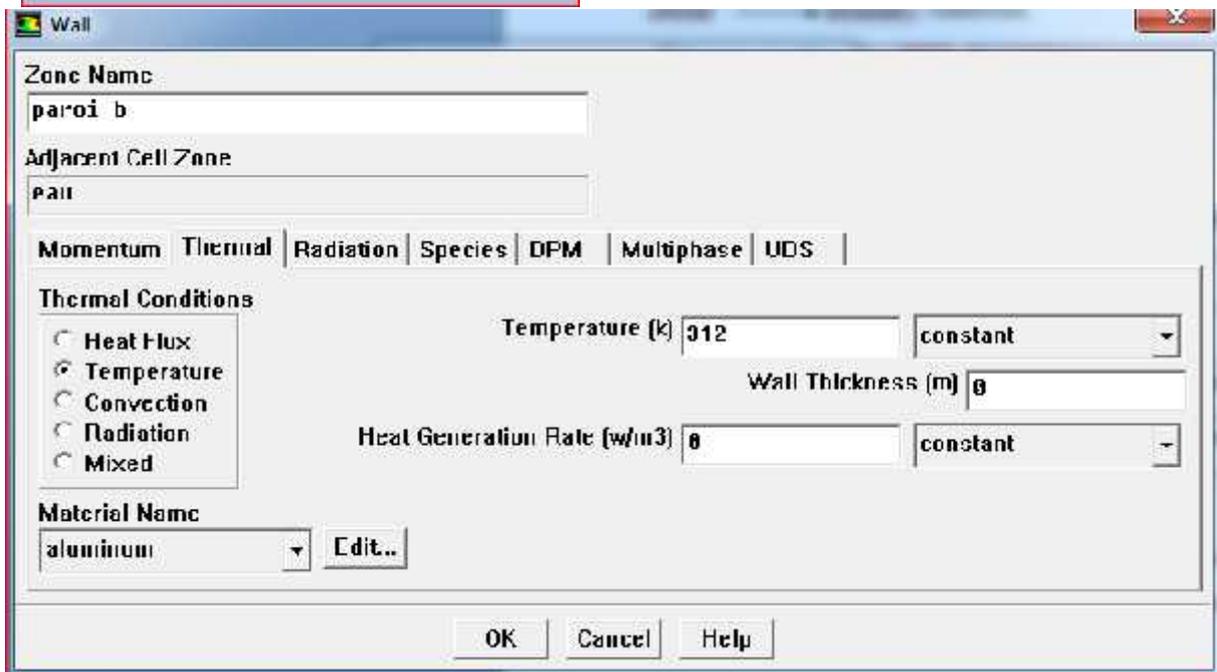
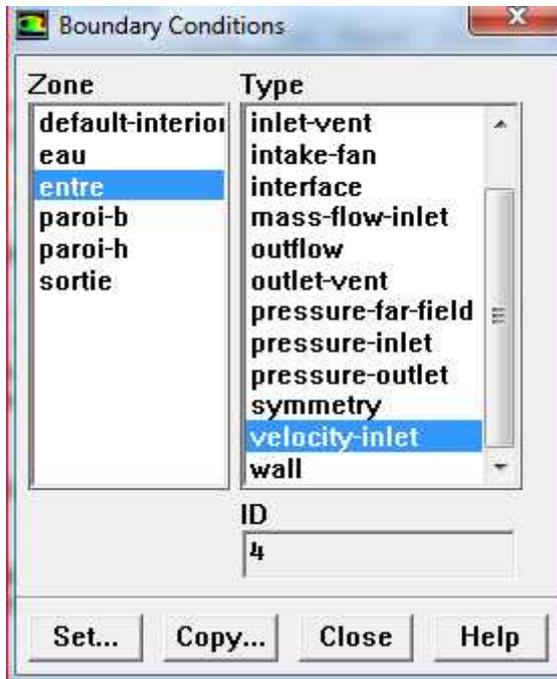


Figure .22: Valeurs des conditions aux limites.

.7.11. Choix des facteurs de sous relaxation

Solve → Controls → Solution.

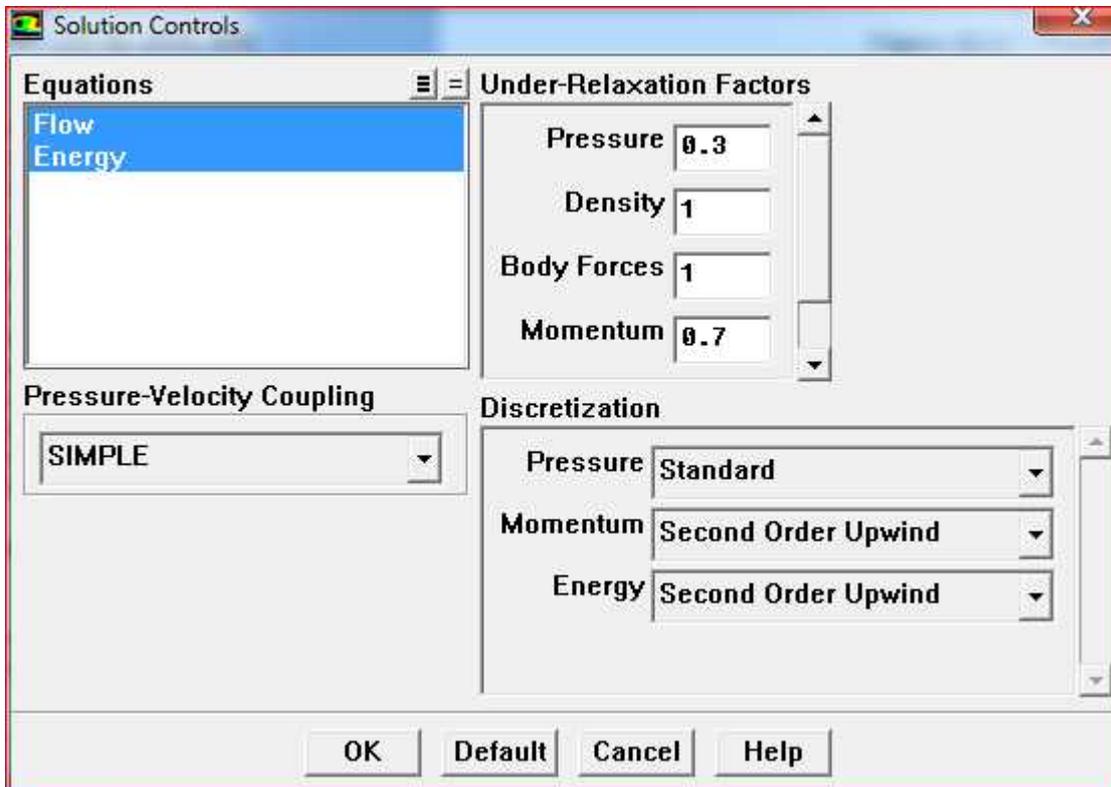


Figure .23 : Choix de la solution.

.7.12. L'initialisation

Solve → Initialize → Init.

.7.13. Choix de résiduel

Solve → Monitors → Residual.

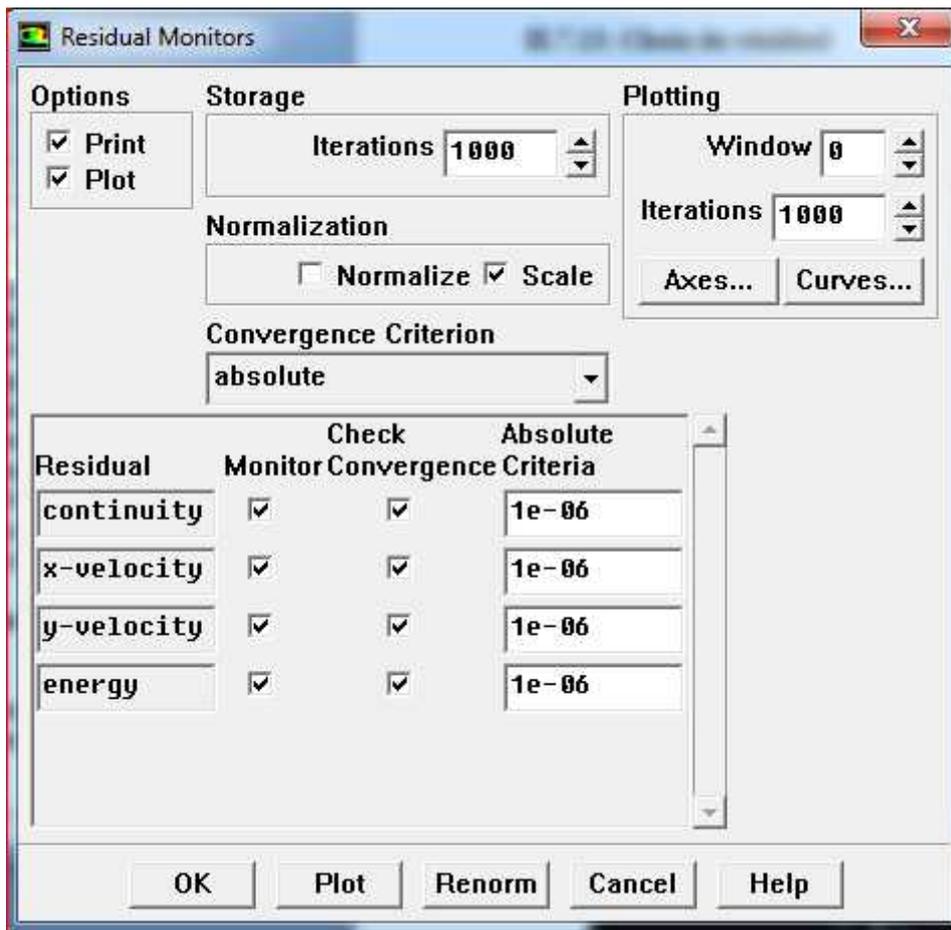


Figure .24 : Choix de résiduel.

I.7.14. Lancement du calcul

Solve ———> Iterate.

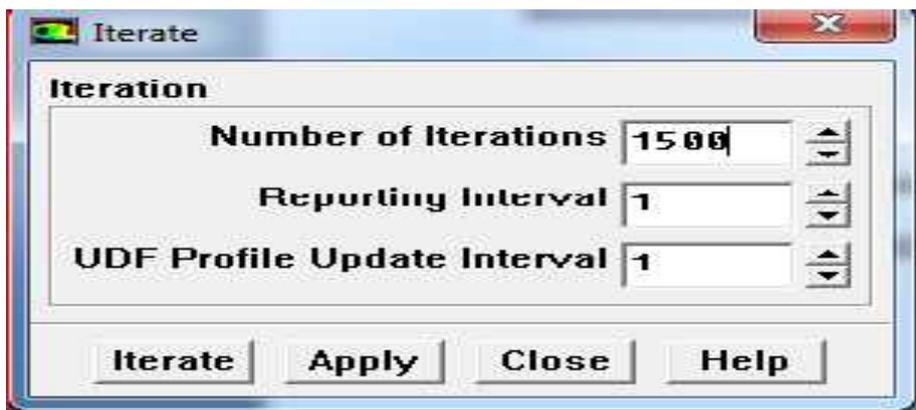


Figure .25 : Choix du nombre d'itérations.

.7.15. Convergence des calculs

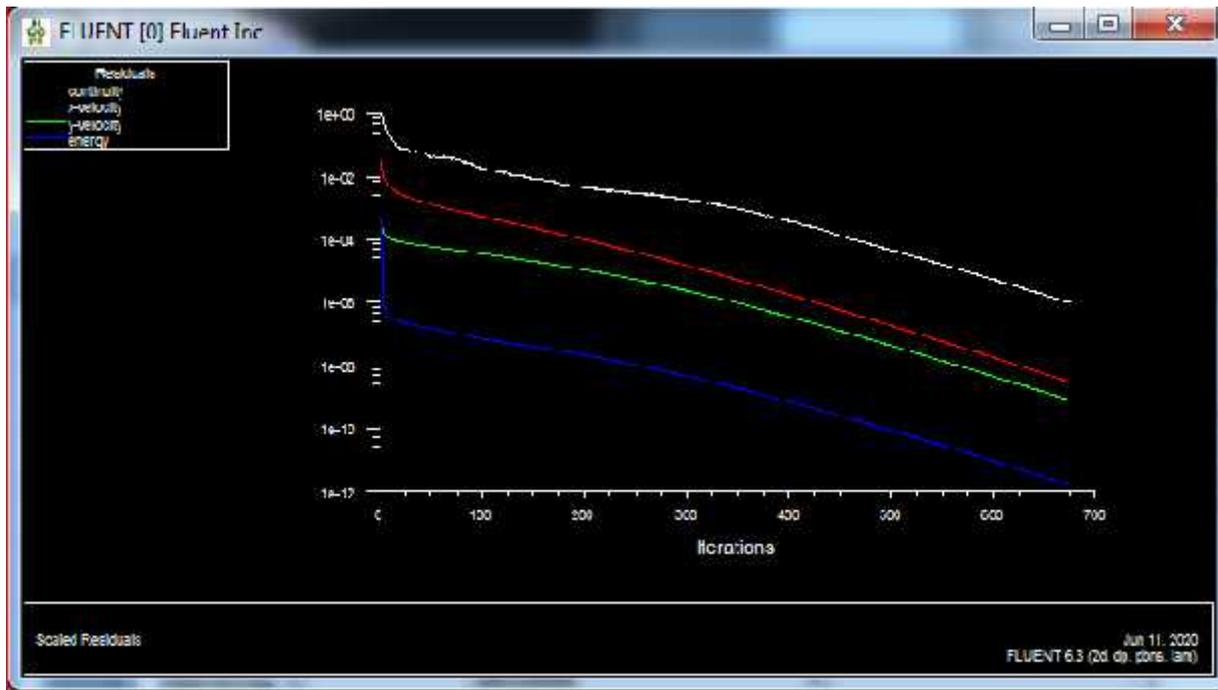


Figure .26 : Allure de l'évolution des résidus de calcul.

.8. Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les différentes géométries étudiées, ainsi les équations régissant notre problème, on a présenté aussi les conditions aux limites et les hypothèses simplificatrices. Pour la résolution des équations gouvernantes on a utilisé le logiciel Fluent et pour la création de la géométrie on utilisé le logiciel Gambit. Les étapes de l'utilisation de ces logiciels sont détaillées dans le chapitre suivant.

Chapitre III

Résultats et Discussions

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre on va exploiter les résultats obtenus de notre simulation numérique avec un fluide tel que les contours des températures, les contours des vitesses et les lignes de courants.

Pour toutes les simulations réalisées dans cette étude, nous avons varié le nombre de Reynolds dans trois valeurs 100, 500 et 1000 pour voir l'effet de vitesse sur le transfert de chaleur.

II.2. Les paramètres utilisés

- ❖ Les propriétés physiques de fluide de base utilisés (l'eau) :
 -) Masse volumique : $\rho = 1000.52 \text{ kg/m}^3$.
 -) La capacité calorifique : $C_p = 4181.8 \text{ J/kg.K}$.
 -) La conductivité thermique : $k = 0.597 \text{ W/m.K}$.
 -) La viscosité dynamique : $\mu = 8.91 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m.s}$.

- ❖ Les propriétés physiques des plaques parallèles (fabriquées en aluminium) :
 -) Masse volumique : $\rho = 2719 \text{ kg/m}^3$.
 -) La capacité calorifique : $C_p = 871 \text{ J/kg.K}$.
 -) La conductivité thermique : $\lambda = 202.4 \text{ W/m.K}$.

II.3. Simulation numérique du transfert de chaleur entre deux plaques parallèles.

III.3.1. Contours de températures

Les Figures III.a.b.1, III.a.b.2, III.a.b.3 représentent les contours de la température pour les trois nombres de Reynolds : $Re=100$, $Re=500$ et $Re=1000$ et pour deux températures des plaques : $T_{ch}=308^\circ \text{ K}$ et $T_{ch}=312^\circ \text{ K}$.

L'augmentation du nombre de Reynolds provoque un accroissement de la vitesse d'entrée ce qui permet d'améliorer le transfert de chaleur par convection et par conséquent une évacuation plus importante de la chaleur.

Ces figures montrent aussi un développement d'une couche limite thermique autour des plaques, la température de l'eau augmente près des plaques.

On peut noter également que la température est maximale dans les plaques de deux cas (312, 308) et diminue en s'éloignant des plaques.

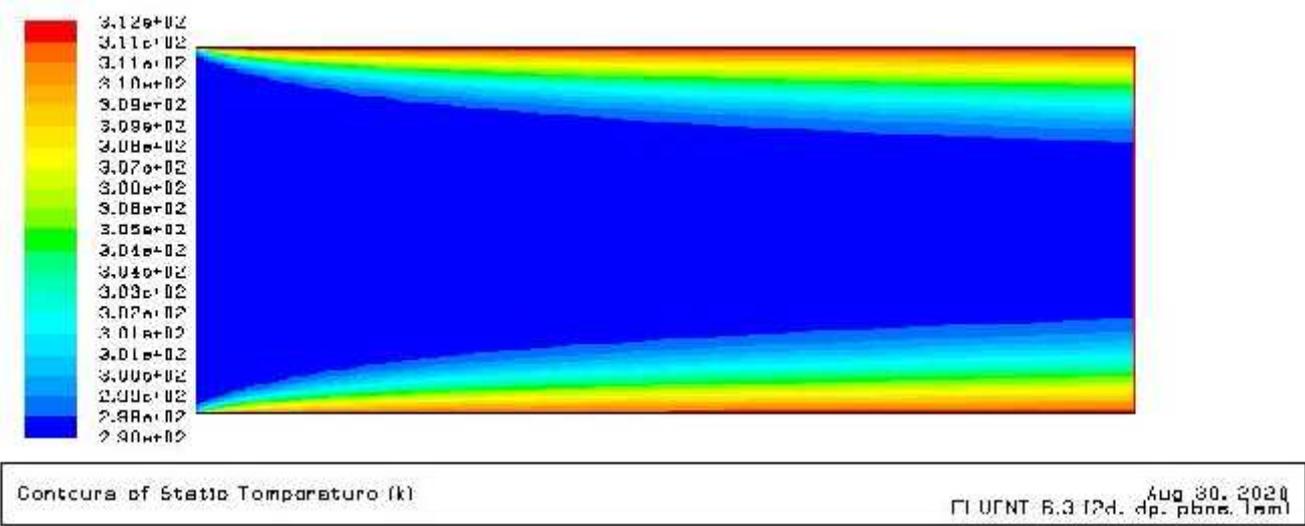


Figure III.a.1 : Contours de température Re=1000 et Tch=312°k.

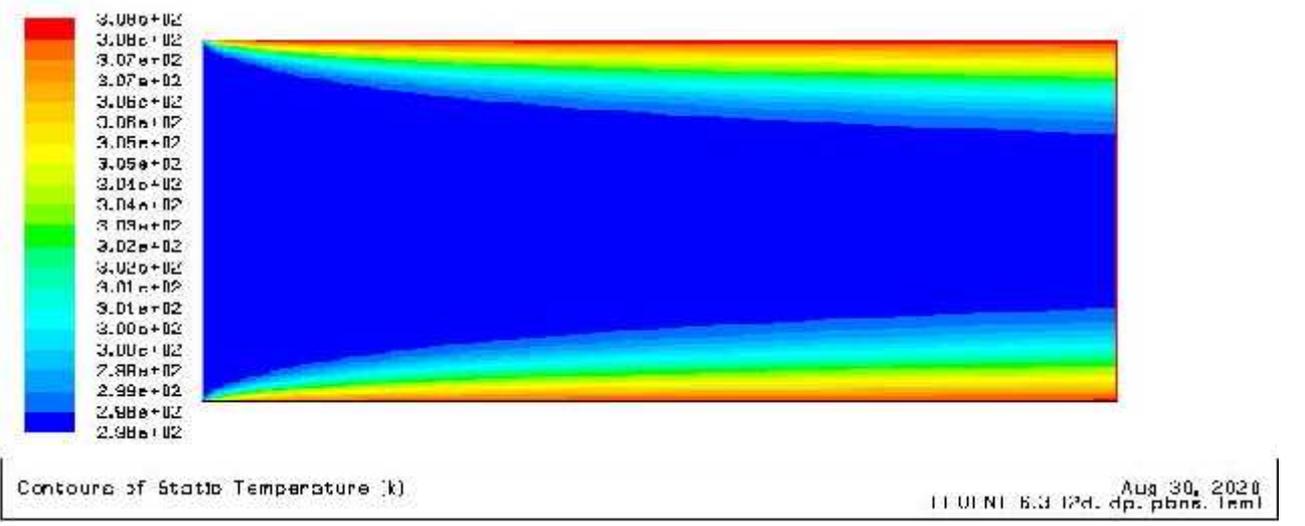


Figure III.b.1 : Contours de température Re=1000 et Tch=308°k.

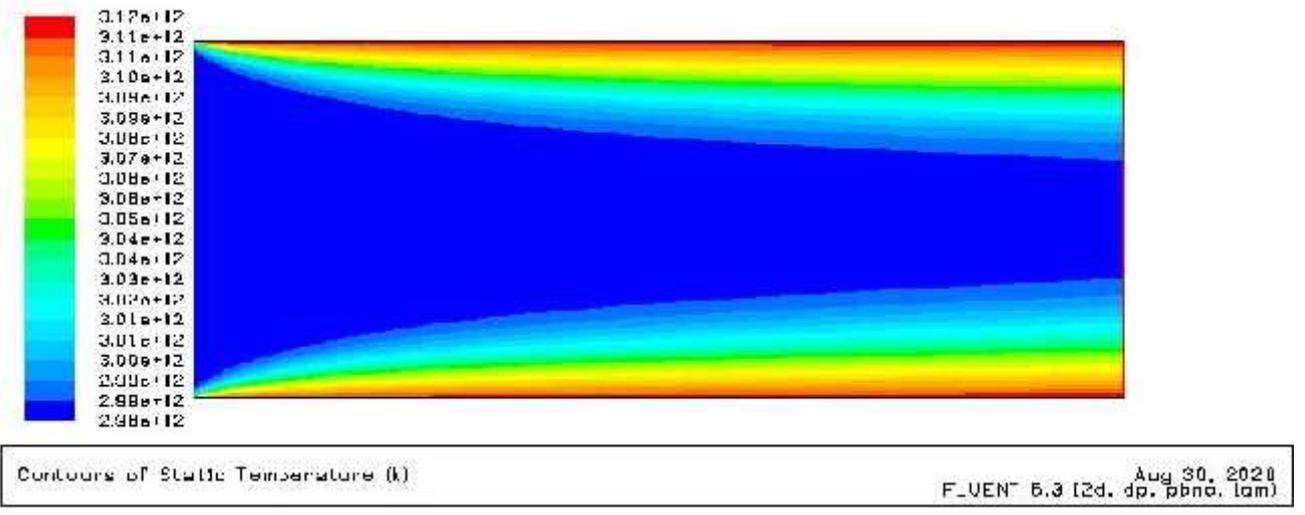


Figure III.a.2 : Contours de température Re=500 et Tch=312°k.

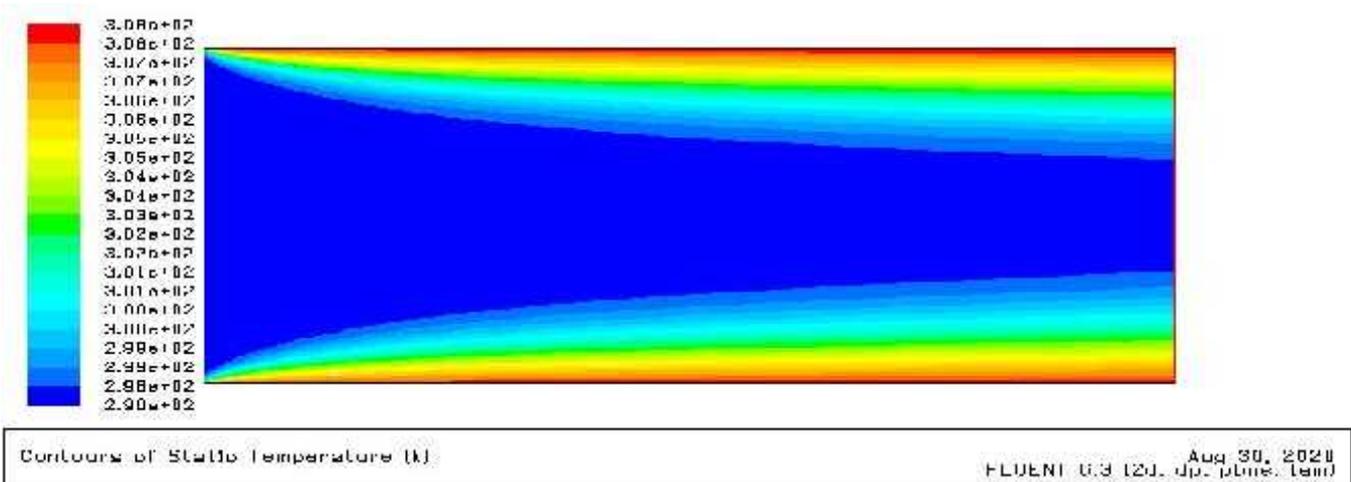


Figure III.b.2 : Contours de température Re=500 et Tch=308°k.

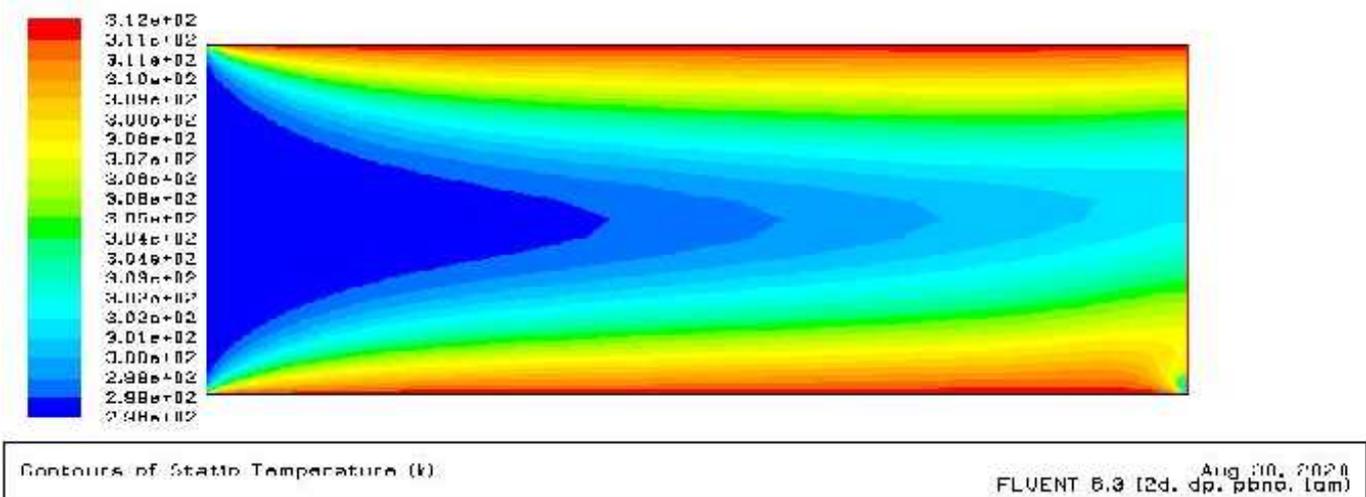


Figure III.a.3 : Contours de température Re=100 et Tch=312°k.

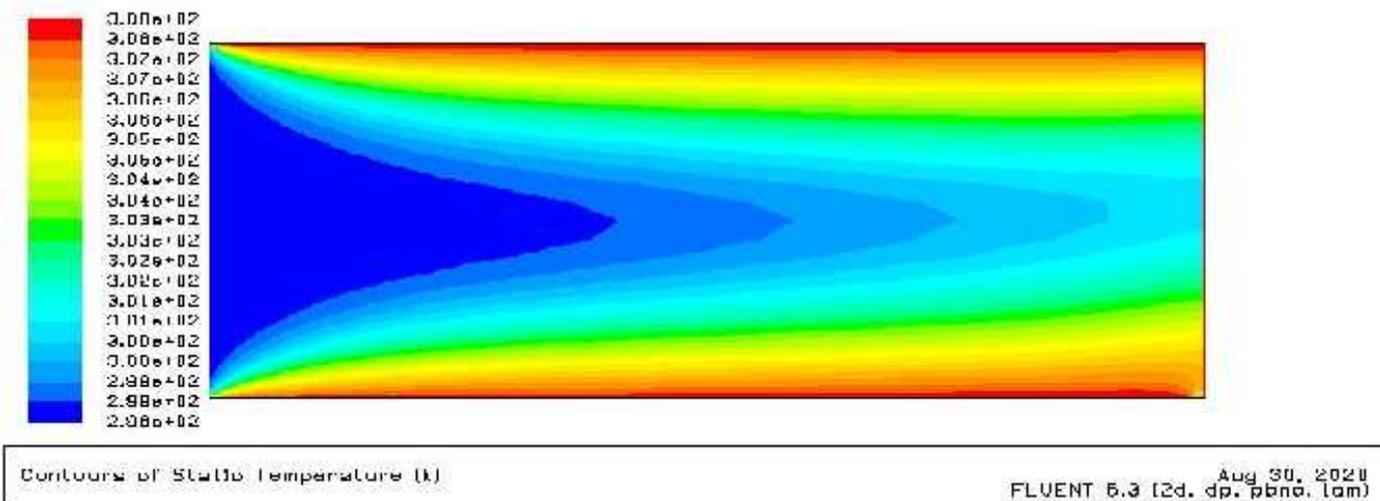


Figure III.b.3 : Contours de température Re=100 et Tch=308°k.

II.3.2. Contours de Vitesses

Les Figures III.a.b.4, III.a.b.5 et III.a.b.6 représentent les contours de vitesses pour différentes valeurs du nombre de Reynolds $Re=100$, $Re=500$ et $Re=1000$. Il est clairement observé que les champs dynamiques subissent un profil de vitesse uniforme à l'entrée, tandis qu'ils restent nulles à travers les plaques car la condition de non glissement à la paroi est appliquée. Les particules fluides s'approchent des plaques et se déplacent autour d'elles en créant un brassage favorisant le transfert de chaleur.

D'après ces résultats numériques, on remarque également que les valeurs des vitesses à la sortie augmentent et on remarque aussi la couche limite près des plaques est la vitesse sa nulle, la vitesse augment éloigne des plaques elle est maximal au centre.

Le champ vitesse varie selon la variation de Reynolds le profil de vitesse de même forme mais avec une dégradation déférente selon Reynolds Re maximum la vitesse maximal.

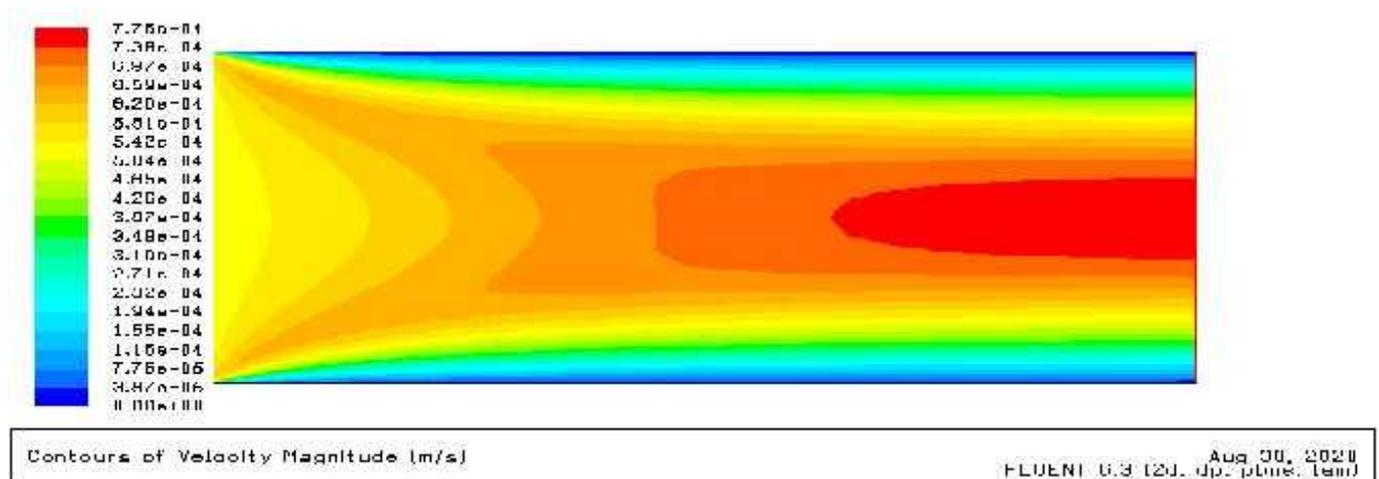


Figure III.a.4 : Contours de vitesse $Re=1000$ et $Tch=312^{\circ}k$.

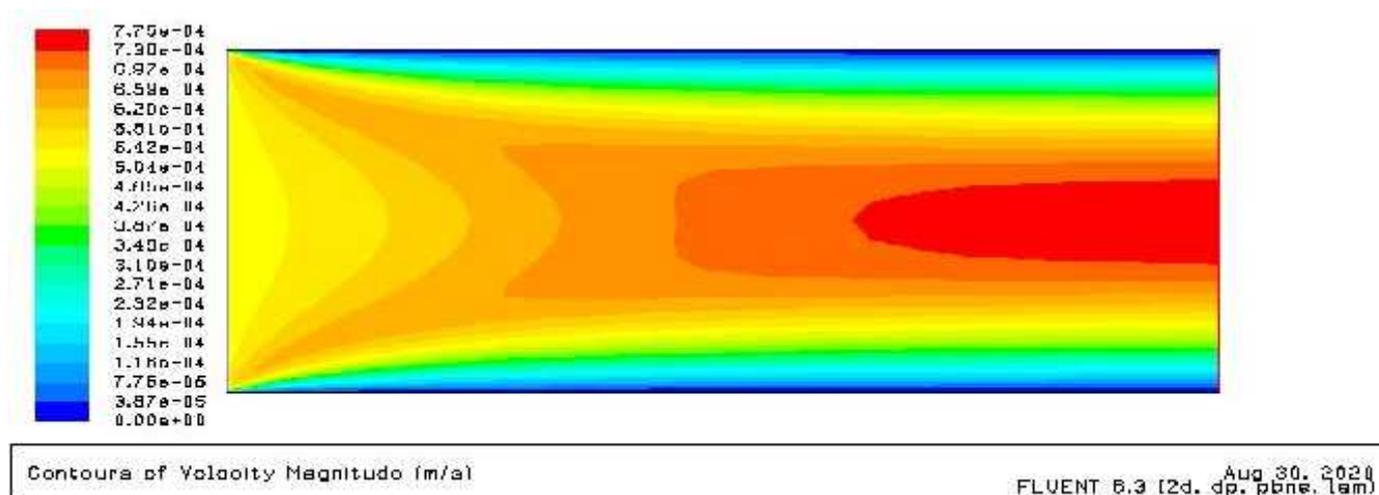


Figure III.b.4 : Contours de vitesse $Re=1000$ et $Tch=308^{\circ}k$.

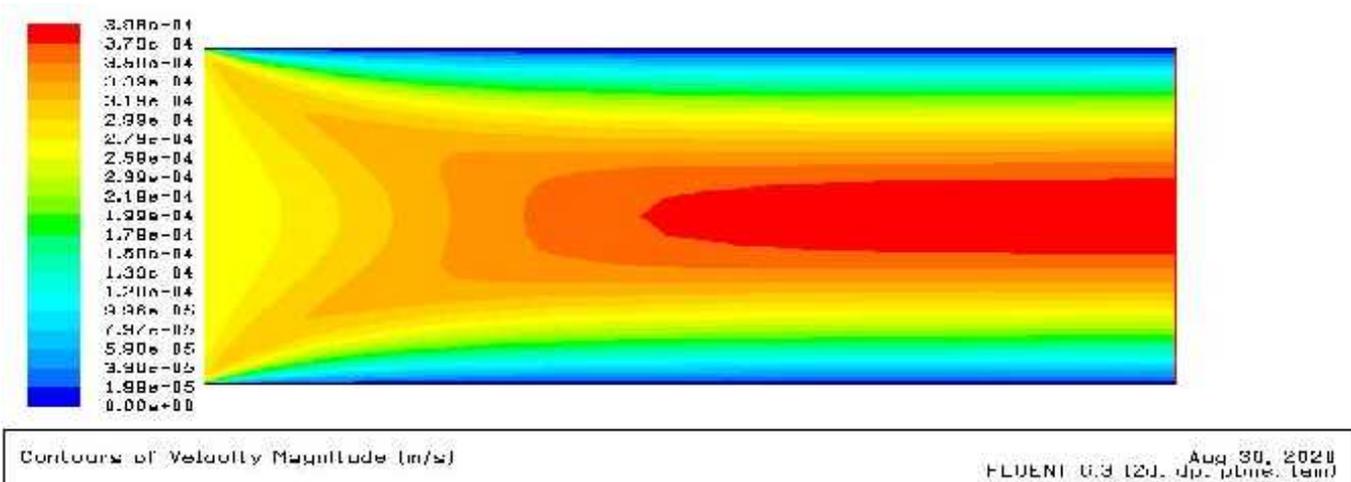


Figure III.a.5 : Contours de vitesse $Re=500$ et $Tch=312^{\circ}k$.

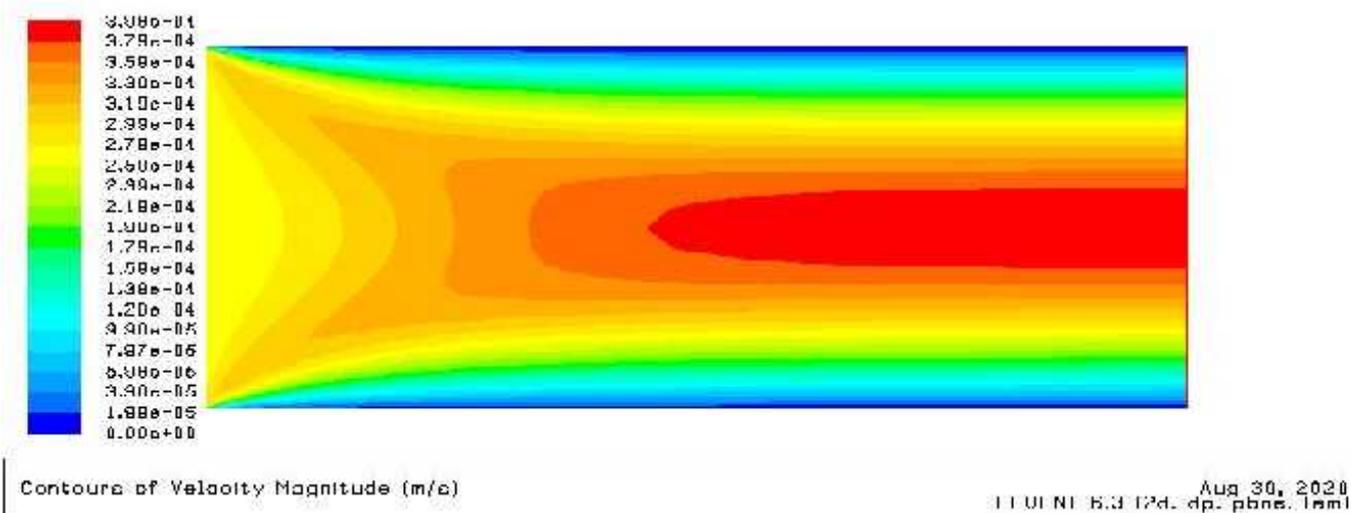


Figure III.b.5 : Contours de vitesse $Re=500$ et $Tch=308^{\circ}k$.

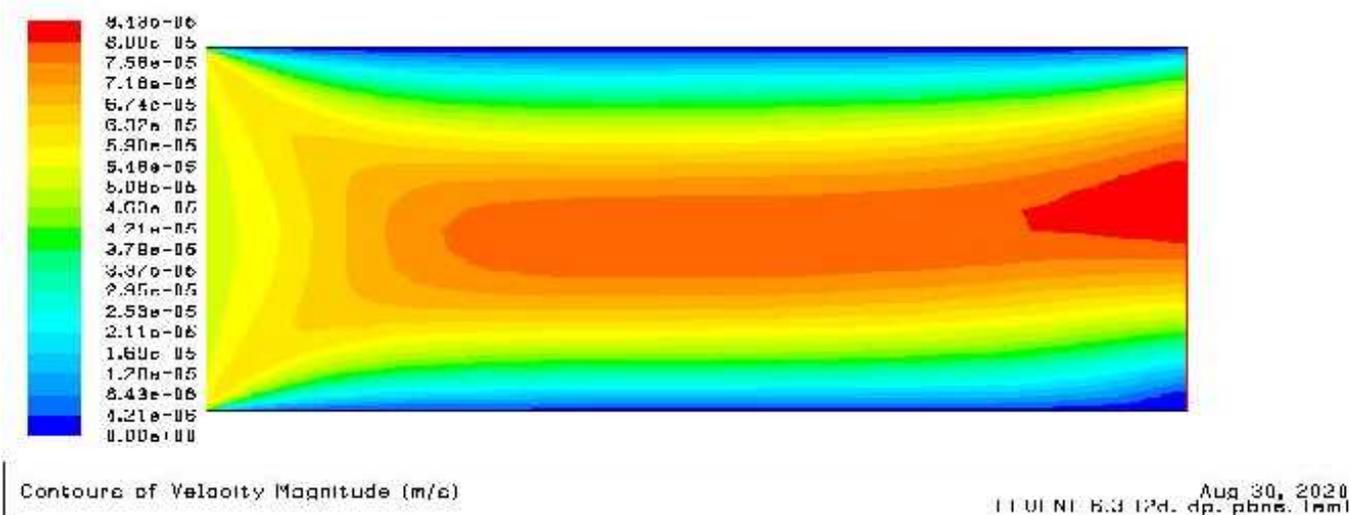


Figure III.a.6 : Contours de vitesse $Re=100$ et $Tch=312^{\circ}k$.

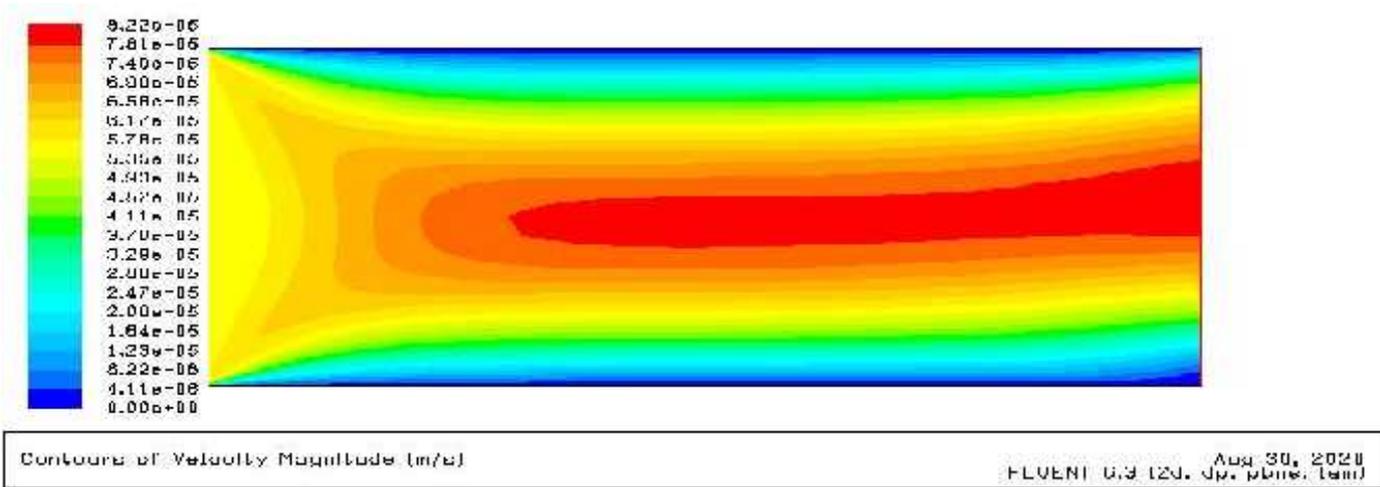


Figure III.b.6 : Contours de vitesse $Re=100$ et $Tch=308^{\circ}k$.

II.3.3. Les lignes de courants

Les Figures III.a.b.7, III.a.b.8 et III.a.b.9 montrent les lignes du courant de ytois nombre de Reynolds $Re=100$, $Re=500$ et $Re=1000$.

Ces figures montrent que l'écoulement près des plaques est connu comme rampant. Les forces visqueuses étant dominantes, le fluide reste attaché aux plaques sans aucune séparation. En s'éloignant des plaques, les forces d'inertie augmentent et empêchent la couche limite de rester attachée aux parois.

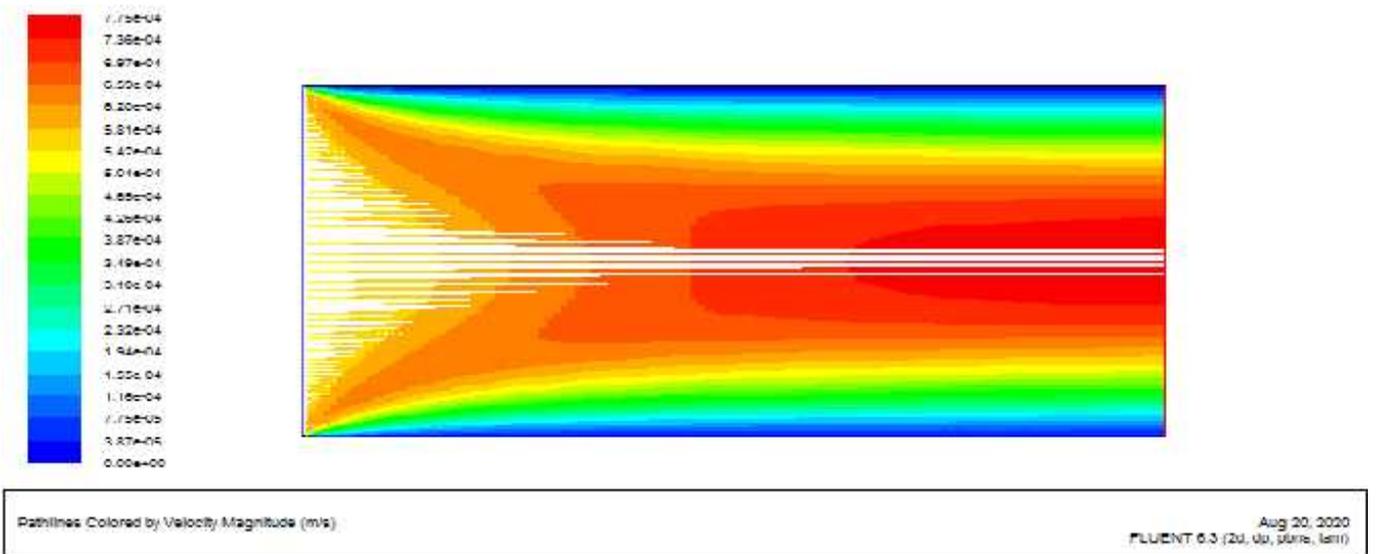


Figure III.a.7 : les lignes de courants $Re=1000$ et $Tch=312^{\circ}k$.

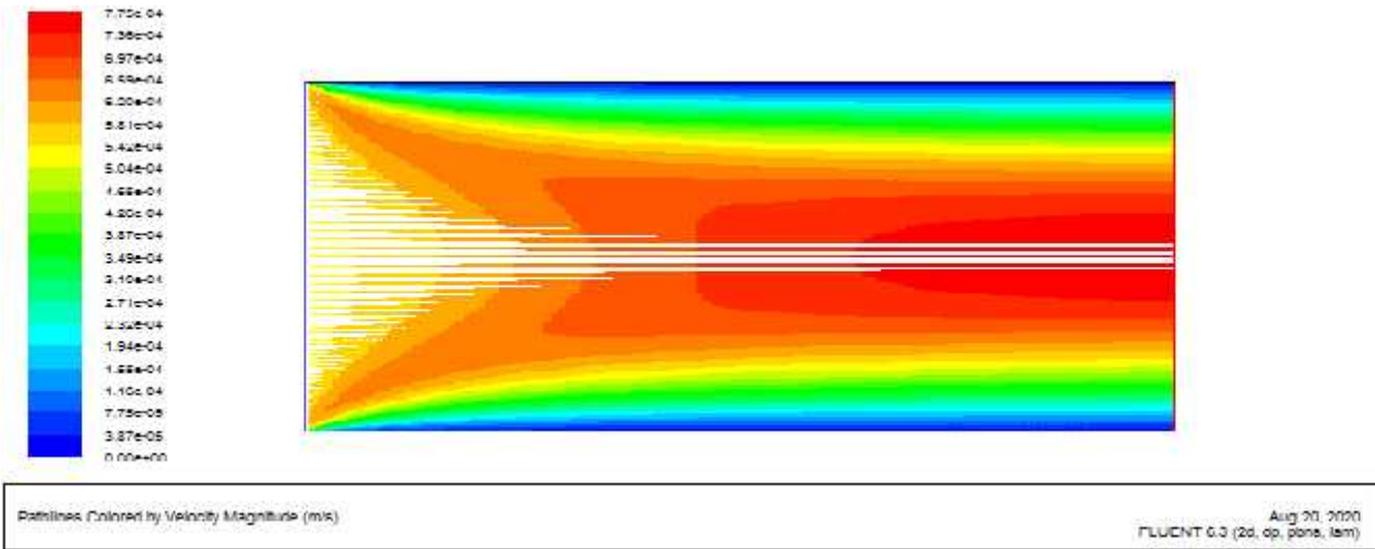


Figure III.b.7 : les lignes de courants $Re=1000$ et $Tch=308^{\circ}k$.

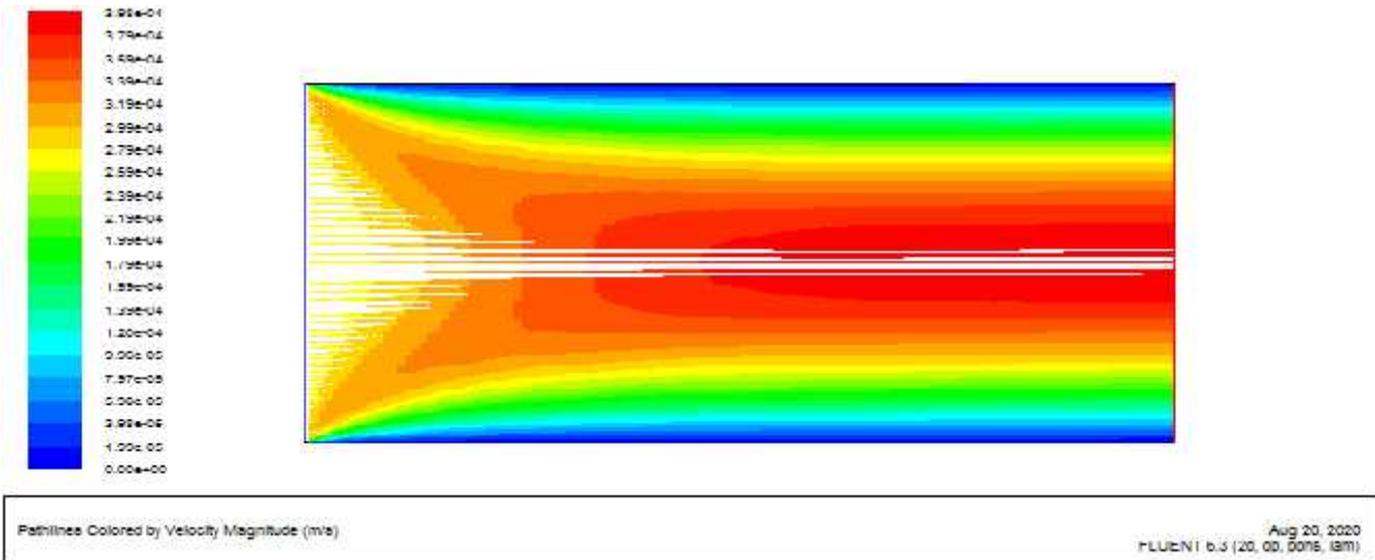


Figure III.a.8 : les lignes de courants $Re=500$ et $Tch=312^{\circ}k$.

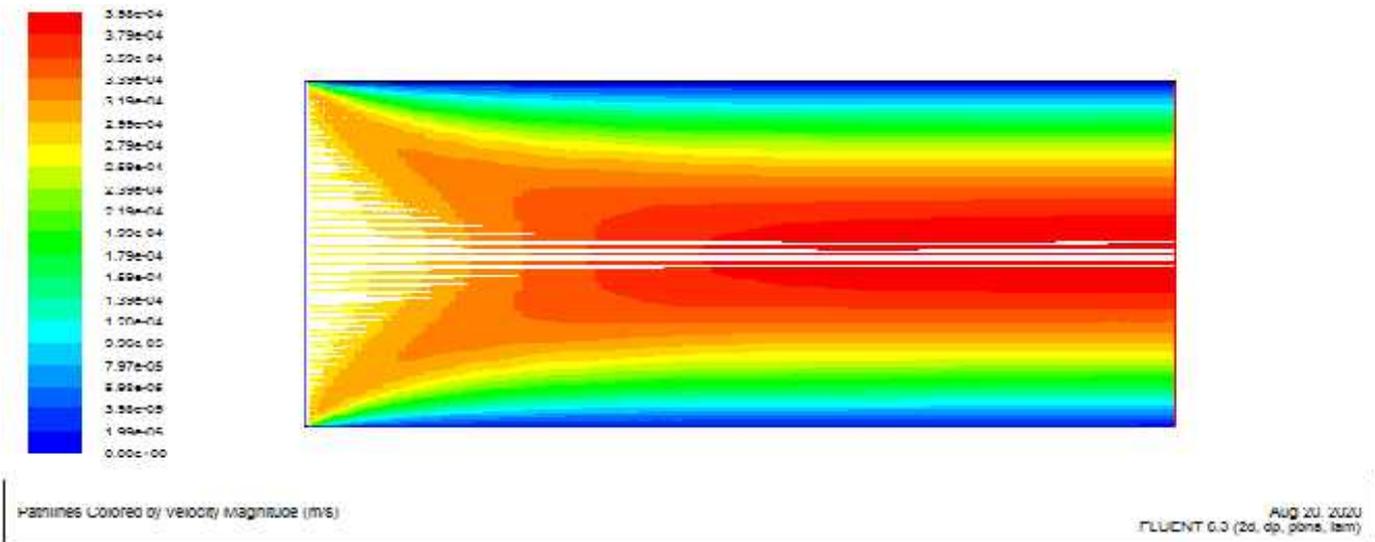


Figure III.b.8 : les lignes de courants $Re=500$ et $Tch=308^{\circ}k$.

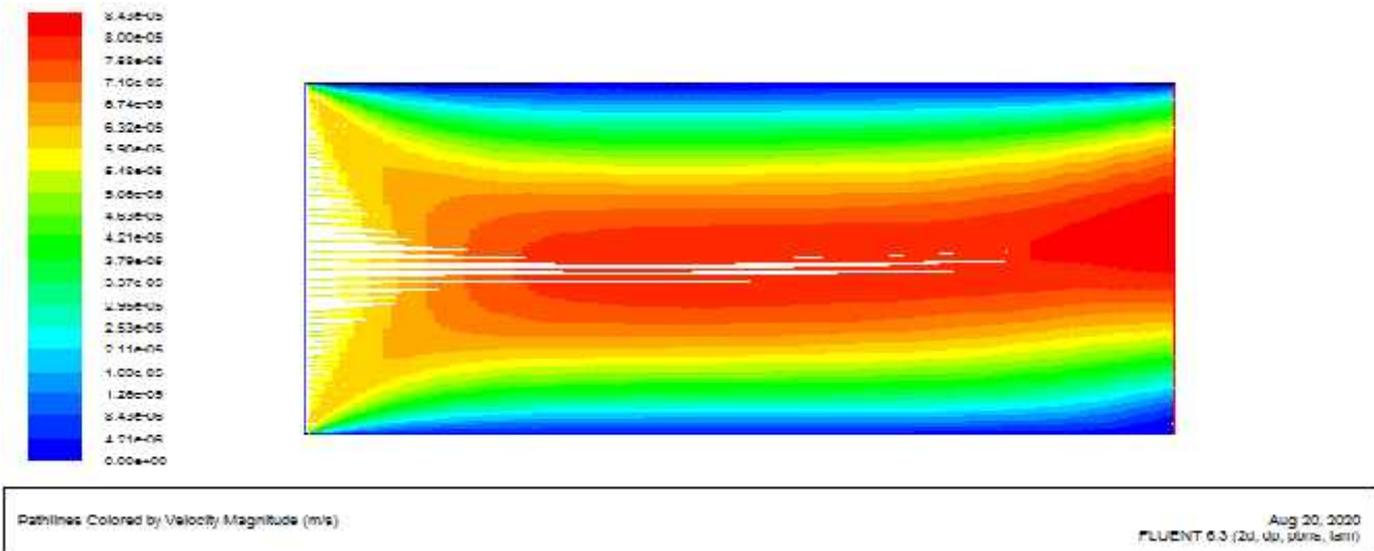


Figure III.a.9 : les lignes de caourants Re=100 et Tch=312°k.

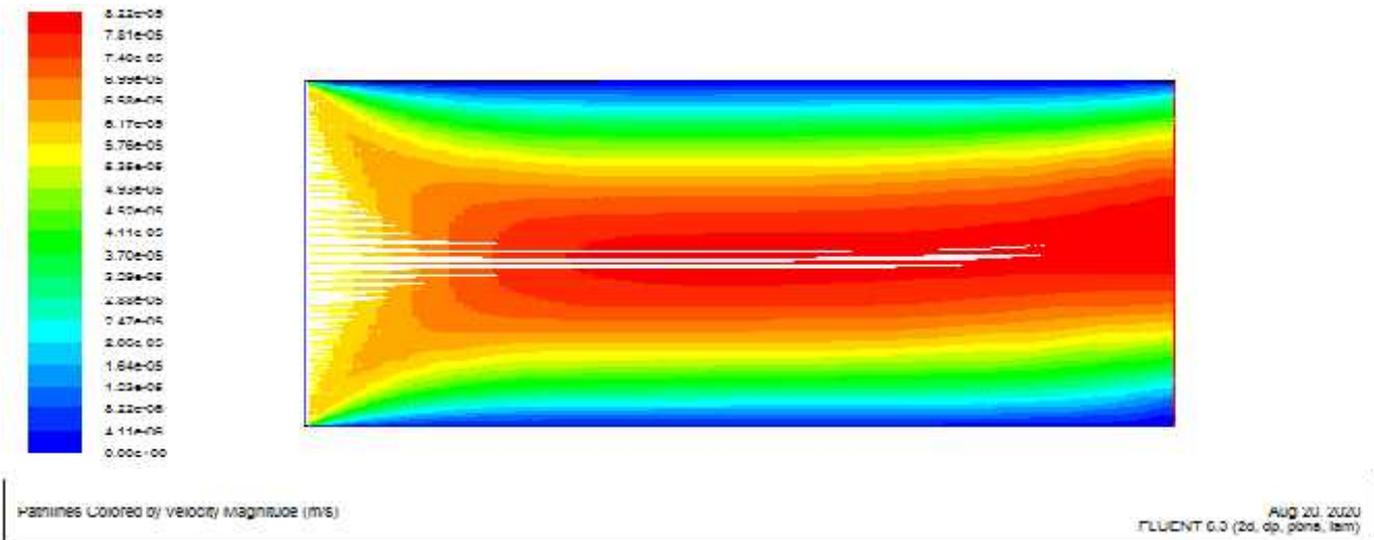


Figure III.b.9 : les lignes de courants Re=100 et Tch=308°k.

III.4.nombres adimensionnelles :

III.4.1 Le nombre de Prandtl : C'est le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique) :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.7).$$

Et

(de puis chapitre I)

$$Pr \times \frac{C_p \mu}{k} \quad (I.8).$$

II.4.2. Le nombre de Grashof : est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection libre dans un fluide. Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Il est définie par :

$$G_r = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_p - T_e)}{\nu^2}$$

Ou

g est l'accélération de la pesanteur [m/s²],

le coefficient d'expansion thermique [1/K],

T_p la température au parois et T_e la température externe.

Le nombre de Grashof joue un rôle identique a Re en convection forcée Le rapport de détermine quelle type de convection on a :

$$\frac{G_r}{Re^2} \ll 1 : \text{la convection forcée}$$

$$\frac{G_r}{Re^2} \gg 1 : \text{la convection naturelle}$$

$$\frac{G_r}{Re^2} \approx 1 : \text{la convection mixte}$$

III.4.3. Le nombre de Rayleigh

Il exprime le rapport entre les forces de poussées par les effets visqueux et la diffusion thermique. Il caractérise la vigueur de la convection naturelle. Pour une condition de température imposée (Dirichlet), le nombre de Rayleigh est la combinaison du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, Il s'écrit :

$$Ra = Pr \cdot Gr$$

III.5. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons exposé les résultats numériques entre deux plaques paires qui montrant que dans notre cas l'inertie a dominé est que le transfert thermique était néglige par rapport aux vitesses dans les deux cas de température mais quand la vitesse diminue le transfert thermique augmente approchant a la convection mixte est caractérisé avec le nombre de Richardson a basse Re , Ri est max.

On constat aussi que pour tel cas les solutions numérique arrange les solutions analytique les contours vitesse et de température montre l'équation de vitesse d'une forme parabolique est la

présence des couches limites thermique près des parois (plaques) obstacle le fluide due a la viscosité la vitesse sa nulle est sa a stagné le transfert thermique.

Conclusion générale

Dans ce mémoire nous avons exposé une initiation à l'étude numérique de l'écoulement laminaire avec transfert de chaleur de l'eau entre deux plaques paires.

Les équations qui régissent cette étude sont les équations de continuité, de quantité de mouvement, couplées à l'équation de l'énergie. La méthode choisie pour la résolution de ces équations est la méthode des volumes finis adoptée par le code commercialisé Fluent.

Après la création de la géométrie par le logiciel Gambit, on a passé aux simulations numériques à l'aide de logiciel Fluent, les résultats obtenus sont présentés pour les deux cas étudiés : température des plaques $T_{c,n} = 312^{\circ}k$ et $T_{c,n} = 308^{\circ}k$, pour trois nombres de Reynolds $R_e = 100$, $R_e = 500$ et $R_e = 1000$.

Les conclusions tirées de ces résultats peuvent être résumées comme suit :

-) Avec l'augmentation du nombre de Reynolds, les forces d'inertie dominent l'écoulement
-) La couche limite joue un rôle essentiel et indésirable car elle bloque le transfert thermique.
-) Pour un meilleur transfert thermique il faut augmenter la température ou bien diminuer la vitesse.